

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTIAGO – CHILE



**“Diagnóstico y propuestas de mitigación para
comportamientos vibracionales atípicos mediante
monitoreo del espacio de frecuencias del sistema
turbina-generator en Central Hidroeléctrica
Aconcagua”**

CATALINA ANNAIS DEL CARMEN CAMACHO VENEGAS

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERA CIVIL MECÁNICA

Profesor Guía: PhD. Patricio Arrué Cornejo

Profesor Correferente: Dr. Ing. Jaime Núñez Segovia

Marzo 2026



CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): ☒ Memoria o trabajo de título ☐ Tesis de Postgrado

Título del trabajo: Diagnóstico y propuestas de mitigación para comportamientos vibracionales atípicos mediante monitoreo del espacio de frecuencias del sistema turbina-generator en Central Hidroeléctrica Aconcgua

Nombre del candidato(a): Catalina Annaiss Del Carmen Camacho Venegas

Carrera / Grado: Ingeniería Civil Mecánica

Campus: Santiago San Joaquín **Departamento:** Mecánica

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Patricio Arrué Comejo, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

☒ El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

☐ El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por (**marcar una opción**):

☐ 6 meses ☐ 12 meses ☐ 2 años ☐ 3 años ☐ 5 años ☐ 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: 18/03/26 Firma: 

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 18/03/26 Firma: 

Este formulario debe ser insertado como página 2 de la memoria o tesis, completado y firmado por estudiante y profesor(a) antes de la entrega en portal PRISMA de Biblioteca USM.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, le agradezco profundamente a Dios por darme la fuerza cuando sentí que me faltaba y la valentía de seguir adelante pese a cada obstáculo. Le agradezco por ser mi paz, calma y refugio, y por otorgarme conocimiento, inteligencia y sabiduría durante todo mi proceso académico. Toda honra y gloria sean para Él.

Agradezco a mi familia por su apoyo y palabras de aliento. Gracias por ser mis formadores e inculcarme el valor del esfuerzo, la perseverancia y la lucha por alcanzar los sueños. Gracias por inspirarme a ser cada día una mejor persona y profesional. También agradezco a mi gatita Nala, quien me transmitió calma y compañía en cada hora de estudio y que me acompañó innumerables noches de trabajos e informes estando en mi escritorio.

A mi pareja, Jorge, quien ha estado a mi lado desde el colegio y hoy me acompaña en la culminación de este proceso educativo. Gracias por tu apoyo incondicional, por creer siempre en mi potencial, por enseñarme con tanto amor y ayudarme cuando sentía que no podía más. Gracias por cada traspase de estudio compartido, por tu contención y por ser mi gran tutor en varias materias. Tu compañía y entrega han sido fundamentales.

A mi profesor guía, Patricio Arrué, por su tiempo, dedicación y cada retroalimentación que me permitió concretar este escrito. Agradezco su cercanía con los estudiantes y su vocación docente que siempre está buscando sacar lo mejor de cada uno.

A mis amigos de la carrera desde 2019, por su apoyo, compañerismo y alegría en todo momento. Una mención especial a mi mejor amiga Victoria, quien siempre tuvo palabras de aliento cuando más lo necesité. Gracias por tus sabios consejos, tus abrazos, tu cariño y preocupación.

A mi supervisor, Juan García, por su tiempo y disposición para enseñarme temas que desconocía. Gracias por compartir su pasión por la mecánica, por sus consejos y por ser un ejemplo de profesional para mí.

Finalmente, agradezco a todo el personal de mantenimiento del Complejo Hidroeléctrico Aconcagua de Colbún, por su absoluta disposición y por las herramientas que me brindaron para llevar a cabo esta memoria. Gracias por hacerme sentir parte del equipo.

DEDICATORIA

Dedico esta memoria de título a Dios, por permitirme culminar mi carrera profesional, por guiar cada paso en este trabajo y ser siempre la luz en mi camino. Sin Él nada de esto hubiese sido posible.

“Encomienda a Jehová tu camino, confía en él y él hará” (Salmos 37:5).

A mi familia y a mi pareja, por su apoyo incondicional, por las palabras de aliento y por ser el soporte perfecto en los momentos de dificultad. Gracias por su amor, por su contención y por impulsarme siempre a seguir adelante.

RESUMEN

El presente trabajo de título aborda el análisis del comportamiento dinámico y la caracterización de la firma vibracional en las unidades generadoras Juncal y Blanco, las cuales conforman la Central Aconcagua del Complejo Hidroeléctrico Aconcagua de Colbún, situado en la comuna de San Esteban. La investigación surge a partir de los hitos de mantenimiento críticos ocurridos durante el segundo semestre de 2025, centrados en el cambio de rodete de ambas unidades tipo Pelton vertical. Un aspecto determinante de este estudio es que la unidad Juncal experimentó una modificación en su diseño original al reemplazar su rodete de 20 cangilones por uno de 21 cangilones (geometría impar), mientras que la unidad Blanco mantuvo la configuración estándar de 22 cangilones (geometría par). Tras la puesta en marcha, se detectaron ruidos anómalos y variaciones en los niveles de vibración basales en la unidad Juncal, lo que motivó la necesidad de un diagnóstico técnico basado en el monitoreo de condición.

El estudio se basó en un monitoreo continuo y recolección de datos a lo largo del semestre, aprovechando las variaciones naturales en la configuración de inyectores (2, 3, 4 y 6 en funcionamiento) impuestas por la disponibilidad de caudal de los ríos Juncal y Blanco. Esta estrategia permitió obtener una base de datos representativa de diversos escenarios operativos sin la necesidad de interrumpir la operación comercial para pruebas exclusivas.

La instrumentación utilizada consistió en un sistema dual: sondas de proximidad para medir la vibración relativa del eje y acelerómetros para la medición de la velocidad vibratoria absoluta (mm/s) en los descansos estructurales. Esta disposición permitió evaluar el comportamiento del conjunto rotatorio en sus tres puntos de apoyo críticos: guía superior e inferior del generador y guía turbina. Para el monitoreo y adquisición de datos de vibraciones, se utiliza el software Compass 6000TM (Brüel & Kjær Vibro, 2016, v.6.16, Alemania), específicamente la versión de estación de trabajo 3.6.49004 (Type 7123).

El análisis espectral se centró en la frecuencia de paso de rodete (BPF), evaluando cómo la interacción chorro-capacho actúa como la principal fuente excitadora. Se aplicaron modelos de coherencia temporal e interferencia de impactos propuestos por Zhang y Müller, determinando que la relación entre la separación angular de los inyectores y el paso de los cangilones define la amplitud de la respuesta vibracional. Los resultados

evidenciaron que el cambio a una geometría impar ($Z = 21$) en Juncal incrementa la sensibilidad del sistema ante condiciones de inyección asimétrica, lo que concuerda con estudios recientes que señalan aumentos de hasta un 24% en las pulsaciones de presión [17] y fuerzas axiales cuando existe una pérdida de simetría en la secuencia de impactos.

Los resultados obtenidos permiten establecer a la Central Blanco como un caso de control idóneo, cuya firma dinámica validó la estabilidad del diseño de geometría par. En contraste, la unidad Juncal presentó una amplificación de la respuesta vibracional axial con ciertas configuraciones de inyectores en funcionamiento debido a la ruptura de la simetría hidráulica.

Finalmente, esta memoria aporta un marco técnico robusto para el área de mantenimiento mecánico de la central, proporcionando criterios claros para el diagnóstico predictivo y la toma de decisiones operacionales. La caracterización de la línea base vibracional y la identificación de frecuencias críticas de diseño aseguran la continuidad operativa y la confiabilidad de la central hidroeléctrica frente a futuras intervenciones geométricas o cambios en el régimen de inyección.

ABSTRACT

This undergraduate thesis addresses the analysis of the dynamic behavior and vibrational signature characterization of the Juncal and Blanco generating units, which constitute the Aconcagua Power Plant within Colbún's Aconcagua Hydroelectric Complex, located in San Esteban. The research stems from critical maintenance milestones during the second half of 2025, specifically the runner replacement for both vertical Pelton-type units. A decisive aspect of this study is that the Juncal unit underwent a design modification, replacing its original 20-bucket runner with a 21-bucket design (odd geometry), while the Blanco unit maintained the standard 22-bucket configuration (even geometry). Following commissioning, anomalous noise and variations in baseline vibration levels were detected in the Juncal unit, necessitating a technical diagnosis based on condition monitoring.

The study relied on continuous monitoring and data collection throughout the semester, leveraging natural variations in injector configurations (2, 3, 4, and 6 jets in operation) dictated by the flow availability of the Juncal and Blanco rivers. This strategy provided a representative database of diverse operating scenarios without the need to interrupt commercial operations for dedicated testing.

The instrumentation utilized a dual-system approach: proximity probes to measure relative shaft vibration and accelerometers to measure absolute vibration velocity (mm/s) at structural bearings. This setup allowed for the assessment of the rotating assembly's behavior at its three critical support points: the generator's upper and lower guide bearings and the turbine guide bearing. Vibration data acquisition and monitoring were performed using Compass software (Brüel & Kjær Vibro, 2016, v.6.16, Germany), specifically the workstation version 3.6.49004 (Type 7123).

Spectral analysis focused on the Blade Pass Frequency (BPF), evaluating how the jet-bucket interaction acts as the primary excitation source. Temporal coherence and impact interference models proposed by Zhang and Müller were applied, determining that the relationship between angular injector spacing and bucket pitch defines the amplitude of the vibrational response. The results showed that the transition to an odd geometry ($Z = 21$) in Juncal increases system sensitivity to asymmetric injection conditions, aligning

with recent studies indicating up to a 24% increase in pressure pulsations and axial forces when hydraulic symmetry is lost during the impact sequence.

The findings establish the Blanco Power Plant as an ideal control case, whose dynamic signature validated the stability of the even-geometry design. In contrast, the Juncal unit exhibited amplification of the axial vibrational response under certain injector configurations due to the loss of hydraulic symmetry.

Finally, this thesis provides a robust technical framework for the plant's mechanical maintenance department, offering clear criteria for predictive diagnosis and operational decision-making. The characterization of the vibrational baseline and the identification of critical design frequencies ensure operational continuity and the reliability of the hydroelectric plant with respect to future geometric interventions or changes in injection regimes.

GLOSARIO

CBM: Condition-Based Maintenance (Mantenimiento basado en la condición).

FFT: Fast Fourier Transform (Transformada Rápida de Fourier).

RMS: Root Mean Square (Valor cuadrático medio o valor eficaz).

ADC: Analog to Digital Converter (Convertidor analógico digital).

BPF: Blade Passing Frequency (Frecuencia de paso de rodete).

1x: Frecuencia Síncrona (Frecuencia de Rotación).

2x: Segundo armónico de la frecuencia síncrona.

RTD: Resistance Temperature Detector (Detector de temperatura por resistencia).

RPM: Revoluciones por minuto.

SEN: Sistema Eléctrico Nacional.

IEPE: Integrated Electronics Piezo-Electric (Piezoeléctrico de Electrónica Integrada).

AC/DC: Corriente alterna / corriente directa.

ISO: International Standards Organization (Organización Internacional de Normalización).

SCADA: Supervisory Control and Data Acquisition (Control de Supervisión y Adquisición de Datos).

CBM: Condition Based Maintenance (Mantenimiento basado en la condición).

INTRODUCCIÓN

Colbún es una de las principales empresas generadoras de energía eléctrica en Chile, destacando por su compromiso con la sostenibilidad, eficiencia operativa y diversificación energética. Actualmente cuenta con una capacidad instalada de 3.643 MW, distribuida en un 44% hidráulica, 42.9% térmica, 6.6% eólica y 6.3% solar, lo que la posiciona como el segundo mayor generador del Sistema Eléctrico Nacional (SEN).

Dentro de su infraestructura hidroeléctrica, destaca el Complejo Hidroeléctrico Aconcagua, ubicado en la Región de Valparaíso. Este sistema está integrado por seis centrales de pasada (Los Quilos, Blanco, Juncal, Juncalito, Hornitos y Chacabuquito), las cuales aprovechan el caudal natural de diversos ríos para generar energía limpia. Su operación minimiza el impacto ambiental al prescindir de grandes embalses, manteniendo el régimen natural de los caudales. En estas centrales se emplean turbinas Pelton, Francis y Kaplan, cada una adaptada a distintas condiciones hidráulicas. Sin embargo, esta memoria se centrará exclusivamente en las turbinas Pelton de eje vertical de las centrales Juncal y Blanco, que en conjunto componen la Central Aconcagua.

El funcionamiento de estas centrales consiste en captar el agua del cauce natural, conducirla por canales o túneles hasta una cámara de carga y luego enviarla mediante una tubería forzada hacia la casa de máquinas. Allí, el salto hidráulico se transforma en energía mecánica rotacional mediante turbinas, que están acopladas a generadores eléctricos. Aunque este proceso es altamente eficiente, al igual que en todo equipo rotatorio de gran escala, el sistema está expuesto a fenómenos dinámicos indeseados, principalmente vibraciones mecánicas. La aparición y el patrón de estas vibraciones son sensibles a múltiples factores, incluyendo desbalanceo, desalineación y, crucialmente, las excitaciones hidráulicas y operacionales.

En la Central Aconcagua se han observado comportamientos vibracionales atípicos que se caracterizan por presentar firmas espectrales inusuales o incrementos de amplitud bajo ciertas combinaciones de caudal y configuración de inyectores. Dado que la causa raíz de estas excitaciones no está claramente identificada por los planes de mantenimiento actuales, su presencia genera incertidumbre en la predicción del comportamiento

dinámico futuro, lo que podría, a largo plazo, comprometer la confiabilidad y disponibilidad de los activos.

En este contexto, la presente memoria tiene como objetivo principal diagnosticar y caracterizar los comportamientos vibracionales atípicos detectados. Este estudio se abordará desde una perspectiva de monitoreo de condición (CBM), centrándose en el análisis del espacio de frecuencias y su correlación directa con las variables operativas específicas de cada unidad.

Para lograr este objetivo, se aplica una estructura de análisis que involucra:

- La caracterización de las unidades turbina-generador de las centrales Juncal y Blanco, incluyendo su geometría e instrumentación.
- El análisis de registros históricos de las respuestas vibracionales para la identificación de anomalías espectrales.
- La correlación explícita de los comportamientos vibracionales detectados con variables operacionales clave, tales como el caudal, la potencia, la apertura y el número de inyectores en funcionamiento.
- La propuesta de acciones de mitigación orientadas a reducir la magnitud de estas vibraciones atípicas, mejorando la gestión operativa de las unidades.

Finalmente, se espera que este estudio proporcione un diagnóstico de la dinámica de los equipos y contribuya significativamente al fortalecimiento de la estrategia de mantenimiento predictivo de Colbún en la Central Aconcagua. Al establecer la relación causal entre las variables operativas y los patrones vibracionales atípicos, se aportará conocimiento y herramientas técnicas que permitan reducir la incertidumbre en el origen y la gestión de estos fenómenos, que faciliten la toma de decisiones operativas informadas para evitar regímenes de alta excitación y que potencien la capacidad predictiva de la empresa, lo que consecuentemente puede impactar positivamente en la confiabilidad operativa y la vida útil de los componentes estratégicos, alineándose con los estándares de excelencia operacional de la compañía.

OBJETIVOS

El objetivo general del trabajo es diagnosticar los comportamientos vibracionales atípicos presentes en el sistema turbina-generador de la central hidroeléctrica Aconcagua, mediante el análisis del espacio de frecuencias y la correlación con las condiciones operativas, proponiendo medidas de mitigación orientadas a reducir la magnitud de las vibraciones atípicas y mejorar la predicción del comportamiento vibracional.

Para lograr el propósito del trabajo se consideran los siguientes objetivos específicos:

- Identificar técnica y operativamente las unidades turbina-generador de las centrales Juncal y Blanco, considerando su geometría, tipo de rodete, instrumentación de monitoreo y condiciones de operación.
- Analizar registros históricos de las respuestas vibracionales adquiridas en los descansos del sistema para la identificación de anomalías espectrales.
- Relacionar los comportamientos vibracionales detectados con las variables hidráulicas y operacionales relevantes, tales como caudal, potencia generada, apertura y número de inyectores en operación.
- Proponer acciones de mitigación para la disminución de la magnitud de las vibraciones atípicas.

PLAN DE TRABAJO

Para llevar a cabo la presente Memoria de Título es necesario seguir cinco etapas secuenciales, diseñadas para abordar de manera sistemática el objetivo general de diagnosticar los comportamientos vibracionales atípicos de las unidades turbina-generador de Juncal y Blanco.

A continuación, se presenta la Figura 1, que resume el flujo de trabajo y la descripción de cada etapa.

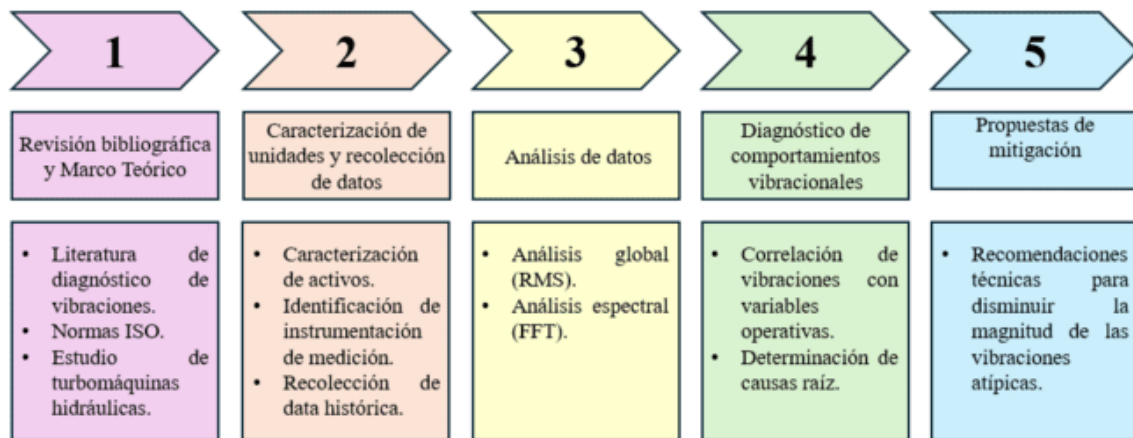


Figura 1. Plan de trabajo.

Etapla 1 - Revisión bibliográfica y Marco Teórico: Esta etapa inicial sienta las bases teóricas y técnicas del estudio. Las actividades clave incluyen:

- Fundamentos de procesamiento y análisis de señales: Revisión de la literatura especializada en la cadena de adquisición de datos (muestreo, aliasing, cuantización) y técnicas de procesamiento digital. Estudio de la Transformada Rápida de Fourier (FFT), análisis de energía (RMS) y aplicación de criterios de severidad según normativas internacionales (ISO 10816).
- Estudio de turbinas Pelton e interacción hidráulica: Estudio de la operación de turbinas Pelton de eje vertical, con énfasis en la interacción chorro-cangilón. Esto incluye la revisión de modelos teóricos de estabilidad (como la condición de coincidencia) y el efecto de parámetros cinemáticos como el factor de velocidad periférica (k_{u1}).

- Caracterización de sistemas de monitoreo: Estudio de la instrumentación (sondas de proximidad y acelerómetros), arquitecturas de sensorización en tiempo real y estrategias de adquisición de datos para activos de gran potencia en centrales de pasada.

Etapas 2 – Caracterización de unidades y recolección de datos de la Central Aconcagua: Esta etapa define el universo de estudio y asegura la integridad de la base de datos para el análisis posterior. Las actividades incluyen:

- Caracterización de activos: Recopilación de planos, geometrías y parámetros operativos nominales de las unidades Juncal y Blanco (por ejemplo: velocidad nominal, número de inyectores, cantidad de cangilones).
- Identificación de instrumentación: Levantamiento de la instrumentación de monitoreo de vibraciones instalada, detallando la ubicación de las sondas de proximidad y acelerómetros, así como la configuración de los sensores operativos (caudal, presión, potencia).
- Recolección de datos históricos: Obtención y organización de los registros de vibración y parámetros operacionales almacenados durante el periodo de estudio (agosto a noviembre de 2025).

Etapas 3 – Análisis de datos: Se centra en el tratamiento de los datos y la aplicación de técnicas de diagnóstico. Las actividades clave son:

- Análisis de tendencia y severidad (RMS): Evaluación global de los niveles de vibración para establecer líneas base y detectar desviaciones de severidad general según ISO 10816-5.
- Análisis espectral (FFT): Identificación de firmas espectrales, con foco en la frecuencia de paso de cangilones (BPF) y en armónicos inusuales que se desvían de los patrones normales de operación.

Etapas 4 – Diagnóstico de comportamientos vibracionales: Etapa de interpretación técnica que vincula la respuesta dinámica con la física de operación. Las actividades incluyen:

- Correlación operacional: Desarrollo de análisis cruzados para correlacionar la amplitud de las vibraciones atípicas con variables operacionales (caudal,

apertura de inyectores, potencia), identificando las condiciones que excitan el fenómeno.

- Determinación de la causa raíz: Discusión de los resultados espectrales y correlacionales para proponer la causa física o hidráulica más probable del comportamiento atípico.

Etapas 5 – Propuestas de mitigación y recomendaciones: Medidas que deben ser adoptadas para disminuir la excitación vibracional basadas en el diagnóstico previo. Las actividades incluyen:

- Recomendaciones técnicas: Formulación de propuestas operacionales o de mantenimiento basadas en la causa raíz diagnosticada, orientadas a mitigar las excitaciones vibratorias atípicas.

INDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS	i
DEDICATORIA	ii
RESUMEN.....	iii
ABSTRACT	v
GLOSARIO	vii
INTRODUCCIÓN	viii
OBJETIVOS	x
PLAN DE TRABAJO	xi
ÍNDICE DE TABLAS.....	xvii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xviii
1. Marco Teórico	1
1.1 Centrales hidroeléctricas de pasada	2
1.2 Turbina Pelton	2
1.2.1 Principio de funcionamiento	3
1.2.2 Componentes principales	4
1.3 Generador eléctrico síncrono	7
1.3.1 Principio de funcionamiento	7
1.3.2 Componentes principales	8
1.4 Mantenimiento predictivo o basado en condición	10
1.4.1 Fundamentos del CBM y su relevancia en centrales de pasada.....	11
1.4.2 CBM y monitoreo del espacio de frecuencias.....	11
1.4.3 Integración del CBM con variables operativas	12
1.5 Fundamentos del análisis de vibraciones	13
1.5.1 Procesamiento de señales vibracionales.....	13
1.5.2 Transformada rápida de Fourier y análisis espectral.....	17
1.5.3 Parámetros fundamentales del dominio del tiempo	18
1.5.4 Unidades de medida y aplicaciones de diagnóstico	19
1.5.5 Análisis global en el dominio del tiempo: valor RMS.....	21
1.6 Modos de falla en equipos electromecánicos.....	22

1.6.1	Fallas mecánicas.....	22
1.6.2	Fallas hidráulicas.....	28
1.6.3	Fallas eléctricas	30
1.7	Influencia de las condiciones de operación sobre las vibraciones	31
1.7.1	Variación de carga (caudal y potencia generada)	32
1.7.2	Grado de apertura de los inyectores	33
1.7.3	Cantidad de inyectores en servicio.....	35
1.7.4	Interacción dinámica chorro – cangilón (condición de coincidencia)	36
1.7.5	Sensibilidad de la geometría ante variaciones en la alineación del chorro ..	38
1.7.6	Amplificación de las pulsaciones de presión y riesgo de fatiga.....	40
1.7.7	Interacción modal y excitación de diámetros nodales (k)	42
1.8	Evaluación de severidad vibratoria según Norma ISO 10816-5	44
1.9	Sistema de medición y análisis de datos	47
1.9.1	Tipología de sensores utilizados	47
1.9.2	Ubicación y montaje según Norma ISO 10816-5	49
2.	Descripción técnica de la Central Aconcagua	51
2.1	Emplazamiento y contexto operacional	51
2.2	Descripción del aprovechamiento hidráulico.....	52
2.3	Unidades generadoras y casa de máquinas	53
2.4	Instrumentación y sistema de monitoreo.....	54
2.4.1	Disposición de sensores	54
2.4.2	Estándares de instalación	55
3.	Descripción técnica de la Central Aconcagua	61
3.1	Central Juncal.....	61
3.2	Central Blanco.....	63
4.	Resultados del monitoreo de registros espectrales de vibraciones.....	65
4.1	Central Juncal.....	65
4.2	Central Blanco.....	70
5.	Análisis y discusión de resultados.....	74
5.1	Central Juncal.....	74
5.2	Central Blanco.....	88

6.	Propuestas de mitigación y recomendaciones técnicas	100
6.1	Optimización del régimen operacional y lógica de control	100
6.1.1	Directriz específica para central Juncal ($Z = 21$)	101
6.1.2	Directriz específica para Central Blanco ($Z = 22$)	102
6.2	Estándares de aceptación de vibración (BPF axial)	102
6.3	Gestión integral de activos y monitoreo condicional.....	105
6.4	Criterios de diseño para futuras adquisiciones.....	106
CONCLUSIONES		107
TRABAJOS FUTUROS		109
REFERENCIAS.....		111
ANEXOS		114

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Aplicación típica de magnitudes de vibración.....	21
Tabla 2. Límites de la zona de evaluación recomendados para máquinas del grupo 4. Norma 10816-5:2000.	47
Tabla 3. Especificaciones técnicas central Aconcagua.	53
Tabla 4. Configuración detallada de sensores y nomenclatura por unidad de la central Aconcagua.....	56
Tabla 5. Resumen de pruebas operacionales y percepción de ruido en central Juncal (rodete $Z = 21$).	62
Tabla 6. Evaluación de riesgo de resonancia axial ($k = 1$) para la central Juncal.	87
Tabla 7. Evaluación de riesgo de resonancia axial ($k = 1$) para la central Blanco.....	94
Tabla 8. Matriz comparativa de zonas de operación segura (Juncal vs. Blanco).	100
Tabla 9. Amplitudes de referencia (línea base) para la BPF axial de la central Juncal según configuración operativa.....	103
Tabla 10. Amplitudes de referencia (línea base) para la BPF axial de la central Blanco según configuración operativa.	103

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Plan de trabajo.	xi
Figura 2. Turbina Pelton vertical con seis inyectores [3].	3
Figura 3. Detalle geométrico del cangilón (cuchara) de una turbina Pelton [4].	5
Figura 4. Esquema de corte de un inyector Pelton detallando la disposición de la aguja, la tobera y el deflector [5].	6
Figura 5. Esquema de corte de la unidad turbina-generator vertical.	9
Figura 6. Flujo de adquisición y procesamiento de señales vibracionales [9].	14
Figura 7. Etapas del proceso de conversión analógica-digital [22].	16
Figura 8. Transformación de señales en el dominio del tiempo al dominio de la frecuencia [11].	18
Figura 9. Definición de amplitudes de vibración [11].	19
Figura 10. Espectro característico de desbalanceo [15].	23
Figura 11. Espectro característico de desalineación paralela [15].	24
Figura 12. Espectro característico de desalineación angular [15].	24
Figura 13. Espectro característico de eje doblado [15].	25
Figura 14. Espectro característico de soldadura mecánica tipo A [15].	26
Figura 15. Espectro característico de soldadura mecánica tipo C [14].	26
Figura 16. Espectro característico de remolino de aceite [15].	27
Figura 17. Espectro característico de la frecuencia de paso de álabes [15].	28
Figura 18. Espectro característico de turbulencia de flujo [15].	29
Figura 19. Espectro característico de cavitación [15].	30
Figura 20. Variación de la geometría del chorro según la posición de la aguja [20]. Donde las zonas I, II y III representan las etapas de transición en la velocidad del flujo y la presión del sistema, mientras que la zona IV corresponde a la descarga o formación del chorro libre.	34
Figura 21. Esquema del ciclo de interacción del chorro sobre los cangilones giratorios [16].	36
Figura 22. Influencia del número de cangilones (Z) en el rango de operación estable [16].	37

Figura 23. Esquematización de las desviaciones (offsets) radiales y axiales del chorro respecto al centro teórico del cangilón Pelton [17].	38
Figura 24. Curvas de historia de tiempo de las fuerzas en el rodete [17].	40
Figura 25. Amplitud relativa de la pulsación de presión en distintos puntos del cangilón [17].	41
Figura 26. Máquina grupo 4 [12].	46
Figura 27. Puntos de medición de vibraciones mecánicas [12].	46
Figura 28. Esquema de corte transversal de un acelerómetro piezoeléctrico industrial, mostrando la disposición de la masa sísmica y el cristal sensor [11].	48
Figura 29. Diagrama esquemático del principio de operación de un sistema de medición de desplazamiento por corrientes de Eddy [11].	49
Figura 30. Disposición ortogonal típica (90°) de sensores radiales sobre el soporte del cojinete para la descomposición vectorial de la vibración [19].	50
Figura 31. Vistas aéreas de la central Aconcagua.	52
Figura 32. Esquema de distribución de sensores y visualización en tiempo real para la unidad Juncal.	55
Figura 33. Esquema de distribución de sensores y visualización en tiempo real para la unidad Blanco.	55
Figura 34. Sensores de vibración relativa de los rodamientos de la turbina.	56
Figura 35. Cascada de espectros de vibración en dirección axial en el descanso de la turbina Juncal.	66
Figura 36. Frecuencia de paso para el antiguo rodete de 20 capachos.	67
Figura 37. Frecuencia de paso para el nuevo rodete de 21 capachos (105 Hz).	67
Figura 38. Espectro en cascada que compara la amplitud de la vibración de la BPF cuando funcionan 2 inyectores vs. 3 inyectores.	68
Figura 39. Espectro en cascada comparativo de la amplitud de la vibración de la BPF cuando funcionan 3 inyectores vs. 4 inyectores.	69
Figura 40. Comparativa espectral en cascada de la BPF según la configuración de inyectores (3, 4 y 6 activos).	69
Figura 41. Comparativa espectral antes y después del cambio de rodete en Blanco.	71

Figura 42. Espectro en cascada comparativo de la amplitud de la vibración de la BPF cuando funcionan 2 inyectores vs. 3 inyectores en Blanco.....	72
Figura 43. Espectro en cascada comparativo de la amplitud de la vibración de la BPF cuando funcionan 3 inyectores vs. 4 inyectores en Blanco.....	73
Figura 44. Espectro en cascada de la amplitud de la BPF en la unidad Blanco bajo distintas configuraciones de inyección (2, 3, 4 y 6 inyectores).....	73
Figura 45. Disposición angular de capachos e inyectores con $Z = 20$ central Juncal.	76
Figura 46. Disposición angular de capachos e inyectores con $Z = 21$ central Juncal.	76
Figura 47. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 2$	77
Figura 48. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 21$ y $m = 2$ con clustering marcado.	78
Figura 49. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 3$	79
Figura 50. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 21$ y $m = 3$	80
Figura 51. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 4$	82
Figura 52. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 21$ y $m = 4$	83
Figura 53. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 6$	84
Figura 54. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 21$ y $m = 6$	85
Figura 55. Disposición angular de capachos e inyectores con $Z = 22$ central Blanco.....	89
Figura 56. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 22$ y $m = 2$ (Blanco).....	90
Figura 57. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 22$ y $m = 3$ (Blanco).....	91
Figura 58. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 4$ (Blanco).....	92
Figura 59. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 6$ (Blanco).....	93
Figura 60. Comparativa general de espectros en Blanco.	96
Figura 61. Espectro para $Z = 22$, $m = 2$ en Blanco.	97
Figura 62. Espectro para $Z = 22$, $m = 3$ en Blanco.	97
Figura 63. Espectro para $Z = 22$, $m = 4$ en Blanco.	98
Figura 64. Espectro para $Z = 22$, $m = 6$ en Blanco.	98

1. Marco Teórico

El presente capítulo establece los fundamentos conceptuales y técnicos que sustentan el diagnóstico de los comportamientos vibracionales en el sistema turbina-generator de la Central Aconcagua.

Este marco teórico se estructura para proporcionar la base necesaria para la caracterización de los activos y el análisis espectral. Inicialmente, se definen los elementos de estudio, incluyendo los principios de operación y los componentes principales de las centrales hidroeléctricas de pasada.

Posteriormente, la revisión se centra en técnicas de diagnóstico. Se introduce el concepto de mantenimiento predictivo o basado en condición (CBM) como marco estratégico y se profundiza en los fundamentos del análisis de vibraciones, detallando el procesamiento de señales, la transformada rápida de Fourier (FFT) y las magnitudes de medición clave (RMS, velocidad, aceleración).

El capítulo concluye abordando el contexto operacional y normativo. Se examina la influencia de las condiciones de operación (caudal, potencia, inyectores) sobre las vibraciones, aspecto crucial para la caracterización de los fenómenos atípicos.

Finalmente, se definen los modos de falla más relevantes (mecánicos, hidráulicos y eléctricos) y se profundiza en la normativa ISO 10816-5, la cual establece los criterios específicos para la evaluación de la severidad vibratoria en grupos generadores de centrales hidroeléctricas. Asimismo, se describe el sistema de adquisición y análisis de datos, detallando la instrumentación empleada, su disposición física y los criterios de montaje conforme a la normativa vigente.

La integración de estos conceptos teóricos permitirá la interpretación rigurosa de los resultados espectrales en función de las variables de operación real de las unidades, cumpliendo así con el objetivo de caracterizar las causas de los comportamientos vibracionales atípicos.

1.1 Centrales hidroeléctricas de pasada

Las centrales hidroeléctricas de pasada son instalaciones que aprovechan el caudal natural de un río, sin necesidad de construir grandes embalses, lo que las convierte en una alternativa sustentable de bajo impacto ambiental [1].

Su funcionamiento se basa en la transformación de la energía potencial del agua (producto del desnivel del terreno) en energía eléctrica, mediante un sistema continuo de captación, conducción, generación y restitución.

El proceso se inicia en la bocatoma, donde se capta parte del caudal del río. Luego, el agua es conducida a través de canales o túneles hasta una cámara de carga ubicada en un punto de mayor altura respecto a la casa de máquinas. Desde allí, el agua desciende por una tubería forzada, adquiriendo alta presión gracias al desnivel o a la altura neta disponible.

Al llegar a la casa de máquinas, el flujo presurizado impacta las turbinas hidráulicas, generando un movimiento rotacional que se transmite a un generador acoplado. Este transforma la energía mecánica en energía eléctrica, la cual es enviada a una subestación elevadora para ser inyectada al Sistema Eléctrico Nacional (SEN).

Finalmente, el agua superficial del río es restituida con el mismo volumen y bajo las mismas condiciones en un punto aguas abajo del río.

1.2 Turbina Pelton

La turbina Pelton pertenece a la familia de las turbinas hidráulicas de acción, diseñada específicamente para aprovechar grandes saltos hidráulicos (altas alturas netas) con caudales relativamente bajos o medios. A diferencia de las turbinas de reacción (como Francis o Kaplan), el intercambio de energía en la turbina Pelton ocurre a presión atmosférica, ya que el agua es suministrada al rodete en forma de chorros de alta velocidad.

Este tipo de turbomáquina tiene una operación dinámica porque involucra el impacto cíclico de chorros de agua sobre los cangilones del rodete, generando fuerzas de excitación vibratoria que son altamente sensibles a la regulación de inyectores y a la calidad del

chorro. Por lo tanto, el diagnóstico de los comportamientos vibracionales requiere un conocimiento del principio de funcionamiento y de la función específica de sus componentes clave [1], [2].

1.2.1 Principio de funcionamiento

El proceso de la transformación de la energía potencial y de presión del agua en energía cinética, inicia en la tubería forzada, que conduce el agua a alta presión hasta el inyector o tobera. Como se ilustra en la Figura 2, hay unidades que cuentan con una disposición de seis inyectores distribuidos radialmente alrededor del rodete. Cada inyector está compuesto por una aguja móvil que regula la sección de paso y controla el caudal, y un anillo que estabiliza el chorro.

Al abrirse la aguja, el agua se descarga en forma de chorro concentrado a gran velocidad, dirigido directamente hacia los cangilones o cucharas del rodete Pelton.

El rodete, solidario al eje (vertical u horizontal), está provisto de cangilones con forma de doble cavidad y un tabique central. El chorro impacta en cada cuchara, dividiéndose en dos corrientes simétricas que se desvían casi 180° , transfiriendo así la mayor parte de la energía cinética al rodete [1].

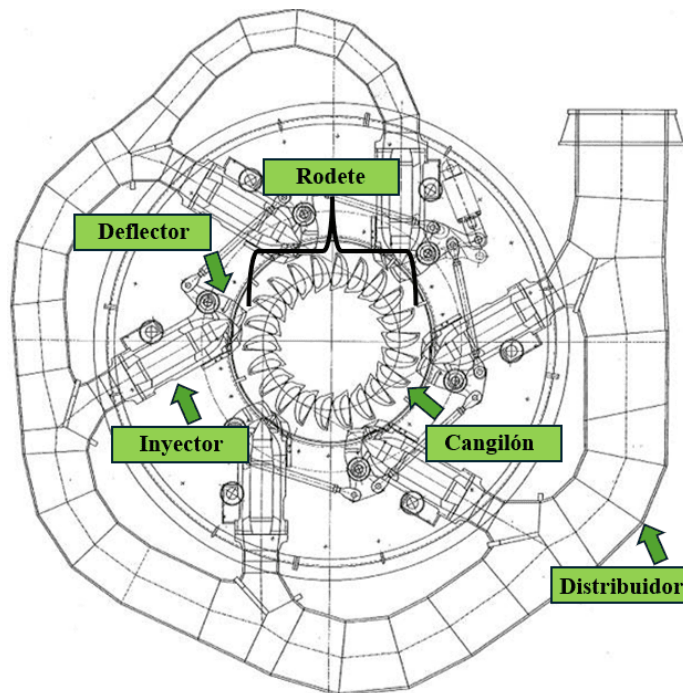


Figura 2. Turbina Pelton vertical con seis inyectores [3].

Para evitar pérdidas durante el cierre rápido del inyector, se emplea un deflector que desvía el chorro sin interrumpirlo bruscamente, minimizando transitorios hidráulicos (golpe de ariete). El distribuidor y la carcasa protegen los elementos móviles y contienen salpicaduras.

El sistema de regulación ajusta la posición de la aguja y el deflector de manera automática en función de la demanda eléctrica y las condiciones de operación. El cojinete guía mantiene el alineamiento del eje, mientras que el cojinete de empuje absorbe las cargas axiales producidas por el impacto del agua. La energía mecánica obtenida se transmite al generador eléctrico acoplado al eje, produciendo energía eléctrica.

Las condiciones de operación típicas de una turbina Pelton son las siguientes:

- Altura neta: alta (> 80 m, normalmente > 300 m).
- Caudal: de bajo a medio.
- Velocidad específica: baja.
- Régimen de operación: flujo discontinuo y pulsante por chorros.
- Aplicación típica: centrales de pasada o de alta montaña, donde se dispone de grandes desniveles y caudales relativamente reducidos.

1.2.2 Componentes principales

Los componentes principales de una turbina Pelton trabajan de manera coordinada para transformar la energía hidráulica disponible en energía mecánica de rotación.

1. Rodete:

Es el componente principal de la turbina que recibe la energía cinética del chorro de agua. Consiste en un disco central al cual se fija de manera periférica una serie de cucharas o cangilones.

Su función es absorber el impulso lineal del chorro de agua y transformarlo en un par motor de rotación en el eje de la turbina. Su diseño debe asegurar una alta resistencia a la fatiga y a la erosión por cavitación de impacto. Los materiales suelen ser aceros inoxidables fundidos o forjados de alta calidad.

2. Cangilones, capachos o cucharas:

Corresponden a las paletas simétricas ubicadas en la periferia del rodete. Como se ilustra en la Figura 3, cada cangilón posee un borde de ataque y, en su centro, un divisor o cuña que divide el chorro de agua en dos partes, dirigiéndolas suavemente hacia los bordes de salida.

Su función es capturar la energía del chorro de agua con la mínima pérdida de energía residual y redirigir el agua con una velocidad relativa cercana a cero, minimizando la transferencia de impulso. La geometría del divisor y el ángulo de salida son críticos para la eficiencia hidráulica, ya que son zonas de alto esfuerzo cíclico y de desgaste por impacto, lo que requiere tratamiento superficial o el uso de aleaciones especializadas.

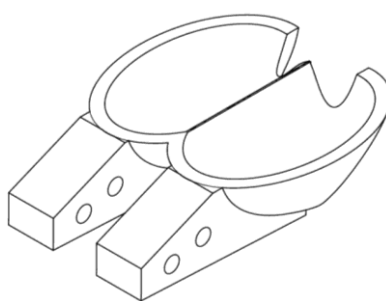


Figura 3. Detalle geométrico del cangilón (cuchara) de una turbina Pelton [4].

3. Conjunto Inyector-Tobera-Aguja:

Es el órgano esencial de regulación de la turbina Pelton, responsable de suministrar el caudal requerido en forma de un chorro de agua de alta velocidad y forma cilíndrica definida.

La tobera es la sección convergente del inyector. Su función es acelerar el agua, transformando la energía de presión neta (disponible en el tubo distribuidor) en la máxima energía cinética posible. Define el diámetro final del chorro de agua.

La aguja es un cuerpo de revolución de forma cónica que se desplaza axialmente dentro de la tobera, tal como se aprecia en el corte transversal de la Figura 4. Su movimiento controlado por el sistema de regulación modifica el área de la sección de salida del inyector, lo que permite el control preciso y continuo del caudal de agua que impacta el rodete, sin afectar significativamente la calidad geométrica del chorro a aperturas mayores.

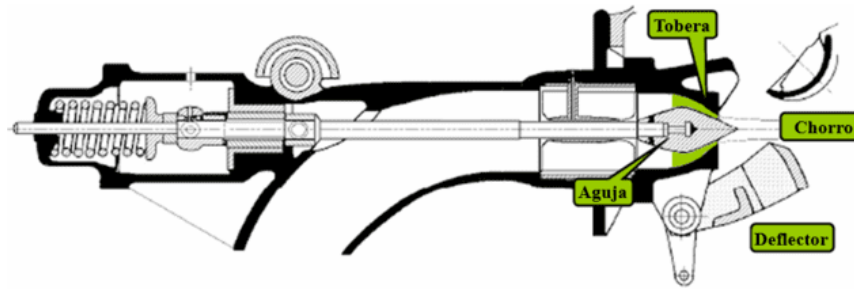


Figura 4. Esquema de corte de un inyector Pelton detallando la disposición de la aguja, la tobera y el deflector [5].

4. Deflector

Es un elemento auxiliar, móvil y de respuesta rápida, que se ubica justo antes del rodete. Como se identifica en la parte inferior de la Figura 4, el deflector está posicionado estratégicamente para interceptar el flujo. En caso de un rechazo de carga brusco (disminución súbita de la demanda de potencia), el deflector tiene como función actuar de forma inmediata desviando el chorro de agua lejos de los cangilones. Esto detiene rápidamente la aceleración del rodete, mientras que la aguja (que se mueve más lentamente para evitar un golpe de ariete excesivo en la tubería de presión) reduce progresivamente el caudal.

El deflector protege la turbina y el generador contra sobrevelocidades críticas y minimiza los tiempos de respuesta del sistema de regulación.

5. Distribuidor

En turbinas Pelton de múltiples inyectores, el distribuidor es el conducto ramificado que toma el agua de la tubería forzada principal y la reparte uniformemente entre todos los inyectores.

Su función es asegurar que cada inyector reciba el caudal con una presión hidráulica idéntica y uniforme, permitiendo una distribución de fuerzas simétrica y balanceada sobre el rodete.

1.3 Generador eléctrico síncrono

El generador eléctrico síncrono es el componente que constituye el eslabón final del sistema turbina-generador hidráulico. Su función principal es transformar la energía mecánica de rotación suministrada por la turbina hidráulica en energía eléctrica con las características de voltaje, frecuencia y fase requeridas por la red de transmisión. En el contexto de centrales hidroeléctricas de pasada, generalmente se emplean generadores síncronos de eje vertical, diseñados para operar a la velocidad de sincronismo definida por el número de polos y la frecuencia de red.

1.3.1 Principio de funcionamiento

El generador síncrono es una máquina eléctrica rotativa que transforma energía mecánica en eléctrica mediante la interacción de campos magnéticos. Su funcionamiento se basa en la Ley de Inducción de Faraday: al hacer girar un campo magnético (rotor) frente a un devanado fijo (estator), se induce una fuerza electromotriz (FEM) en este último, cuya frecuencia está rígidamente vinculada a la velocidad de rotación de la máquina [6].

El generador síncrono requiere una corriente de excitación continua (DC), suministrada al rotor, la cual crea un campo magnético fijo respecto al rotor. Cuando el rotor es impulsado mecánicamente por la turbina hidráulica a la velocidad de sincronismo (n_s), este campo magnético gira a la misma velocidad.

Las líneas de flujo magnético rotatorio cortan los conductores del bobinado trifásico del estator. Este movimiento relativo entre el campo magnético y los conductores induce una FEM alterna (AC) en cada fase del estator.

La máquina se denomina síncrona porque la velocidad angular del rotor (n) es idéntica a la velocidad angular del campo magnético rotatorio (n_s). Esta velocidad está determinada por la frecuencia eléctrica (f) de la red (a 50 Hz en Chile), y el número de pares de polos (p) del generador, según la Ecuación 1, donde P es el número total de polos. Mantener la velocidad del rotor a n_s , asegura que la frecuencia de la energía generada sea la misma que la frecuencia de la red, condición indispensable para la conexión en paralelo.

$$n_s = \frac{120*f}{P} \quad (\text{Ecuación 1})$$

1.3.2 Componentes principales

El generador síncrono se compone de dos partes principales que interactúan electromagnéticamente y están soportadas por una estructura mecánica robusta.

1. **Estator:** Es la parte fija del generador que constituye el armazón estructural y contiene el bobinado inducido donde se genera la energía eléctrica.

- Núcleo magnético: está constituido por un apilamiento de chapas delgadas de acero al silicio, aisladas entre sí para minimizar las pérdidas por histéresis y corrientes parásitas de Foucault (Eddy). Este núcleo posee ranuras longitudinales en su periferia interior donde se alojan los conductores [24].
- Devanado inducido: consiste en un bobinado trifásico distribuido, generalmente dispuesto en conexión en estrella. Esta configuración, representada simbólicamente por la letra ‘Y’ debido a la forma geométrica que adoptan los conductores al unirse en un punto neutro común, es donde se induce la FEM alterna que se entrega a la red tras el proceso de conversión.
- Carcasa: corresponde a la estructura externa de fundición o acero soldado que soporta al núcleo magnético. Garantiza la rigidez mecánica del conjunto y canaliza el flujo del sistema de refrigeración.

2. **Rotor de polos salientes (devanado inductor):** En centrales hidroeléctricas de baja y media velocidad, como las asociadas a turbinas Pelton se utilizan rotores de polos salientes. A diferencia de los rotores cilíndricos, estos representan estructuras polares que sobresalen del eje, optimizando el diseño para las velocidades síncronas requeridas en generación hidráulica [25].

- Bobinas de campo: son alimentadas con corriente continua (DC) y generan el flujo magnético principal. La interacción de este campo giratorio con el entrehierro es lo que permite la transferencia de potencia.
- Devanados amortiguadores (damper): consisten en barras de cobre o aluminio cortocircuitadas, incrustadas en las caras de los polos. Su función es crítica para la estabilidad: actúan como una jaula de ardilla que genera cuplas de oposición ante oscilaciones transitorias de la velocidad,

amortiguando las oscilaciones de potencia frente a cambios bruscos de carga o fallas en la red [25].

3. **Sistema de soporte y cojinetes:** la integridad mecánica y la estabilidad vibratoria del conjunto dependen de la configuración de los cojinetes, especialmente en unidades de eje vertical. La disposición y ubicación de estos elementos de soporte y control de temperatura se ilustran en la Figura 5.

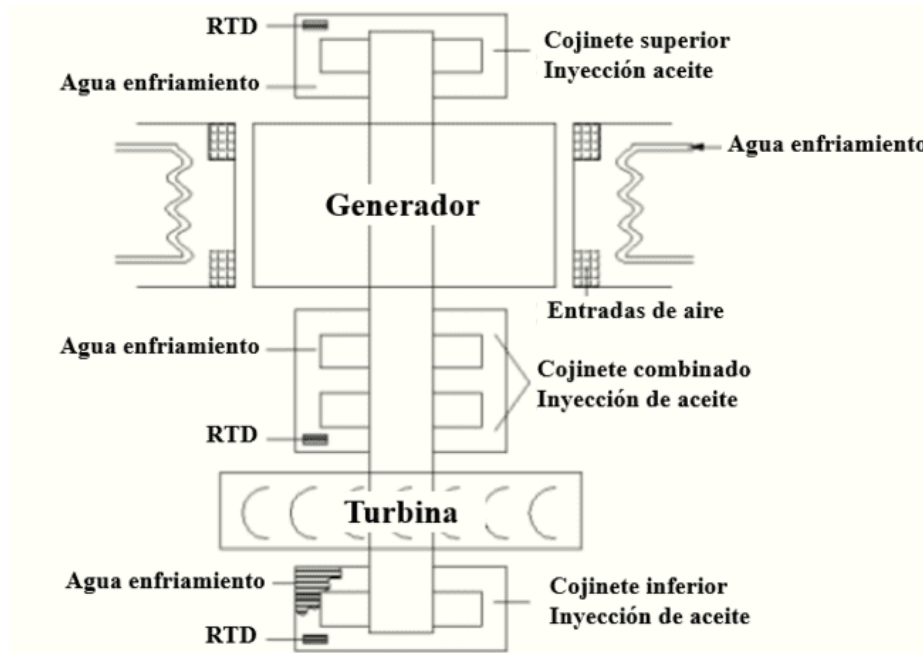


Figura 5. Esquema de corte de la unidad turbina-generador vertical.

- Cojinete de empuje: es el componente de mayor criticidad mecánica. Soporta la carga axial total, compuesta por el peso de la masa rotante y el empuje hidráulico descendente. Su operación es hidrodinámica: el giro del anillo espejo sobre los patines oscilantes genera una cuña de aceite de alta presión que separa las superficies, eliminando el contacto metal-metal durante el régimen nominal [10].
- Cojinete guía: está situado estratégicamente (superior e inferior) porque asegura la concentricidad del eje y mantiene la uniformidad del entrehierro (espacio de aire entre estator y rotor). Un entrehierro asimétrico induce fuerzas electromagnéticas desequilibradas, las cuales son una fuente primaria de vibración mecánica en la frecuencia de rotación.

4. **Sistema de excitación y regulación:** es el encargado de suministrar la corriente continua al rotor. Los sistemas modernos son de tipo estático o sin escobillas, lo que permite un control preciso y rápido de la tensión de salida y de la potencia reactiva. Mediante la variación de la corriente de excitación, se controla la intensidad del campo magnético, y, por ende, la respuesta del generador ante las exigencias del sistema interconectado.
5. **Monitoreo térmico y protección:** dada la sensibilidad de los aislamientos de los devanados y de la película de aceite de los cojinetes, se utilizan sensores de temperatura por resistencia (RTD), siendo el estándar más extendido el Pt100. Este sensor, fabricado bajo normas internacionales como la IEC 60751 (de origen europeo), basa su funcionamiento en la variación de la resistencia de platino (100 Ω a 0 °C). En aplicaciones de generación hidroeléctrica, se suelen emplear tecnologías de fabricantes líderes como Jumo (Alemania) o IST AG (Suiza), debido a su alta precisión y estabilidad térmica en entornos de alta exigencia electromagnética.

El esquema de la Figura 5 muestra entradas de agua de enfriamiento asociadas tanto al cuerpo del generador (en el estator, para enfriar el aire o directamente el bobinado) como a los cojinetes (para disipar el calor generado por la fricción del aceite). También se indican múltiples sensores RTD (detector de temperatura por resistencia) ubicados estratégicamente cerca de los cojinetes (superior e inferior). Estos sensores permiten monitorear continuamente la temperatura del aceite de lubricación y del metal de los cojinetes, siendo indispensables para la protección de la máquina contra fallas por sobrecalentamiento y la evaluación de las condiciones vibracionales.

1.4 Mantenimiento predictivo o basado en condición

El mantenimiento predictivo, también denominado Mantenimiento Basado en Condición (CBM), constituye una estrategia de gestión de activos que utiliza la monitorización de indicadores medibles del estado real de la máquina, tales como vibración, temperatura, presión, potencia o comportamiento hidráulico, para anticipar fallas, prolongar la vida útil de los componentes y optimizar la disponibilidad operativa del sistema turbina-generador

[7]. A diferencia del mantenimiento correctivo (por falla) o el preventivo tradicional basado en plazos fijos, el CBM se fundamenta en el análisis continuo o periódico del estado de la maquinaria, lo cual permite intervenir únicamente cuando la condición lo justifica.

1.4.1 Fundamentos del CBM y su relevancia en centrales de pasada

En el caso particular de las centrales hidroeléctricas de pasada, el CBM adquiere un rol fundamental debido a la naturaleza no estacionaria de las condiciones hidráulicas (caudal, presión y configuración de inyectores) impuestas por el régimen del río.

La respuesta vibracional del sistema turbina-generator es altamente dependiente de estas condiciones operativas. Esta dependencia puede generar firmas espectrales transitorias o amplificar comportamientos normales, lo que dificulta la detección de fallas incipientes y requiere una interpretación integrada que relacione los dominios mecánico, eléctrico e hidráulico.

En este sentido, el análisis de vibraciones basado en la detección de frecuencias características, como la frecuencia de rotación (1x), sus armónicos (2x) y la frecuencia de paso de rodete (BPF), constituye el pilar central del CBM en turbomaquinaria hidráulica.

1.4.2 CBM y monitoreo del espacio de frecuencias

Dentro de las técnicas de mantenimiento predictivo aplicadas a turbomaquinaria hidráulica, el análisis del espacio de frecuencias ocupa un rol central debido a su capacidad para identificar, separar y cuantificar las distintas excitaciones dinámicas presentes en el sistema turbina-generator. Este enfoque se basa en que cada modo de falla o condición operativa genera frecuencias características en la señal vibracional, las cuales pueden analizarse mediante transformaciones espectrales como la transformada rápida de Fourier (FFT), cascadas espectrales y órbitas filtradas.

En máquinas hidráulicas rotativas, el monitoreo frecuencial permite estudiar fenómenos vinculados tanto a la parte mecánica como a los efectos hidráulicos y electromagnéticos. La literatura destaca que firmas como la frecuencia de giro (1x), su armónica (2x), la frecuencia de paso de rodete (BPF), las subsíncronas, y las componentes de orden superior

asociadas al flujo pueden utilizarse para diagnosticar el comportamiento dinámico de la máquina. Estas frecuencias no solo revelan condiciones anómalas, sino que proporcionan información sobre la naturaleza de la excitación: mecánica, fluidodinámica o electromagnética.

El análisis del espacio de frecuencias se fundamenta en tres principios del mantenimiento basado en condición:

1. Cada fuente de excitación genera una firma espectral definida.

Por ejemplo, la 1x se asocia típicamente con desbalance, la 2x con problemas de alineación con excentricidad, mientras que la BPF refleja la interacción hidrodinámica entre el chorro y los álabes del rodete.

2. La evolución temporal de un pico espectral refleja la evolución física de la condición que lo genera.

Por esta razón, se utilizan herramientas como cascadas espectrales y tendencias históricas para distinguir entre comportamientos estables, transitorios o crecientes.

3. Las condiciones de operación influyen directamente en la forma del espectro.

Variables como caudal, apertura de inyectores, potencia entregada o presión pueden modificar la magnitud de ciertos armónicos, aun cuando no exista una falla estructural.

1.4.3 Integración del CBM con variables operativas

En una central de pasada, el estado vibracional no puede ser interpretado de forma aislada. La literatura destaca que el CBM en turbinas hidráulicas es más efectivo cuando los datos vibracionales se combinan y correlacionan con variables de operación hidráulicas y eléctricas

Las variables de operación que deben correlacionarse son:

- Variables hidráulicas: caudal (que define la fuerza dinámica del chorro) y presiones en la línea.
- Variables de regulación: número y combinación de inyectores en operación, y porcentaje de apertura de aguja.

- Variables electromecánicas: potencia generada y velocidad de giro (RPM).

La correlación entre las vibraciones y las variables de operación es, por lo tanto, el núcleo central del diagnóstico propuesto en esta investigación, permitiendo distinguir entre anomalías puramente operacionales y aquellas que provienen de una falla incipiente.

1.5 Fundamentos del análisis de vibraciones

El análisis de vibraciones constituye el pilar fundamental de la estrategia del mantenimiento basado en la condición (CBM) para la turbomaquinaria. Este proceso se basa en el estudio de las señales dinámicas capturadas por sensores instalados en puntos estratégicos del sistema turbina-generator (tales como ejes, descansos y estructuras de soporte).

La señal de vibración se origina como una respuesta mecánica a las fuerzas internas (desbalanceo, holguras, impacto hidráulico, etc.). Antes de que esta señal pueda ser interpretada y utilizada para el diagnóstico, debe pasar por un proceso riguroso de acondicionamiento, digitalización y transformación, tal como se detalla en las siguientes subsecciones.

1.5.1 Procesamiento de señales vibracionales

La monitorización continua se apoya en sensores como sondas de proximidad y acelerómetros, que capturan y convierten la vibración mecánica en una señal eléctrica analógica continua. Para que esta señal sea utilizada por un software de diagnóstico, debe ser acondicionada y luego digitalizada mediante un convertidor analógico-digital (ADC, por sus siglas en inglés) [8].

El proceso completo se divide en tres etapas principales: acondicionamiento analógico, conversión y procesamiento digitales, como se observa en el esquema de la Figura 6.

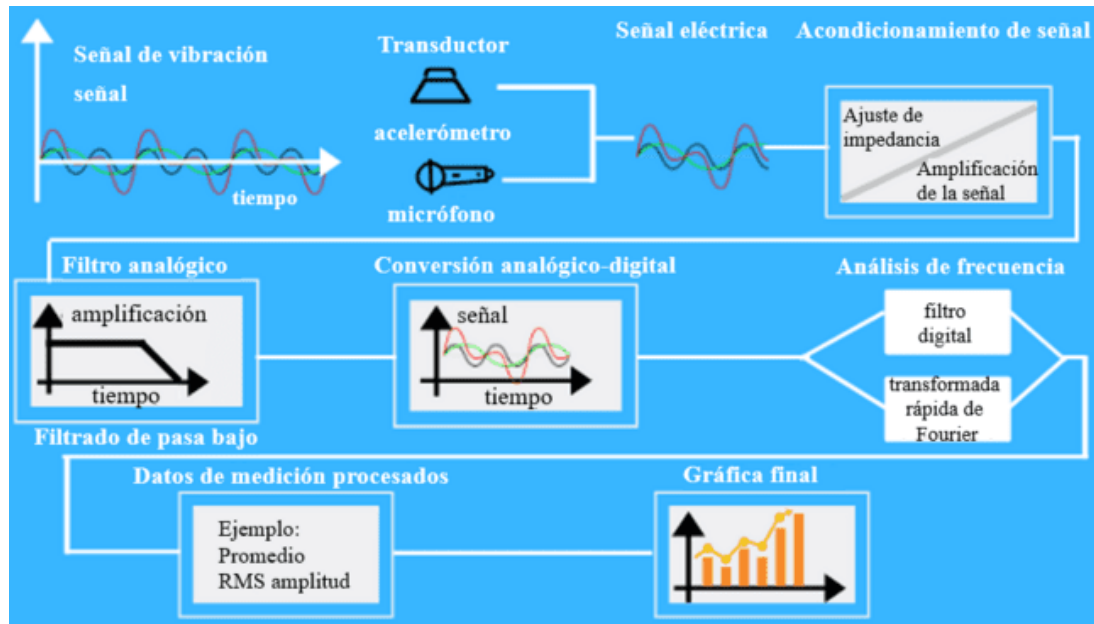


Figura 6. Flujo de adquisición y procesamiento de señales vibracionales [9].

1. Etapa de acondicionamiento analógico

Esta etapa prepara la señal eléctrica capturada por el transductor antes de que ingrese al ADC. Sus objetivos son ajustar la magnitud de la señal, eliminar el ruido eléctrico y evitar el *aliasing* (error de muestreo) [8].

a. Amplificación

La señal de salida de un acelerómetro o sensor de proximidad suele ser de muy baja amplitud (típicamente del orden de milivoltios por unidad de aceleración). Por esta razón, se debe amplificar la señal para ajustar la magnitud del voltaje de la señal para que sea lo suficientemente grande y ocupe todo el rango dinámico del ADC, minimizando la pérdida de precisión y evitando la saturación o distorsión si la amplitud es demasiado fuerte [8].

Por ejemplo, un acelerómetro IEPE (Integrated Electronics Piezo-Electric) con sensibilidad de 10 mV/g que registra una aceleración de 2 g produce una señal de 20 mV. Para que el ADC trabaje mejor, la señal debe amplificarse (por ejemplo, aplicar una ganancia de x100) hasta alcanzar los 2 V.

b. Ajuste de impedancia

Esta subetapa garantiza que la transferencia de la señal del sensor al acondicionador ocurra con la mínima pérdida de voltaje.

La impedancia es la resistencia al paso de corriente para señales alternas. Si el sensor y el equipo de medición no están bien “emparejados” en impedancia, una parte de la señal eléctrica de alta frecuencia puede perderse o distorsionarse [8]. Como solución a esto, los acelerómetros piezoeléctricos suelen incorporar circuitos internos de acondicionamiento (IEPE), que entregan una baja impedancia de salida, idea para cables largos (hasta 30 metros), minimizando la atenuación y la filtración de alta frecuencia.

c. Ajuste de filtros analógicos (Anti-Aliasing)

Se realiza para limitar el rango de frecuencias que ingresan al convertidor [8] y son esenciales para evitar el fenómeno de *aliasing*. Este fenómeno ocurre cuando la señal digitalizada contiene frecuencias falsas que son creadas por el submuestreo de componentes de alta frecuencia [8], generando errores graves en la interpretación del espectro [8].

El filtro pasa-bajos tiene como función eliminar todas las frecuencias superiores a la frecuencia de Nyquist, la cual corresponde exactamente a la mitad de la frecuencia de muestreo ($f_s/2$) [14]. Por ejemplo, si el sistema utiliza una frecuencia de muestreo de 10 kHz, el filtro debe atenuar con rigor las frecuencias superiores a 5 kHz (límite de Nyquist) para evitar el fenómeno de aliasing y garantizar la integridad de la señal digitalizada [8].

Por otra parte, el filtro pasa-alto elimina la componente DC (tendencias muy lentas, como la deriva térmica o la inclinación), lo cual es útil para enfocar el análisis en las vibraciones de la máquina y no en las tendencias estáticas.

Por último, el filtro pasa-banda permite aislar únicamente un rango de frecuencias de interés (por ejemplo, de 5 Hz a 10 kHz para el análisis de la envolvente en rodamientos).

2. Etapa de conversión digital

Luego de completar la etapa de acondicionamiento, la señal analógica continua es transformada en una secuencia de valores discretos por el ADC. Esto incluye dos procesos fundamentales: el muestreo y la cuantización [8]. La progresión de la señal a través de las distintas fases de procesamiento, partiendo desde la señal analógica original hasta obtener la representación digital cuantizada, se ilustra en la Figura 7.

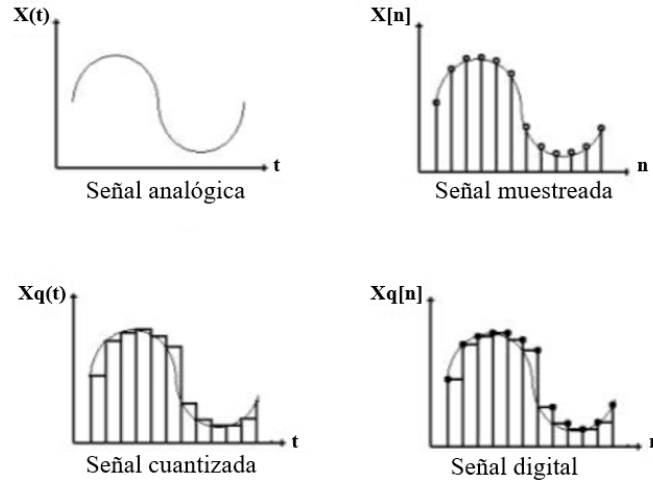


Figura 7. Etapas del proceso de conversión analógica-digital [22].

a. Muestreo

El muestreo consiste en dividir el eje temporal en intervalos uniformes (T_s) y tomar una lectura o muestra de la señal en cada punto. El número de muestras tomadas por segundo se conoce como frecuencia de muestreo (f_s), y es un parámetro crítico.

Según el Teorema de Nyquist, la frecuencia de muestreo (f_s) debe ser al menos el doble de la máxima frecuencia ($f_{m\acute{a}x}$) que se desea analizar [8] (es decir, $f_s \geq 2 * f_{m\acute{a}x}$). En análisis de vibraciones, si se desean evaluar fenómenos hasta 10 kHz, la frecuencia de muestreo deberá ser ≥ 20 kHz.

b. Cuantización

En esta etapa, los valores de amplitud discretos obtenidos en el muestreo se redondean o “digitalizan” para que puedan ser representados por un número finito de valores binarios (bits) [8]. Así, se asigna la amplitud (voltaje) a un nivel discreto. Con esto, la cuantización introduce un ligero error conocido como ruido de cuantización, pero la pérdida de precisión es generalmente aceptable si la resolución es adecuada [8].

Un mayor número de bits en el ADC (por ejemplo, 24 bits vs. 16 bits) resulta en una mayor resolución de amplitud y menor ruido de cuantización.

3. Etapa de procesamiento y filtrado digital

Luego de que la señal se digitaliza en el convertidor A/D, se aplican nuevamente filtros, pero de tipo digital. Estos se implementan mediante algoritmos matemáticos (en software)

para realizar ajustes finos a la señal y eliminar el ruido. Estos filtros son más versátiles y precisos que sus contrapartes analógicas [8]. Dependiendo del objetivo, se pueden aplicar distintos filtros digitales para el análisis de vibraciones:

- Filtro pasa-bajos: elimina componentes de alta frecuencia que no son de interés o que provienen de ruido electrónico o mecánico. Por ejemplo, se puede quitar ruido de alta frecuencia para enfocarse en vibraciones de desbalance o desalineación.
- Filtro pasa-alto: elimina frecuencias muy bajas (tendencia, deriva térmica, etc.), para resaltar fenómenos rápidos como impactos en rodamientos.
- Filtro rechaza banda: elimina una frecuencia específica, por ejemplo, los 50 Hz de la red eléctrica, para anular la interferencia electromagnética que podría ensuciar la señal.

Finalmente, luego de que la señal ha sido filtrada y optimizada en este dominio digital, los datos quedan preparados para ser procesados mediante la Transformada Rápida de Fourier (FFT). Este es el paso fundamental para generar las gráficas espectrales.

1.5.2 Transformada rápida de Fourier y análisis espectral

Una vez que la señal digitalizada está limpia y condicionada, se aplica la transformada rápida de Fourier (FFT), que corresponde al algoritmo más empleado para el análisis espectral. Su función es transformar la señal de vibración del dominio del tiempo (onda original) al dominio de la frecuencia (espectro) [14].

El espectro resultante muestra qué frecuencias están presentes en la señal y con qué amplitud, permitiendo identificar las frecuencias dominantes, armónicos, subsíncronas y patrones de falla específicos de componentes. Este proceso de transformación se visualiza en la Figura 8.

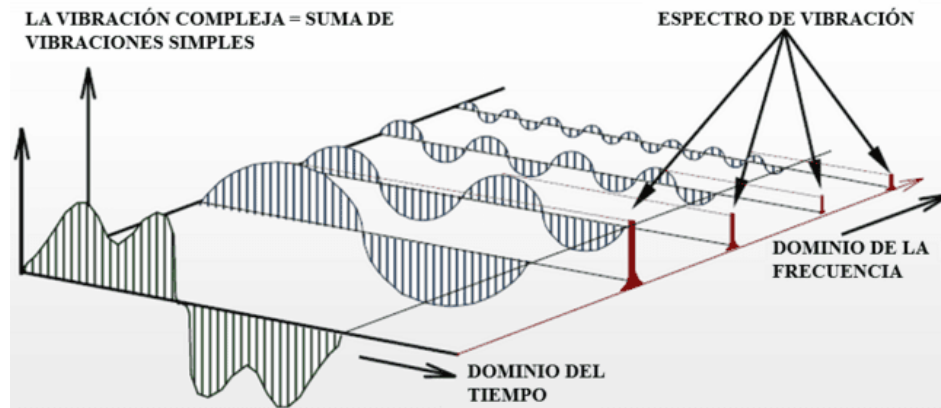


Figura 8. Transformación de señales en el dominio del tiempo al dominio de la frecuencia [11].

La FFT requiere que la señal sea periódica en el intervalo de análisis. Para minimizar la fuga espectral (spectral leakage) cuando no se cumple la periodicidad, se utiliza una función de ventana (como Hamming o Hanning), la cual ajusta los puntos inicial y final de la señal temporal a cero, simulando su periodicidad y mejorando la precisión de la amplitud [8].

Con la gráfica final (espectro de frecuencia), se puede realizar el análisis espectral y diagnóstico formal, mediante el reconocimiento de las frecuencias características, la comparación con firmas espectrales de fallas conocidas [14] y la comparación con límites normativos establecidos por normas ISO, permitiendo un diagnóstico de los componentes electromecánicos del sistema turbina-generator.

1.5.3 Parámetros fundamentales del dominio del tiempo

El análisis de vibraciones se basa en la definición e interpretación de tres parámetros fundamentales: frecuencia, amplitud y forma espectral. Estos elementos permiten identificar, clasificar y diagnosticar los distintos modos de falla que pueden presentarse en el sistema turbina-generator.

1. Frecuencia

La frecuencia representa cuántas veces por segundo ocurre una oscilación. En el contexto de maquinaria rotativa, se vincula directamente con la velocidad de rotación del eje y con eventos periódicos como golpes, contactos o pasos de cangilones en los rodets [8].

Las unidades más comunes son hertz (Hz) (ciclos por segundo), ciclos por minuto (CPM) o revoluciones por minuto (RPM) [8].

2. Amplitud

La amplitud, o magnitud de la vibración, hace referencia a la intensidad del movimiento o a la energía involucrada en este; por lo que, entre mayor sea la amplitud, más severo será el efecto del movimiento [8].

La amplitud de la vibración se puede expresar como [8]:

- **Valor pico (pk):** corresponde a la distancia entre cero y el máximo de la señal.
- **Valor pico a pico (pk-pk):** corresponde a la diferencia entre el máximo y el mínimo. Esta es la medida más común para el desplazamiento (medida por sensores de proximidad), ya que representa el movimiento total del eje [8].
- **Valor eficaz (RMS):** indica la energía real contenida en la señal. Es el parámetro más representativo para evaluar la severidad general de la vibración, según normas internacionales como la ISO 10816.

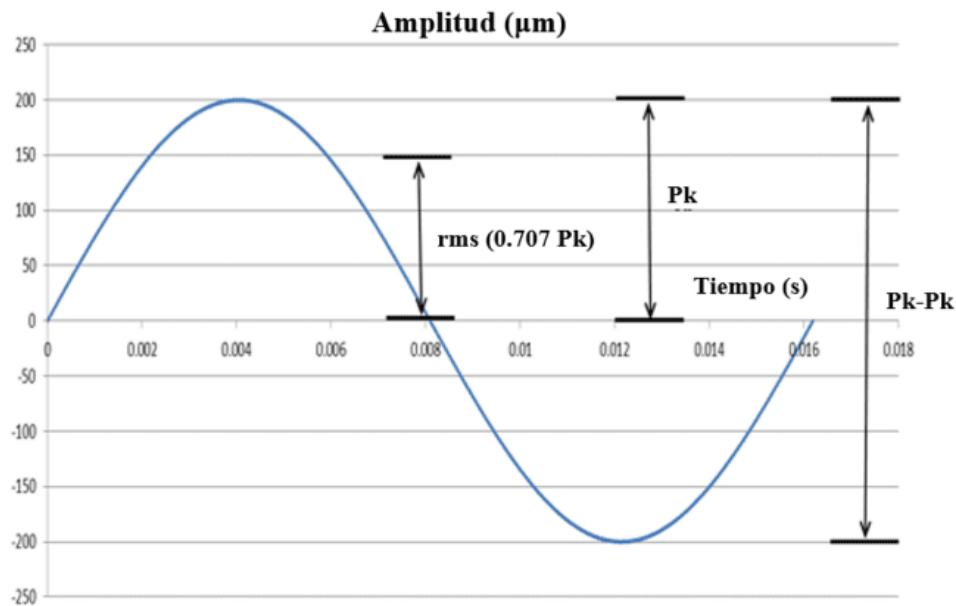


Figura 9. Definición de amplitudes de vibración [11].

1.5.4 Unidades de medida y aplicaciones de diagnóstico

En el monitoreo de la condición de la maquinaria rotativa, los sensores registran la vibración, la cual puede expresarse en tres magnitudes físicas principales: desplazamiento,

velocidad y aceleración. La elección de cada una de ellas depende del tipo de componente monitoreado, el rango de frecuencia de falla y la naturaleza de la falla que se desea detectar [13].

- a. **Desplazamiento [μm o mm]:** se utiliza principalmente para detectar vibraciones de baja frecuencia (generalmente por debajo de 10 Hz). Es fundamental para evaluar la condición de componentes estructurales y elementos de soporte, como cojinetes, descansos y bases estructurales [8].

Es útil para identificar fallas como holguras mecánicas, desalineación o inestabilidad rotacional, especialmente en máquinas de gran tamaño y baja velocidad, como las turbinas hidráulicas. Se mide con sensores de proximidad [13].

- b. **Velocidad [mm/s]:** es la magnitud más utilizada en monitoreo general de maquinaria rotativa, ya que ofrece una representación balanceada de la energía vibracional en un amplio rango de frecuencias medias-bajas (típicamente entre 10 Hz y 1.000 Hz) [13]. Además, es la base de los criterios de severidad definidos por normas internacionales como la ISO 10816-3/20816-5 [13], las cuales son ampliamente utilizadas en el sector hidroeléctrico para clasificar el estado vibracional de turbinas y generadores.

En sistemas turbina-generador, la velocidad permite evaluar el comportamiento dinámico global del equipo, identificando vibraciones relacionadas al impacto periódico del chorro de agua sobre los cangilones y el desequilibrio hidráulico [9].

- c. **Aceleración [m/s^2]:** se utiliza para detectar fenómenos de alta frecuencia (> 1000 Hz), como aquellos asociados a fallas en rodamientos, cavitación, impactos, grietas en el eje o problemas electromagnéticos en el generador [13]. Esta magnitud permite realizar análisis de envolvente para identificar señales moduladas por choques mecánicos, que no serían detectables en velocidad ni en desplazamiento.

En turbinas Pelton, la aceleración es altamente efectiva para captar patrones de impacto de alta frecuencia provenientes de la interacción chorro-cangilón o erosión [8].

En la Tabla 1 se presenta una síntesis de las aplicaciones típicas de las magnitudes de vibración, detallando la frecuencia de interés, los fenómenos asociados y la disposición física recomendada para los transductores.

Tabla 1. Aplicación típica de magnitudes de vibración.

Magnitud	Frecuencia de interés	Fenómeno asociado	Ubicación típica de sensores
Desplazamiento	Baja (0 – 10 Hz)	Holguras, desalineaciones, asentamientos estructurales	Cojinetes, descansos, soportes.
Velocidad	Media (10 – 1,000 Hz)	Severidad global, desbalance, resonancia.	Carcasa de cojinetes, bastidores de turbinas y generador.
Aceleración	Alta (> 1,000 Hz)	Fallas incipientes, rodamientos, cavitación, impactos.	Eje, rodamientos, carcasa cercana a zona hidráulica.

1.5.5 Análisis global en el dominio del tiempo: valor RMS

El análisis global en el dominio del tiempo es la técnica más simple y fundamental del monitoreo de condición. Consiste en la evaluación de una única estadística que representa la severidad general de la vibración en el tiempo. El valor más crítico y utilizado es el valor cuadrático medio o valor eficaz (RMS) [14].

El valor RMS es la raíz cuadrada del valor promedio al cuadrado de la señal. Matemáticamente, indica la energía térmica o el poder destructivo total que posee la señal de vibración [14].

El valor RMS se utiliza principalmente para establecer tendencias a largo plazo y evaluar el estado general de severidad de la máquina [11]. Un aumento gradual en el valor RMS indica la degradación general del estado de la máquina (por ejemplo, aumento de desbalanceo); un aumento repentino indica un evento catastrófico o una falla crítica (por ejemplo, pérdida de material en el rodete).

El valor RMS es el parámetro clave para la comparación con los límites de severidad definidos por la Norma ISO 10816-5 [12]. Si el valor RMS de la velocidad o la aceleración excede la zona de alarma predefinida, se requiere una acción inmediata o un análisis más profundo en el dominio de la frecuencia para identificar la causa [11].

1.6 Modos de falla en equipos electromecánicos

La confiabilidad operativa de un sistema turbina-generator está intrínsecamente vinculada a la posibilidad de ocurrencia de diversos modos de falla. En equipos rotatorios complejos, como las unidades hidráulicas, estos modos de falla no son exclusivos de una sola disciplina, sino que resultan de la compleja interacción entre los dominios mecánico, hidráulico y eléctrico.

El diagnóstico de comportamientos vibracionales atípicos, que es el objetivo central de esta memoria, requiere la identificación y caracterización de las firmas espectrales asociadas a cada modo de falla. Esta clasificación es esencial para realizar la correlación causal entre una anomalía detectada en el espectro y su origen físico o funcional.

A continuación, se detallan las principales categorías de fallas que afectan a las unidades turbina-generator.

1.6.1 Fallas mecánicas

El diagnóstico de fallas mecánicas mediante análisis espectral permite identificar patrones característicos asociados a defectos específicos en los componentes rotatorios. A continuación, se describen los modos de falla más habituales en maquinaria rotativa según lo establecido por White [14]:

1. **Desbalanceo:** ocurre cuando el centro de masa del rotor no coincide con su centro de rotación, generando una fuerza centrífuga que rota con el eje. Según White [14], esta condición se manifiesta típicamente como un componente de vibración dominante a la frecuencia de rotación de la máquina (1 x RPM). Predomina la frecuencia 1x en dirección radial. En casos de desbalanceo estático puro, las señales medidas en los cojinetes de ambos extremos estarán en fase,

mientras que en un desbalanceo de par (dinámico), existirán diferencias de fase importantes [14]. Cabe destacar que la amplitud de la vibración aumenta en relación con el cuadrado de las RPM.

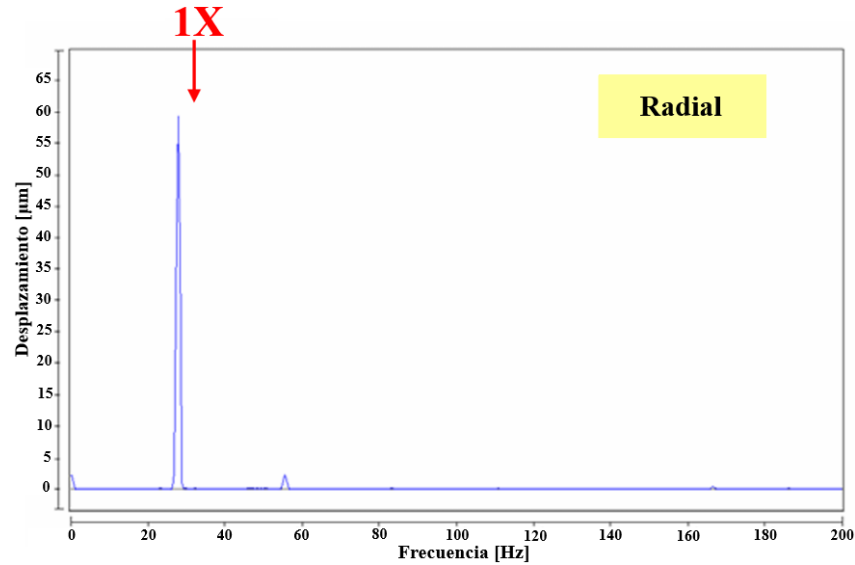


Figura 10. Espectro característico de desbalanceo [15].

2. **Desalineamiento:** es la condición donde las líneas centrales de dos ejes acoplados no son colineales y puede presentarse de forma paralela, angular o combinada. White [14] establece que esta falla es una de las causas más comunes de vibración en maquinaria industrial.

La desalineación paralela genera fuertes componentes radiales en 1x y 2x de la velocidad de giro, siendo a menudo el componente 2x más alto que el 1x [14]. Por su parte, la desalineación angular se caracteriza por una vibración predominante en dirección axial a $1 \times \text{RPM}$ [14].

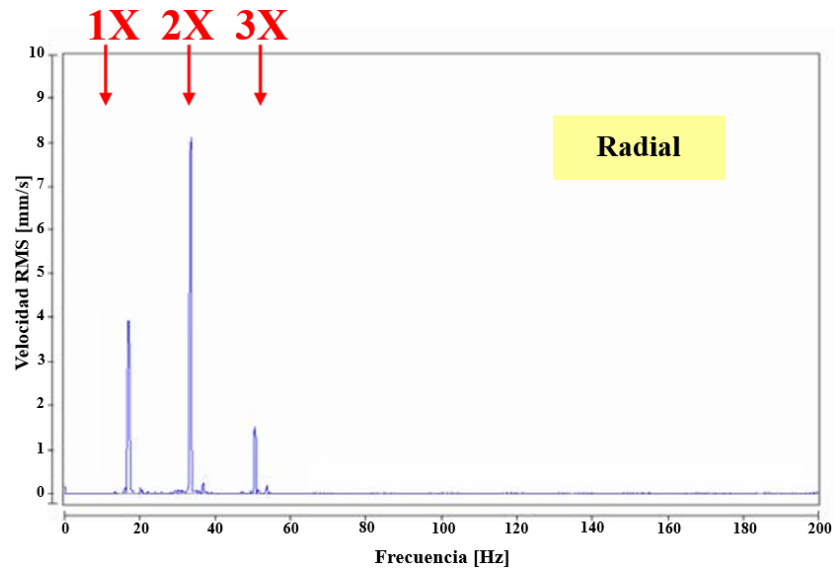


Figura 11. Espectro característico de desalineación paralela [15].

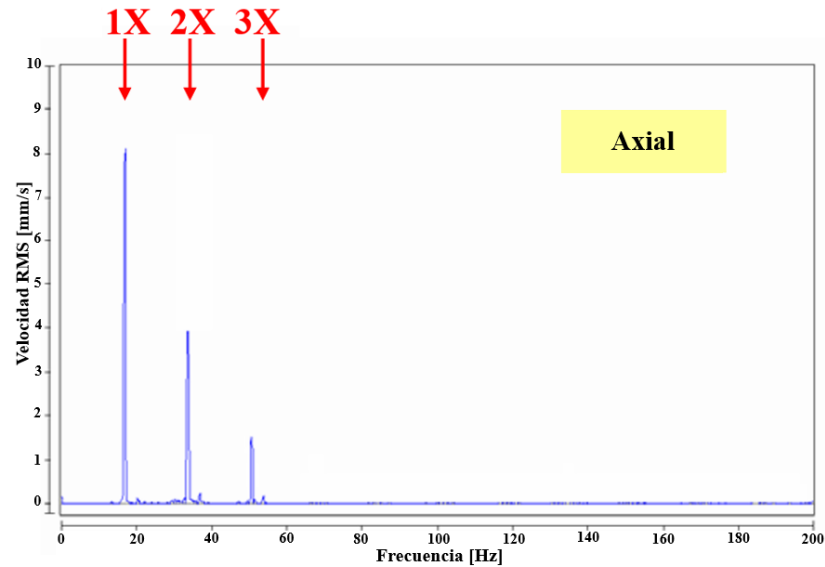


Figura 12. Espectro característico de desalineación angular [15].

3. **Eje doblado:** una flecha o eje flexionado produce síntomas espectrales muy similares a la desalineación, pero se distingue por sus características de fase. De acuerdo con White [14], el eje doblado genera altos niveles de vibración axial en 1x y 2x RPM, con la particularidad de presentar una diferencia de fase de 180° al comparar las mediciones axiales en los extremos opuestos del rotor.

Cuando se tienen dobles cerca del centro del eje, la vibración dominante ocurre normalmente a 1x. Esto puede confundirse con un desbalanceo puro, pero la componente 1x en un eje doblado es notablemente alta en la dirección axial,

además de la radial. Ahora bien, cuando se tienen dobles cerca del acoplamiento, la vibración dominante ocurre en $2x$ (segundo armónico). Esta es una firma que requiere la observación de la amplitud axial.

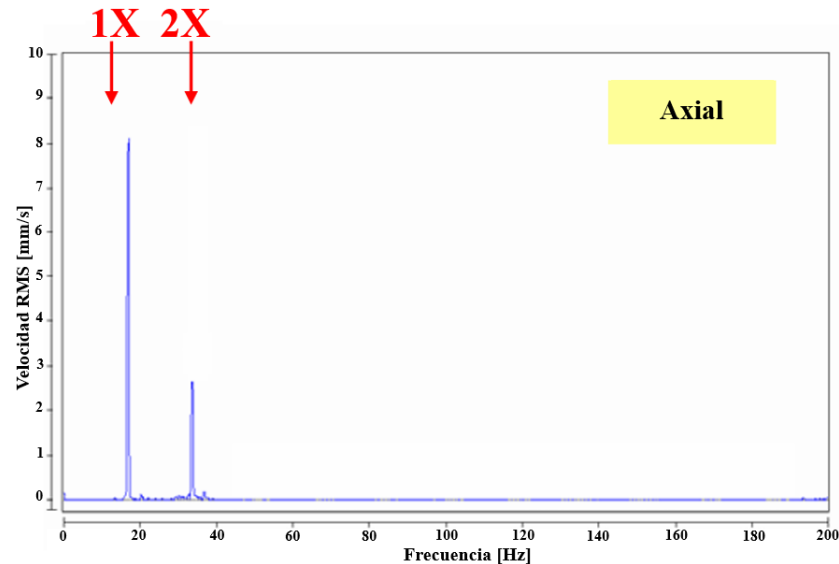


Figura 13. Espectro característico de eje doblado [15].

4. **Soltura:** la holgura o soltura mecánica altera la rigidez del sistema y puede clasificarse en rotativa (juego excesivo en cojinetes) y estructural (debilidad en la base o pernos flojos).

La holgura provoca una respuesta no lineal ante las fuerzas dinámicas, lo que genera una serie extensa de armónicos de la velocidad de giro ($1x$, $2x$, $3x$..., $10x$), a menudo denominados como “peine” de armónicos [14]. En casos severos de holgura rotativa, White [14] indica que pueden aparecer subarmónicos o medios órdenes (como $0.5x$, $1.5x$, $2.5x$) debido al comportamiento caótico del rotor dentro del cojinete.

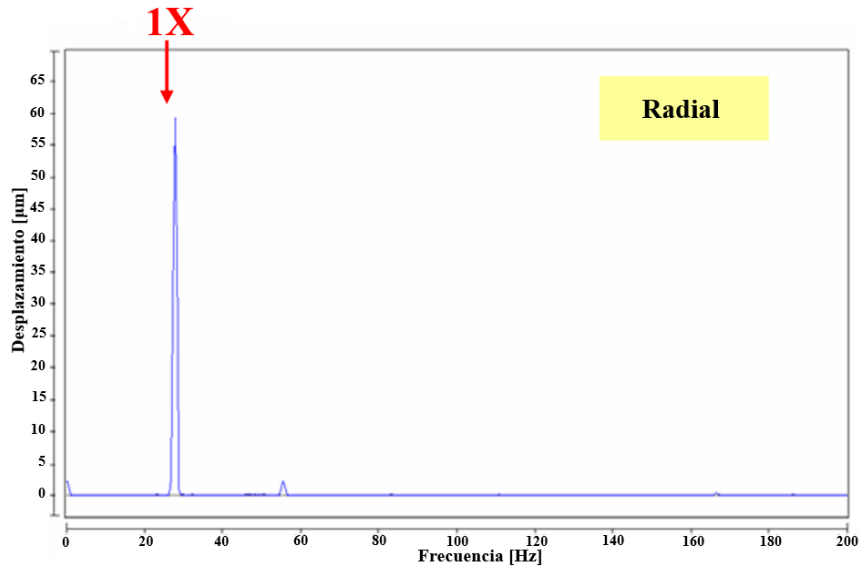


Figura 14. Espectro característico de soldadura mecánica tipo A [15].

El espectro de la soldadura tipo A (véase Figura 14) es causado por el debilitamiento estructural del pie de la máquina, de la placa base o de la cimentación, que puede ser por soldadura de pernos que sujetan la base y distorsión del bastidor o de la base (ejemplo: pata coja).

Por otra parte, la soldadura tipo C normalmente es generada por un ajuste inadecuado o un desgaste entre las partes componentes, que puede causar numerosos armónicos debido a respuestas no lineales de partes sueltas o flojas frente a las fuerzas dinámicas del rotor. Como se observa en la Figura 15, causa un ruido elevado en el suelo del espectro, con frecuencia inestable y que puede variar de una lectura a la otra.

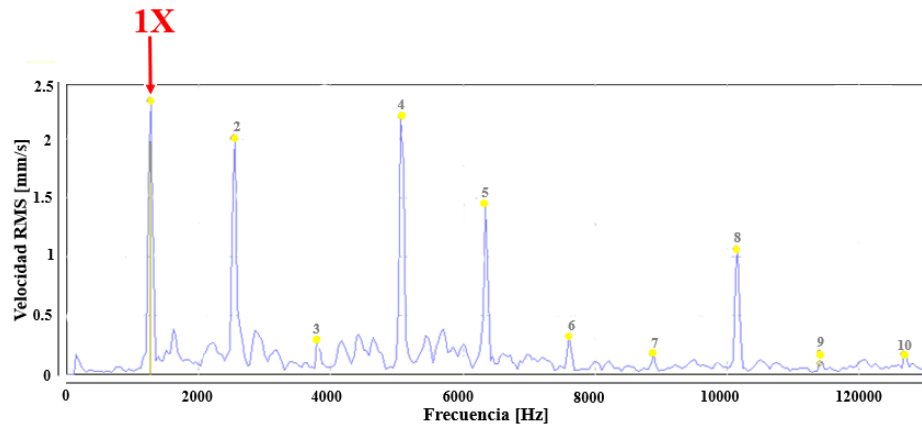


Figura 15. Espectro característico de soldadura mecánica tipo C [14].

5. **Remolino de aceite en cojinetes planos:** Este fenómeno es una inestabilidad fluidodinámica característica de los cojinetes de deslizamiento. Según establece White [14], el remolino de aceite se manifiesta como una vibración severa en el rango subsíncrono, apareciendo específicamente a frecuencias entre $0.38x$ y $0.48x$ la velocidad de rotación del eje. El autor enfatiza que este pico espectral nunca ocurre exactamente en $0.5x$, sino que siempre se presenta a una frecuencia ligeramente inferior. El espectro de este tipo de falla se observa en la Figura 16. El origen de esta falla radica en una combinación de juego excesivo dentro del cojinete y una carga radial ligera. Estas condiciones provocan una acumulación anormal en la película de aceite que fuerza al muñón (gorrón) a migrar u orbitar dentro del espacio del cojinete a una velocidad menor a la mitad de las RPM de giro.
- Desde el punto de vista del mantenimiento, White [14] clasifica el remolino de aceite como una condición seria que requiere corrección inmediata al ser detectada. Si no se mitiga, la inestabilidad puede deteriorarse rápidamente, rompiendo la película lubricante y provocando un contacto destructivo de metal contra metal en el cojinete.

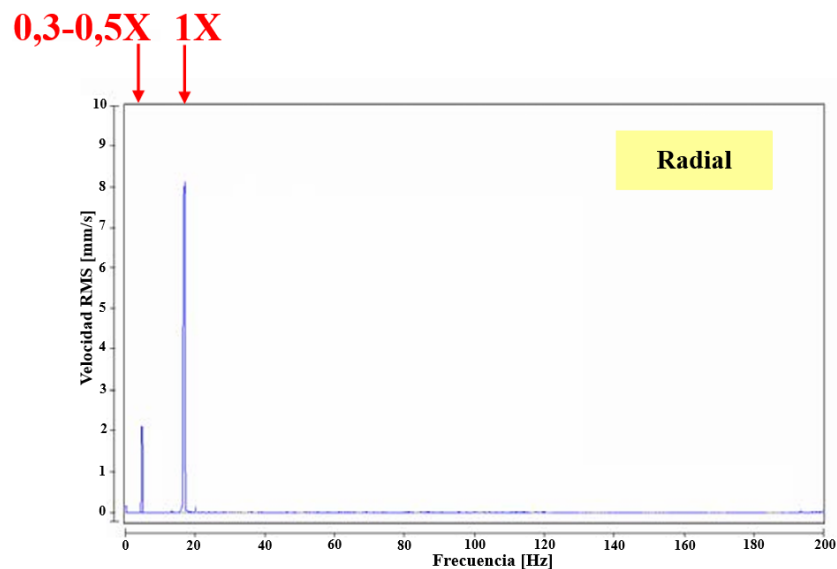


Figura 16. Espectro característico de remolino de aceite [15].

1.6.2 Fallas hidráulicas

En turbinas hidráulicas, las fuerzas generadas por el fluido pueden inducir vibraciones características que se distinguen de los problemas puramente mecánicos. A continuación, se describen los fenómenos más relevantes basados en la literatura especializada de PRÜFTECHNIK [15] y White [14].

1. **Frecuencia de paso de álabes (BPF):** Este fenómeno es inherente a cualquier máquina con álabes o paletas (bombas, ventiladores, turbinas). Según la guía técnica de PRÜFTECHNIK [15], esta vibración se genera a una frecuencia específica denominada BPF, la cual se calcula multiplicando el número de álabes o cangilones (B_n) por la velocidad de rotación (N) como lo muestra la Ecuación 2.

$$f_{BP} = B_n \cdot N \quad (\text{Ecuación 2})$$

Según los criterios de diagnóstico de PRÜFTECHNIK [15], si bien la presencia de la BPF es normal en niveles bajos, un incremento significativo en su amplitud es síntoma de anomalías internas. El estándar señala que esto ocurre por una falta de uniformidad en el espacio (gap) entre los componentes rotatorios y estacionarios (como la voluta o el difusor).

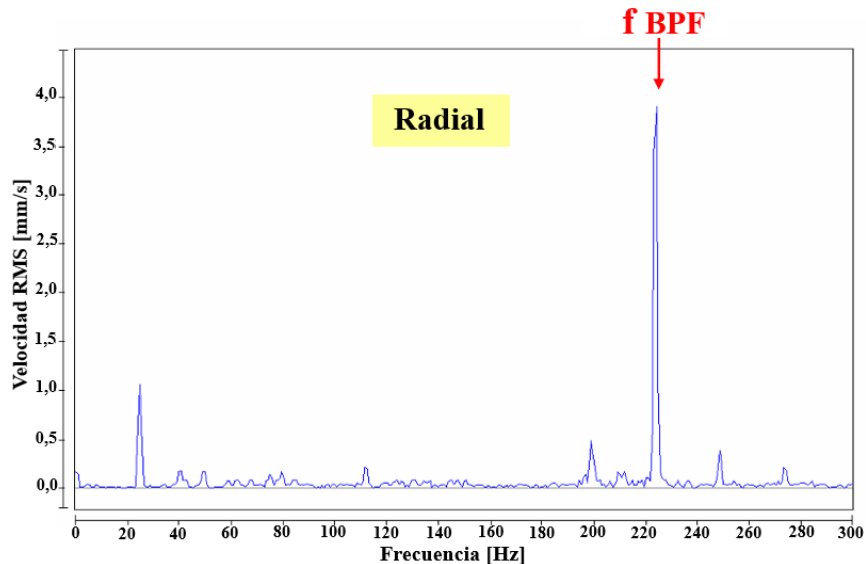


Figura 17. Espectro característico de la frecuencia de paso de álabes [15].

2. **Turbulencia del flujo:** Ocurre cuando el flujo del fluido se vuelve caótico debido a restricciones, codos abruptos o velocidades de operación fuera del punto de

diseño. White [14] describe la turbulencia como una fuente de vibración aleatoria de baja frecuencia (frecuentemente por debajo de 1x RPM), que puede hacer fluctuar la amplitud de la señal en tiempo real. El espectro característico se observa en la Figura 18.

A diferencia de las fallas mecánicas cíclicas, la turbulencia no genera patrones estables y suele variar con los cambios de carga (caudal) de la unidad. La turbulencia excesiva también puede generar una banda ancha de altas frecuencias.

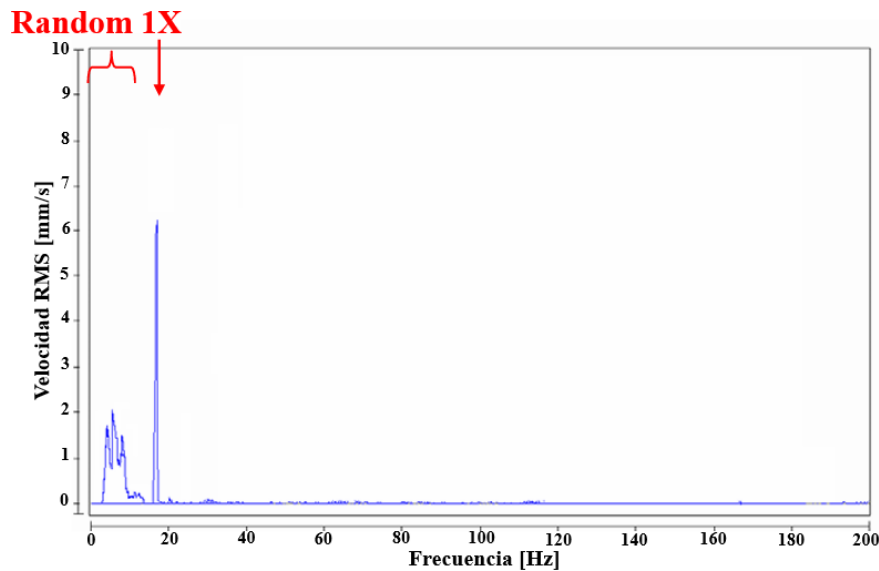


Figura 18. Espectro característico de turbulencia de flujo [15].

3. **Cavitación:** corresponde a una condición destructiva donde la presión del fluido cae localmente por debajo de su presión de vapor, generando burbujas que implosionan bruscamente. De acuerdo con White [14], la cavitación genera impactos aleatorios que excitan las frecuencias naturales de la estructura, manifestándose en el espectro como una “joroba” o elevación del piso de ruido en un rango de alta frecuencia (típicamente > 1000 Hz), sin picos armónicos definidos. PRÜFTECHNIK [15] refuerza que estas condiciones de flujo a menudo se asocian con turbulencia excesiva en la succión o descarga.

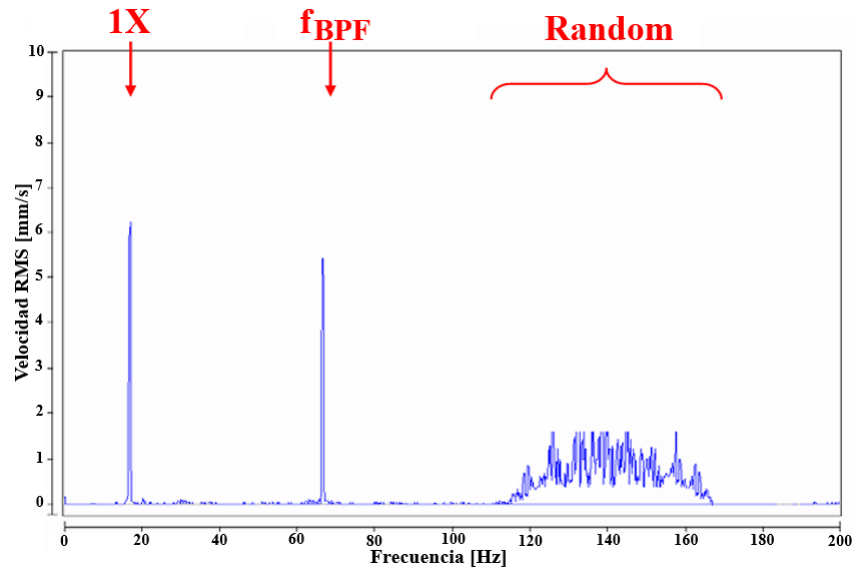


Figura 19. Espectro característico de cavitación [15].

1.6.3 Fallas eléctricas

A diferencia de los motores de inducción, donde las fallas de rotor se asocian al deslizamiento, en los generadores síncronos las fallas eléctricas se manifiestan principalmente en dos frecuencias clave: la frecuencia de rotación ($1 \times \text{RPM}$) y el doble de la frecuencia de línea ($2 \times F_L$).

Basado en los principios descritos por White [14], se distinguen las siguientes condiciones críticas:

- **Problemas en el estator y entrehierro estático ($2 \times F_L$):** En un generador síncrono, el campo magnético ejerce fuerzas de atracción pulsantes sobre el núcleo del estator. Dado que el flujo magnético alcanza su magnitud máxima dos veces por cada ciclo eléctrico (polos norte y sur), estas fuerzas ocurren a una frecuencia de $2 \times F_L$ [14]. En Chile ($F_L = 50 \text{ Hz}$) esta falla se identifica inequívocamente por un pico de vibración en 100 Hz.

Según White [14], un entrehierro desigual estacionario (el rotor no está centrado en el estator) o la soltura mecánica de las láminas del estator (“paquete flojo”) amplifica drásticamente esta vibración de 100 Hz, la cual es altamente direccional y desaparece instantáneamente al desconectar la carga eléctrica (excitación).

- **Cortocircuito en bobinas de campo del rotor (1 x RPM):** Esta es una falla específica de las máquinas síncronas. Ocurre cuando se produce un cortocircuito entre espiras en los polos del rotor. Esto genera un calentamiento desigual local y una asimetría en el flujo magnético que gira con la máquina.

White [14] explica que esta condición produce una vibración a la frecuencia de giro (1 x RPM) que tiene la particularidad de cambiar de amplitud o fase a medida que varía la temperatura del rotor (carga eléctrica). A menudo se confunde con desbalance mecánico, pero se distingue porque la vibración responde a cambios en la corriente de excitación.

1.7 Influencia de las condiciones de operación sobre las vibraciones

Las condiciones de operación en una central hidroeléctrica de pasada, determinadas por variables como el caudal disponible del río, la potencia generada, la apertura y cantidad de inyectores en servicio, ejercen una influencia directa y significativa sobre la amplitud, frecuencia y patrón modal de las vibraciones registradas en el sistema turbina-generator.

Dada la naturaleza inherentemente variable y no estacionaria del caudal en centrales de pasada, estos parámetros varían constantemente, lo que genera respuestas vibracionales dinámicas intrínsecamente dependientes de los efectos hidráulicos y de las fuerzas de excitación transmitidas por el agua. Por ello, la monitorización continua de las vibraciones en los cojinetes de la turbina y el generador se convierte en una herramienta crucial que permite establecer la correlación entre cada variación del estado operativo y el efecto vibracional resultante, facilitando la emisión de diagnósticos y el desarrollo de estrategias analíticas concretas.

A continuación, se desarrolla la influencia específica de cada una de estas variables operacionales clave en el comportamiento dinámico del conjunto.

1.7.1 Variación de carga (caudal y potencia generada)

El caudal es la variable que controla primariamente la energía hidráulica suministrada a la turbina. Un mayor caudal implica un mayor volumen de agua y mayor energía cinética, impactando en los cangilones del rodete de la turbina por unidad de tiempo. Esto se traduce en un incremento de las fuerzas dinámicas y los esfuerzos cíclicos sobre el rodete y el eje. El impacto de los chorros de agua sobre los cangilones genera una fuerza que impulsa la rotación, pero también induce excitaciones mecánicas y estructurales [14].

El resultado directo es un aumento en la amplitud vibracional, especialmente en las frecuencias de desbalanceo ($1x$) y en las frecuencias asociadas a la fuerza de impacto de los chorros, como la frecuencia de paso del rodete (BPF), la cual depende del número de elementos rotativos y la velocidad de giro [15].

Un caudal excesivo (cercano o superior al diseño) puede generar mayor turbulencia o un impacto ineficiente en los cangilones. Según White [14], esta condición se manifiesta espectralmente como “ruido” de banda ancha o un aumento aleatorio de la amplitud en el espectro de vibraciones, síntoma característico de la turbulencia de flujo y la cavitación.

A caudales muy bajos, la interacción entre el chorro y el cangilón puede no ser óptima. Como describe la teoría de máquinas hidráulicas [1], la posible interferencia del agua saliente con la espalda del siguiente cangilón puede generar vibraciones erráticas y un aumento en las fuerzas axiales no deseadas.

La potencia generada se relaciona directamente con el caudal y el salto neto y es un indicativo de la carga a la que está sometido el conjunto. Un aumento en la potencia generada requiere generalmente un aumento en el caudal y, por lo tanto, reproduce efectos ya mencionados como el aumento de la amplitud vibracional debido a mayores fuerzas dinámicas en el rodete.

En el generador, el aumento de la carga (potencia eléctrica) puede acentuar fenómenos como el desbalance magnético o problemas de entrehierro. Si existe una deficiencia en la simetría electromagnética, el aumento de la corriente de excitación y de la potencia activa puede generar fuerzas magnéticas radiales desequilibradas que incrementan la vibración, típicamente en la frecuencia de sincronismo ($1x$) o en doble frecuencia ($2 \times F_L$) [11].

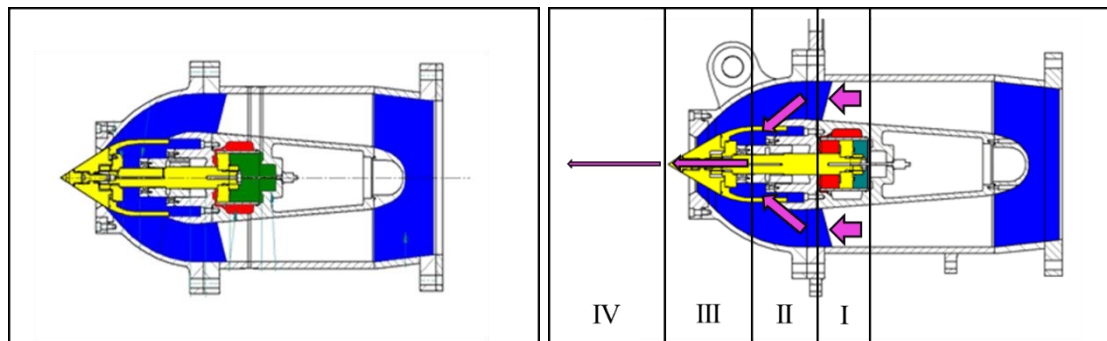
La demanda de potencia, que obliga a movimientos constantes en el sistema de regulación (inyectores), puede inducir vibraciones transitorias o picos momentáneos de amplitud hasta que el sistema alcanza un nuevo estado estable.

1.7.2 Grado de apertura de los inyectores

La apertura del inyector o posición de la aguja es el mecanismo de regulación principal en las turbinas Pelton, que controla directamente el caudal que se dirige al rodete y, por lo tanto, la potencia [5].

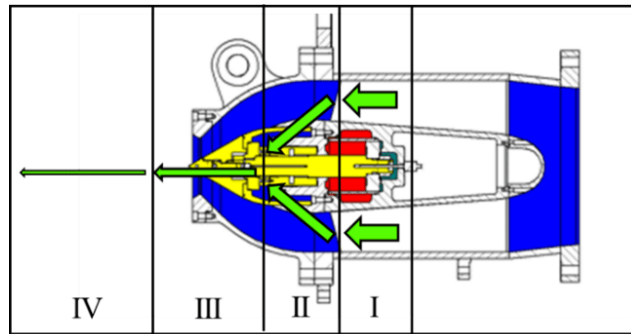
Las turbinas Pelton están diseñadas para alcanzar su máximo rendimiento hidráulico (BEP) en un rango de operación cercano a su carga nominal (típicamente entre el 80% y el 100% de la apertura de diseño) [1]. En estas condiciones, el chorro de agua presenta su mayor coherencia y el ángulo de incidencia sobre los cangilones es el óptimo geométrico [1].

Cuando se opera fuera de este rango óptimo (aperturas parciales bajas), la calidad del chorro puede degradarse debido a la estrangulación en la tobera. Una regulación deficiente o una apertura muy pequeña puede llevar a un chorro disperso. Como se observa en el esquema presentado por Meza Aliaga [20] en la Figura 20, la geometría del chorro cambia significativamente entre una posición intermedia y la apertura completa, siendo esta última la que ofrece el perfil hidráulico para el cual fue diseñado el rodete.



(a) Inyector cerrado

(b) Inyector posición intermedia



(c) Inyector abierto

Figura 20. Variación de la geometría del chorro según la posición de la aguja [20]. Donde las zonas I, II y III representan las etapas de transición en la velocidad del flujo y la presión del sistema, mientras que la zona IV corresponde a la descarga o formación del chorro libre.

En la Figura 20 las flechas indican la trayectoria del fluido desde el interior del inyector hacia la descarga. La longitud de las flechas representa la magnitud de la velocidad, mientras que el grosor de estas es proporcional a la presión del sistema. Esta representación ilustra la conversión de energía según el principio de Bernoulli: a medida que el flujo se acelera hacia la salida (flechas más largas), la presión disminuye (flechas más delgadas). En la condición (a), la ausencia de flechas señala un estado de velocidad nula; en (b) y (c), el aumento en la longitud de las flechas refleja el incremento de la energía cinética disponible para el impacto al aumentar el grado de apertura.

Además, cabe destacar que, como se observa en el esquema presentado en la Figura 20, la geometría del chorro de agua cambia entre una posición intermedia y la apertura completa. Esta progresión se representa mediante la longitud de las flechas de flujo (rosadas), que son levemente más cortas que las del inyector abierto. Esta diferencia simbólica denota que, aunque en ambos casos el fluido ha sido acelerado, la energía cinética total y el caudal alcanzan su magnitud máxima solo en la apertura del diseño.

Con aperturas pequeñas se podría generar turbulencia en la inyección, lo que resulta en una transferencia de energía ineficiente y en la generación de vibraciones de alta frecuencia (ruido de flujo) descritas por White como síntomas de operación fuera de diseño [14].

Asimismo, el mecanismo de la aguja es un punto crítico. Desgastes u holguras en el sistema de regulación pueden inducir vibraciones mecánicas transitorias que se acoplan al eje, especialmente durante los movimientos de ajuste de carga [14].

1.7.3 Cantidad de inyectores en servicio

En una turbina Pelton de eje vertical y gran potencia, la configuración de múltiples inyectores (típicamente 4, 5 o 6) obedece a un criterio de diseño fundamental: la anulación vectorial de las fuerzas hidráulicas radiales. Según establece Brekke [21] en su tratado sobre diseño de turbinas, la operación simultánea y simétrica de los inyectores es necesaria para que las fuerzas de impacto del chorro se cancelen entre sí, resultando en una carga radial neta teórica nula sobre el cojinete de guía.

Sin embargo, la decisión operativa de reducir el número de inyectores en servicio impacta directamente en la dinámica vibracional de la siguiente manera:

- **Generación de carga radial estática:** Al operar con un número reducido de inyectores (por ejemplo, 3 de un total de 6) de forma asimétrica, se rompe el equilibrio de fuerzas. Esto genera un empuje hidráulico neto unidireccional que desplaza al eje de su centro geométrico, forzándolo a operar con una alta excentricidad dentro del cojinete guía [21].
- **Amplificación de la vibración síncrona (1x):** Si bien la fuerza del chorro es estacionaria, este desplazamiento del eje altera la rigidez dinámica de la película de aceite y “predispone” al sistema. Si el rodete posee algún desbalance de masa residual o una asimetría hidráulica en los cangilones (desbalance hidráulico), esta fuerza excitadora giratoria ya no se cancela y se manifiesta con mayor severidad en la frecuencia de rotación (1x), debido a la precarga en el cojinete.
- **Recomendación de operación:** Para minimizar este fenómeno, Brekke [21] recomienda que, en cargas parciales, la selección de inyectores activos se realice siempre buscando la mayor simetría posible (por ejemplo, operando inyectores en pares opuestos o en tríos equidistantes a 120°).

1.7.4 Interacción dinámica chorro – cangilón (condición de coincidencia)

La estabilidad dinámica de una turbina Pelton no depende únicamente de factores estáticos, sino de la precisión cronométrica con la que el chorro de agua es segmentado y transferido entre cangilones consecutivos. Este fenómeno hidrodinámico es descrito en la literatura especializada por Zhang y Müller [16] como la “**Condición de Coincidencia**” (*Coincidence Condition*).

Según el modelo teórico desarrollado por estos autores, el chorro no actúa como una fuerza continua sobre el rodete, sino como una sucesión de pulsos de carga sobre cada cangilón. Para asegurar una transferencia de energía suave y minimizar las vibraciones, debe existir una sincronización perfecta: el instante exacto en que un cangilón termina de procesar su volumen de agua debe coincidir exactamente con el inicio de la interacción del cangilón siguiente.

Como se ilustra en la Figura 21, esto implica que el ángulo de rotación del rodete y la velocidad del chorro deben estar perfectamente sincronizados para evitar “vacíos” de fuerza o impactos abruptos en el dorso de los cangilones (fenómeno conocido como interferencia).

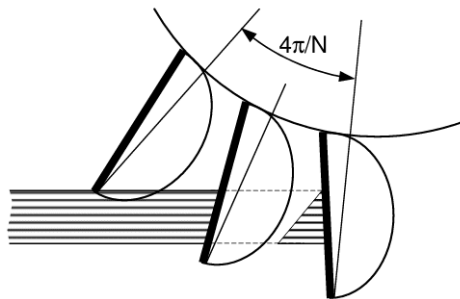


Figura 21. Esquema del ciclo de interacción del chorro sobre los cangilones giratorios [16].

La relevancia crítica de este estudio radica en que demuestra que esta estabilidad no es universal. Zhang y Müller [16] concluyen que la calidad de esta interacción depende intrínsecamente del número de cangilones (Z). En su investigación establecen que para cada configuración de cangilones existe una velocidad específica óptima donde las fluctuaciones de fuerza son mínimas.

Esta dependencia se visualiza en la Figura 22, donde se aprecia cómo la curva de estabilidad (zona libre de interferencias) está intrínsecamente ligada a la geometría del rodete. Un aumento en el número de cangilones reduce el espacio angular disponible entre ellos. Mecánicamente esto incrementa el riesgo de interferencia, un fenómeno donde el dorso del cangilón siguiente impacta el chorro antes de que este ingrese de forma útil en el cangilón precedente.

Para mitigar este efecto en rodetes con un mayor número de cangilones, es necesario operar con un factor de velocidad periférica más bajo. Es vital distinguir que, aunque la velocidad de giro (RPM) pueda ser constante, k_{u1} es un parámetro adimensional que define la relación entre la velocidad tangencial del rodete (u) y la velocidad absoluta del chorro de agua (c_1) como se muestra en la Ecuación 3:

$$k_{u1} = \frac{u}{c_1} \quad (\text{Ecuación 3})$$

Donde la velocidad del rodete (u) depende de la frecuencia de giro (RPM) y el diámetro Pelton, mientras que la velocidad del chorro (c_1) está determinada directamente por la altura neta o la presión de la columna de agua.

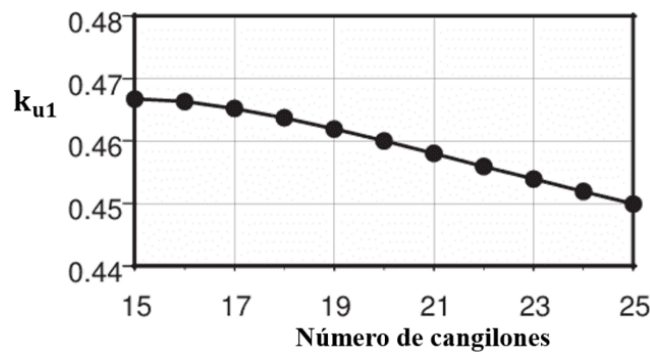


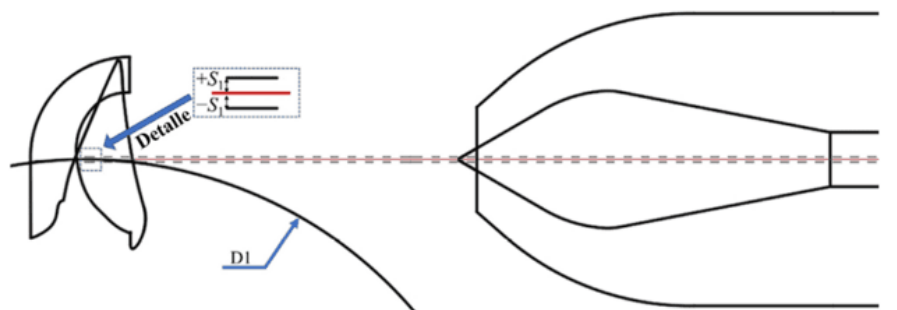
Figura 22. Influencia del número de cangilones (Z) en el rango de operación estable [16].

Si el rodete opera fuera de este rango óptimo (por ejemplo, si el k_{u1} aumenta debido a una caída de la presión del chorro), se rompe la condición de coincidencia. El resultado es una fuerza pulsante con discontinuidades bruscas que actúa como una fuente de excitación cíclica. Esta inestabilidad hidrodinámica se manifiesta en el espectro de vibraciones mediante un aumento de energía en la frecuencia de paso de álabes (BPF) y sus armónicos.

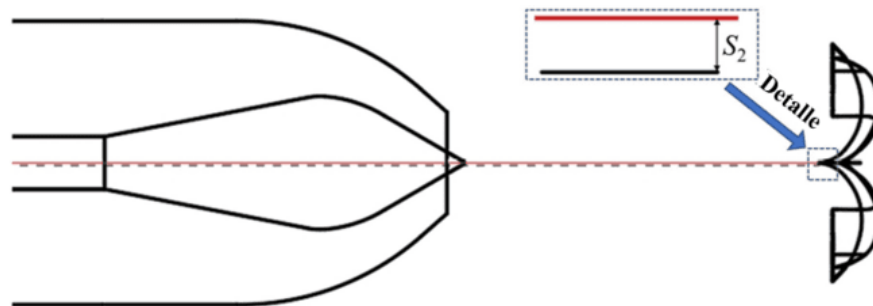
1.7.5 Sensibilidad de la geometría ante variaciones en la alineación del chorro

Un factor crítico en el análisis de la estabilidad dinámica es la sensibilidad intrínseca del diseño del rodete frente a las tolerancias operativas de la central. Si bien teóricamente se asume una alineación perfecta del chorro impactando en el divisor del cangilón, en la práctica industrial existen inevitables desviaciones radiales o axiales inherentes al montaje, asentamiento térmico o desgaste de componentes.

Estudios recientes sugieren que la configuración geométrica específica del rodete determina su capacidad para “amortiguar” o “amplificar” estas imperfecciones. Específicamente, una investigación de vanguardia realizada por Yuan et al. (2025) [17] modeló mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) el comportamiento de una turbina Pelton con 21 cangilones y 2 inyectores para evaluar el impacto de desviaciones milimétricas en la inyección. Para cuantificar este efecto, los autores definieron esquemas de desviación (offsets) radiales y axiales, tal como se ilustra en la Figura 23.



(a) Desviación radial



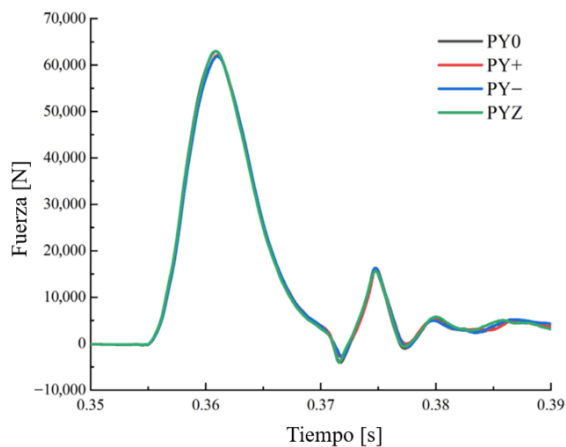
(b) Desviación axial

Figura 23. Esquematización de las desviaciones (offsets) radiales y axiales del chorro respecto al centro teórico del cangilón Pelton [17].

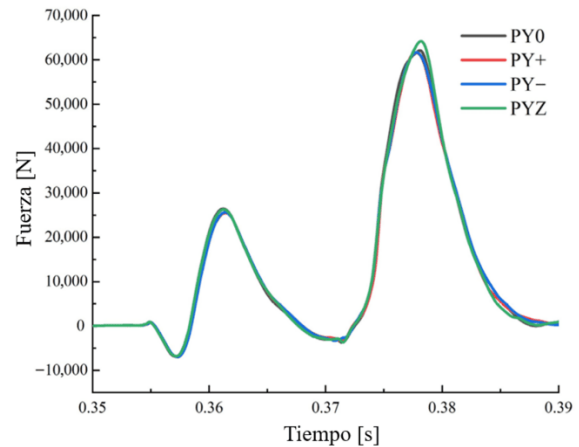
Las simulaciones de Yuan et al. demostraron que la geometría de $Z = 21$ responde de manera no lineal ante estas desviaciones.

Como se evidencia en la Figura 24, los gráficos (a) y (b) muestran que el perfil temporal de las fuerzas radiales y axiales mantiene una forma consistente en todas las condiciones, debido a que la geometría del cangilón predomina en la definición del pulso de carga. No obstante, es en el gráfico (c) de fluctuación de fuerza donde se revela la verdadera naturaleza del fenómeno: mientras la condición alineada (PY0, línea negra) presenta la menor amplitud y mayor estabilidad, la condición de desalineación axial (PYZ, línea verde) exhibe los picos de oscilación más severos. Esto demuestra que pequeñas desviaciones en el impacto, imperceptibles en el perfil de fuerza global, se traducen en excitaciones dinámicas significativas que afectan la vida útil del activo.

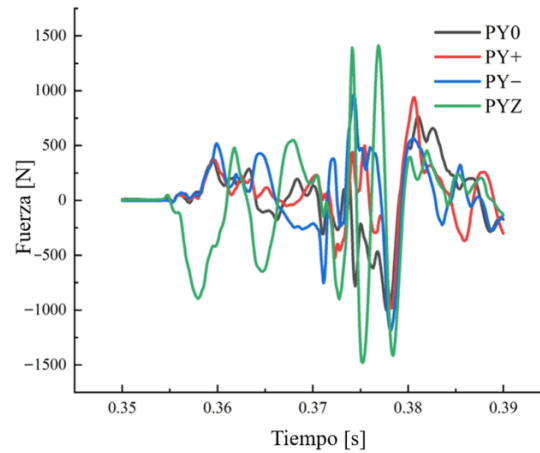
Los autores advierten textualmente que esta desviación “conducirá a una fuerza radial desequilibrada en el rodete, aumentará la fuerza axial adicional y causará que la oscilación de vibración de la unidad exceda el estándar” [17].



(a) Fuerza radial



(b) Fuerza axial



(c) Fuerza tangencial

Figura 24. Curvas de historia de tiempo de las fuerzas en el rodete [17].

1.7.6 Amplificación de las pulsaciones de presión y riesgo de fatiga

Además de las fuerzas direccionales que generan vibración inmediata, un hallazgo crítico para la geometría de $Z = 21$ cangilones es el comportamiento de la presión dinámica sobre la superficie del material. Según la investigación de Yuan et al. (2025) [17], las desviaciones del chorro no solo alteran la dirección de la carga, sino que modifican la naturaleza del impacto hidráulico, volviéndolo más “agresivo” y fluctuante.

Este fenómeno se denomina amplificación de las pulsaciones de presión. En condiciones ideales, la distribución de presión sobre el cangilón debería ser uniforme y progresiva. Sin embargo, bajo condiciones de desalineación (offsets), se generan transitorios hidráulicos severos.

Como se cuantifica en la Figura 25, la amplitud relativa de la pulsación de presión experimenta un aumento drástico en presencia de desviaciones. Las gráficas demuestran que, en comparación con la condición base (línea negra), las condiciones desviadas (líneas de colores) presentan picos de amplitud sistemáticamente mayores a lo largo de la superficie del cangilón.

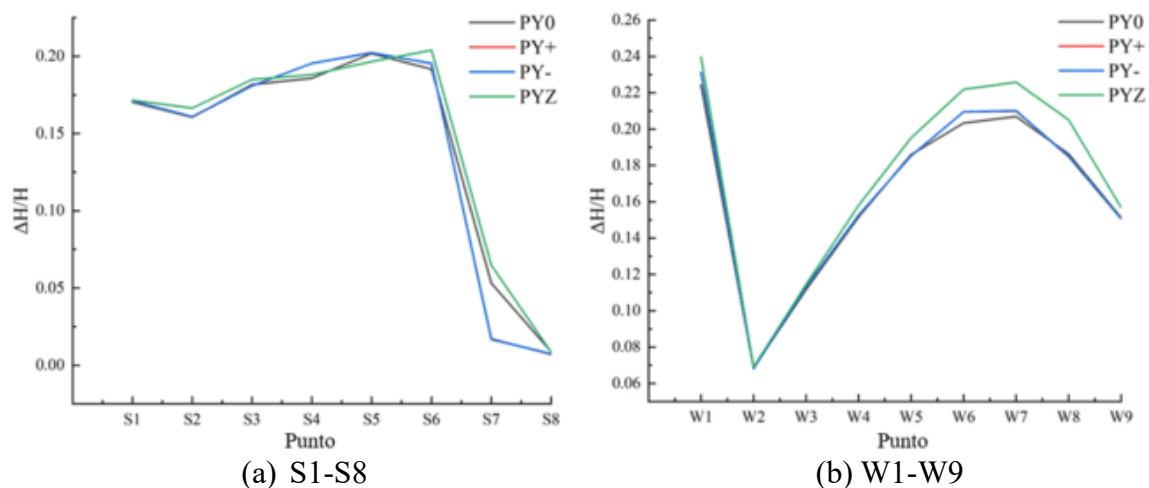


Figura 25. Amplitud relativa de la pulsación de presión en distintos puntos del cangilón [17].

En la Figura 25, el eje x representa la posición a lo largo del cangilón (desde donde entra el agua hasta donde sale); mientras que el eje y corresponde a la intensidad de la fluctuación de presión (qué tan fuerte “vibra” la presión). Se observa que la línea negra (base) es baja y estable, y así es como debería funcionar; mientras que las líneas de colores son altas y picudas. Eso es el exceso de energía que está golpeando el metal innecesariamente debido a la desalineación. Así, se observa cómo las condiciones con desviación (líneas de colores) superan en amplitud a la línea base (negra), evidenciando una mayor agresividad del impacto o mayor excitación vibratoria.

Los autores concluyen con un hallazgo crítico para el diseño, advirtiendo que la amplitud máxima de la pulsación de presión alcanza el 24%, una condición que eleva significativamente la probabilidad de vibraciones en los cangilones y el riesgo de daños por fatiga mecánica [17].

Este antecedente refuerza la hipótesis de que la geometría impar ($Z = 21$), al ser menos tolerante a la desalineación, somete al material a un régimen de fatiga acelerada. La vibración observada externamente en los cojinetes es, por tanto, solo el síntoma de un fenómeno más destructivo que ocurre internamente: el “martilleo” hidráulico sobre los cangilones, el cual, sostenido en el tiempo, compromete la vida útil del componente por fatiga mecánica.

1.7.7 Interacción modal y excitación de diámetros nodales (k)

Para realizar un diagnóstico preciso de la condición dinámica en turbinas Pelton, es imperativo trascender el análisis convencional de frecuencias en el dominio del tiempo y adentrarse en la respuesta espacial de la estructura. Según la investigación fundamental de Egusquiza [18], el rodete no debe ser visualizado como un sólido rígido, sino como una estructura elástica con modos de vibración intrínsecos que se activan bajo condiciones específicas de operación.

Un modo de vibración se define por su frecuencia natural y su forma modal. En estructuras de simetría circular como los rodetes, estas formas se caracterizan por el número de diámetros nodales (k). Un diámetro nodal es una línea geométrica de quietud absoluta que cruza el centro del rodete; mientras el resto de la estructura oscila axialmente, los puntos situados sobre estas líneas permanecen estacionarios.

La complejidad de la deformación estructural aumenta proporcionalmente con el valor de “k”. Sin embargo, desde una perspectiva de integridad mecánica, los valores bajos de “k” representan el mayor riesgo estructural debido a su capacidad de transmitir esfuerzos hacia el árbol (eje) de la máquina.

La excitación de estos modos ocurre a través de la interacción rotor-estator. A diferencia de la resonancia clásica (coincidencia de frecuencias), en las turbomáquinas se requiere una coincidencia espacial: la “forma” de la fuerza aplicada por los inyectores debe acoplarse con la “forma” de un modo natural del rodete [18].

La determinación matemática de qué modos “k” serán excitados por la configuración de los inyectores se rige por la Ecuación 4.

$$k = |\mathbf{m} \cdot \mathbf{Z} \pm \mathbf{n} \cdot \mathbf{I}| \quad (\text{Ecuación 4})$$

Donde:

- k: número de diámetros nodales excitados (líneas de no vibración que cruzan el rodete).
- Z: número de cangilones del rodete.
- I: número de inyectores activos.

- m : armónico de la estructura o rodete (típicamente se analiza $m = 1$ por ser el modo fundamental de menor energía y mayor susceptibilidad).
- n : armónico de la excitación hidráulica (múltiplos de la frecuencia de paso de cangilones). Se analizan predominantemente los primeros armónicos ($n \leq 5$) debido a que concentran la mayor densidad espectral de energía de los impactos.

El uso del valor absoluto en la Ecuación 4 responde a que “ k ” describe una propiedad topológica de la deformación (cantidad de líneas nodales), la cual es independiente del sentido de rotación de la onda de presión.

La peligrosidad de la vibración detectada depende estrictamente del valor de k resultante de la interacción mecánica:

- **Modos $k = 0$ (tipo paraguas):** Representa una vibración simétrica donde todo el rodete se desplaza axialmente en fase (movimiento tipo pistón). Mecánicamente, esto se traduce en una fuerza axial neta alternante que actúa directamente sobre el descanso de empuje (cojinete axial), comprometiendo la estabilidad longitudinal del conjunto. A diferencia de otros modos, el $k = 0$ no induce momentos flectores significativos sobre el eje, concentrando el impacto estructural en el sistema de soporte axial de la unidad.
- **Modos $k = 1$ (tipo cabeceo):** Es la configuración más crítica para la salud de la unidad. Al existir un solo diámetro nodal, la distribución de fuerzas axiales genera un par de fuerzas (cupla) opuesto entre los extremos del rodete. Físicamente, este par induce un momento flector cíclico sobre el eje. Este esfuerzo somete a las fibras del árbol a un ciclo de tracción-compresión que acelera los procesos de fatiga y puede derivar en fallas catastróficas del acoplamiento o de los cojinetes radiales [18].
- **Modos $k \geq 2$:** Las fuerzas axiales se distribuyen en múltiples lóbulos que tienden a anularse recíprocamente a nivel global, confinando la energía vibratoria mayoritariamente en la estructura del rodete sin transmitir momentos significativos hacia el eje.

En rodets teóricamente perfectos (cíclicamente simétricos), las frecuencias naturales de los modos con $k > 0$ aparecen como pares idénticos (frecuencias dobles degeneradas). Sin

embargo, Egusquiza [18] demuestra que las asimetrías geométricas (inherentes a un número impar de capachos o imperfecciones de fundición) provocan el fenómeno de dispersión de frecuencia o desintonía (*misturing*).

Este fenómeno provoca que la frecuencia natural del modo excitado, que teóricamente debería ser única, se divida en dos o más picos cercanos debido a la pérdida de simetría cíclica. En el análisis espectral de la unidad en operación, esto se manifiesta como un ensanchamiento de la base de los picos asociados a la frecuencia de paso de cangilones (BPF) o la aparición de bandas laterales (sidebands). Esto indica que la energía de excitación hidráulica está interactuando con una estructura desintonizada (*mistuned*), donde las imperfecciones geométricas impiden una respuesta vibratoria limpia y concentrada.

1.8 Evaluación de severidad vibratoria según Norma ISO 10816-5

En el monitoreo de la condición de las unidades de generación Juncal y Blanco pertenecientes a la Central Aconcagua, el análisis vibracional juega un rol fundamental para la detección temprana de fallas mecánicas en turbinas Pelton y generadores eléctricos. Las características técnicas de las unidades, como velocidades nominales entre 300 y 600 rpm, disposición del eje vertical, y potencias superiores a 1 MW, permiten utilizar como referencia varias normas internacionales ISO que estandarizan el diagnóstico y evaluación de vibraciones en maquinaria rotativa [12].

La norma ISO 10816, en su versión del año 2000, «*Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts*» —que, traducida al español, se refiere a «Evaluación de la vibración de la máquina mediante mediciones en partes no rotativas»—, consta de 6 partes [12].

La parte n.º 5 de la norma. “*Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants*” se refiere a las máquinas hidráulicas instaladas en una central hidroeléctrica [12].

Esta parte de la norma se aplica a conjuntos de máquinas hidráulicas con velocidades de 60 r/min a 1800 r/min y con potencia nominal de 1 MW o más. La posición de la línea del

eje puede ser horizontal o vertical o en un ángulo arbitrario entre estas dos direcciones [12].

La norma divide las máquinas en cuatro grupos principales según el diseño del conjunto turbina-generator. Las turbinas del Complejo Aconcagua, que trabajan todas entre las 300-600 r/min, pertenecen a:

- Grupo 4: Conjuntos de máquinas verticales con carcasas de cojinete inferior soportadas contra la base y carcasas de cojinete superior soportadas solo contra el estator del generador, generalmente con velocidades de operación entre 60 r/min y 1000 r/min [12].

La norma ISO 10816-5 establece los lineamientos para la medición de vibraciones en máquinas rotativas, indicando las variables a registrar, el posicionamiento adecuado de la instrumentación y los criterios de evaluación. La magnitud máxima de vibración medida en cada pedestal o carcasa de rodamiento se evalúa según zonas de operación, las cuales se describen a continuación:

- **Zona A:** La vibración de las máquinas recién puestas en marcha. Operación normal [12].
- **Zona B:** Las máquinas con vibración dentro de esta zona son normalmente consideradas aceptables para un funcionamiento prolongado sin restricción de tiempo [12].
- **Zona C:** Las máquinas con vibración dentro de esta zona son normalmente consideradas insatisfactorias para un funcionamiento continuo a largo plazo. Generalmente, la máquina puede operar durante un período limitado en esta condición hasta que surja una oportunidad adecuada para una acción correctiva [12].
- **Zona D:** Los valores de vibración dentro de esta zona son considerados de suficiente gravedad como para causar daño a la máquina [12].

En la Figura 26, se presenta una turbina típica perteneciente al grupo 4. Los números indican el lugar donde debe realizarse la medición.

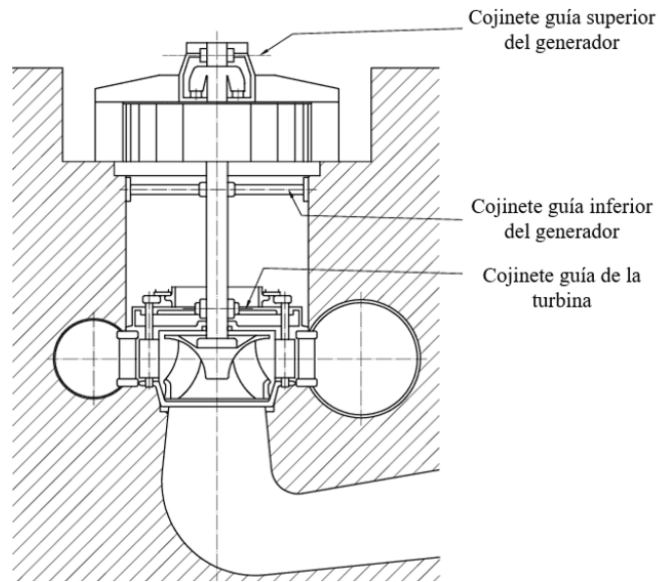


Figura 26. Máquina grupo 4 [12].

Los puntos de medición y la dirección de los ejes en los que la norma ISO 10816-5 recomienda para la medición de vibraciones mecánicas aplicables en máquinas horizontales, es decir, los puntos de señalización “A”, “R”, referentes a los ejes axial y radial respectivamente, son las dos únicas direcciones necesarias para la colocación de los sensores sobre el cojinete y su adquisición de datos. La Figura 27 muestra la forma en la que fue considerada la ubicación del punto de medición en los ejes axial, radial y transversal [12].

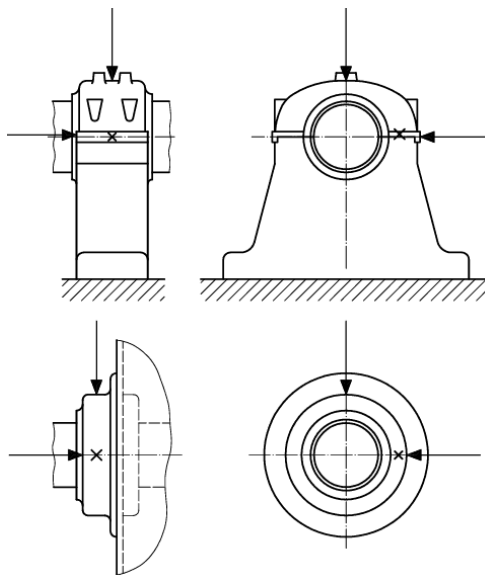


Figura 27. Puntos de medición de vibraciones mecánicas [12].

La norma ISO 10816-5 establece grados de severidad basados en valores relativos de desplazamiento y velocidad vibracional, proporcionando un marco de referencia fundamental para el monitoreo de la condición. Gracias a esta normativa, es posible definir límites de operación y criterios de protección para las máquinas hidráulicas. En las Tablas I y II se presentan los rangos permisibles de vibración para el grupo 4. En color verde se indican los niveles aceptables de operación; en amarillo, los valores que aún son permisibles, pero requieren seguimiento continuo; y en rojo, los valores que superan los límites y representan un riesgo de daño para la turbina.

Tabla 2. Límites de la zona de evaluación recomendados para máquinas del grupo 4. Norma 10816-5:2000.

Límite de zona	En la ubicación de medición 1		En todos los cojinetes	
	Desplazamiento pico a pico [μm]	Velocidad RMS [mm/s]	Desplazamiento pico a pico [μm]	Velocidad RMS [mm/s]
A/B	65	2,5	30	1,6
B/C	100	4,0	50	2,5
C/D	160	6,4	80	4,0

1.9 Sistema de medición y análisis de datos

Para lograr una caracterización dinámica completa de las unidades generadoras, la estrategia de instrumentación debe combinar la medición de la vibración absoluta de los soportes con la vibración relativa del eje. Esta dualidad permite correlacionar el movimiento del rotor con la respuesta estructural de la máquina.

1.9.1 Tipología de sensores utilizados

Un sensor es un dispositivo para detectar y señalar una condición de cambio; es capaz de transformar señales físicas en señales eléctricas (digitales). La cadena de medición se compone de dos tecnologías de transducción complementarias, seleccionadas según el rango de frecuencia y la naturaleza física del fenómeno a monitorear.

- **Acelerómetros piezoeléctricos (vibración absoluta):**

Basado en la información técnica de SKF Reliability Systems [11], el funcionamiento de este sensor se fundamenta en la interacción entre una masa

inercial y un material piezoeléctrico. Físicamente, el sensor consta de los siguientes elementos internos:

- Masa sísmica (masa de referencia inercial): un bloque calibrado que reacciona a la aceleración según la segunda ley de Newton ($F = m \cdot a$).
- Cristal piezoeléctrico: ubicado entre la base y la masa sísmica.
- Electrónica integrada: un microcircuito amplificador que convierte la carga de alta impedancia en voltaje de baja impedancia para su transmisión.

Cuando la turbina vibra, la masa sísmica que se encuentra sobre un descanso ejerce una fuerza de tensión o compresión sobre el cristal. Según se describe en la documentación técnica, «la vibración causa una fuerza sobre el cristal, haciendo que este genere una carga eléctrica que es convertida en voltaje» [11]. Este voltaje es directamente proporcional a la aceleración de la superficie monitoreada.

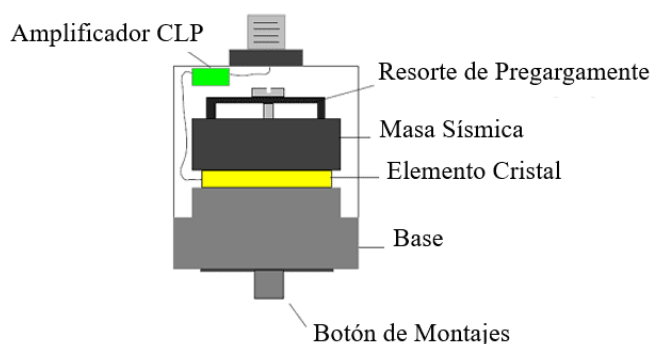


Figura 28. Esquema de corte transversal de un acelerómetro piezoeléctrico industrial, mostrando la disposición de la masa sísmica y el cristal sensor [11].

- **Sensores de proximidad (vibración relativa):**

Son transductores de “no contacto” que miden la distancia dinámica (gap) entre la punta del sensor y el eje rotatorio. El principio de funcionamiento consta en una bobina en la punta del sensor que genera un campo magnético de alta frecuencia. Al interactuar con el material conductor del eje, se inducen corrientes parásitas (Eddy currents) que causan una pérdida de energía proporcional a la distancia [11]. Como se aprecia en la Figura 29, el sistema de medición no solo depende de la interacción magnética en la punta del transductor, sino de una cadena de acondicionamiento completa. Esta inicia con un oscilador que genera la portadora de alta frecuencia, seguida de etapas de deflexión y amplificación que transforman

la variación de energía en una señal de desplazamiento analógica apta para ser procesada por el monitor o analizador de vibraciones.

Estos sensores son críticos en máquinas de eje vertical para monitorear la órbita del eje dentro del cojinete, verificar el espesor de la película de aceite y detectar fenómenos de baja frecuencia como el runout o desalineaciones angulares.

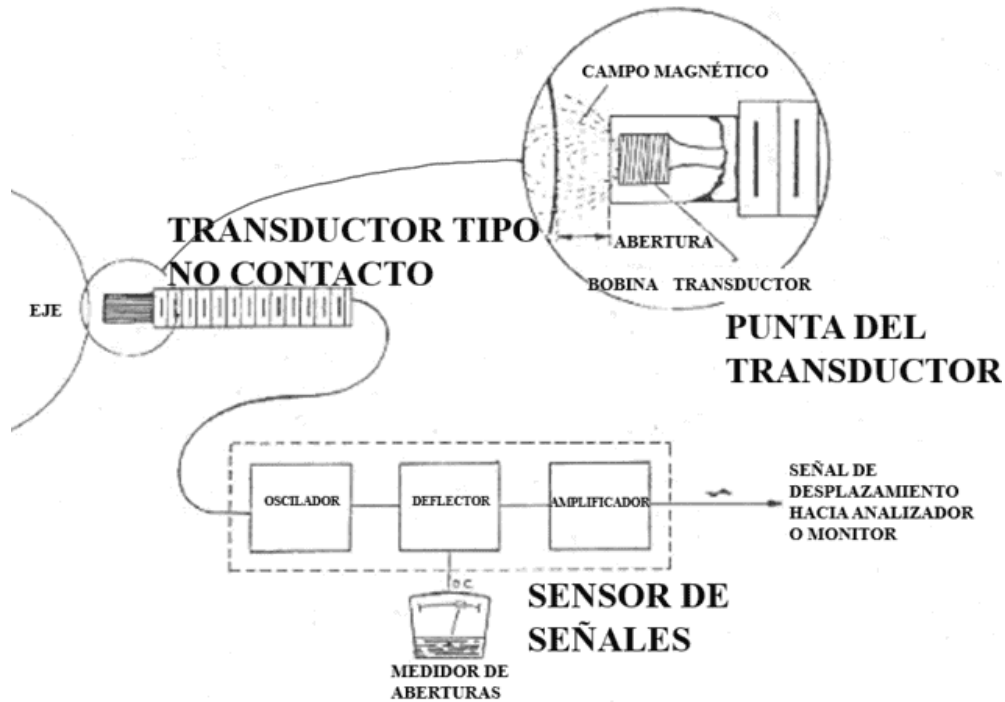


Figura 29. Diagrama esquemático del principio de operación de un sistema de medición de desplazamiento por corrientes de Eddy [11].

1.9.2 Ubicación y montaje según Norma ISO 10816-5

La disposición de los puntos de medición se rige estrictamente por la norma ISO 10816-5:2000 (*Evaluación de la vibración en conjuntos hidrogenadores y de bombeo*), la cual establece los criterios para mediciones en partes no rotatorias.

Según las cláusulas 3.1 y 3.2 del estándar [12], la instrumentación debe cumplir con las siguientes directrices de ubicación para garantizar la validez de los datos:

- 1. Puntos de medición estructurales:** Los transductores sísmicos (acelerómetros) deben instalarse sobre las carcasas de los cojinetes guía (*bearing housings*), asegurando una transmisión mecánica directa y rígida. La norma determina que

las mediciones deben realizarse en los puntos de mayor rigidez para evitar resonancias locales de la carcasa.

- Cojinete guía inferior (turbina): Punto prioritario por su cercanía al rodete Pelton.
- Cojinete guía superior (generador): para monitorear desbalances magnéticos o mecánicos del generador.
- Cojinete de empuje: para la medición de la vibración axial.

2. Ortogonalidad radial (direcciones X-Y): Tal como indica la norma, en cada plano de cojinete se deben instalar dos transductores en dirección radial, desfasados 90° entre sí respecto al centro del eje. Esto es fundamental para descomponer el movimiento vibratorio y determinar la dirección preferencial de la fuerza excitadora, permitiendo la generación de gráficos de órbita.

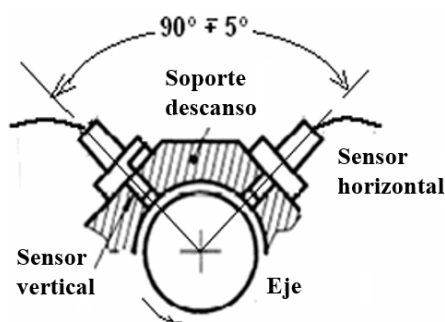


Figura 30. Disposición ortogonal típica (90°) de sensores radiales sobre el soporte del cojinete para la descomposición vectorial de la vibración [19].

- 3. Medición axial (dirección Z):** La ISO 10816-5 enfatiza la importancia de la medición axial en cojinetes de empuje para turbinas hidráulicas. Debido a la naturaleza del flujo en turbinas Pelton (impacto de chorros), esta medición es crítica para detectar pulsaciones axiales y la excitación de modos de cabeceo (pitching modes), diferenciando estas fuerzas de los problemas radiales convencionales.
- 4. Rango de frecuencia operativo:** La norma establece que el sistema de medición debe cubrir un rango de frecuencias amplio. Para unidades Pelton, este rango se extiende típicamente desde 0.5 Hz (fenómenos subsincrónicos de torbellino de aceite) hasta al menos 3 a 5 veces la frecuencia de paso de álabe (BPF), asegurando la captura de armónicos superiores generados por el desgaste de inyectores.

2. Descripción técnica de la Central Aconcagua

En el presente capítulo se detallan las características constructivas, operativas y funcionales de la Central Aconcagua. El objetivo es contextualizar el entorno electromecánico del estudio, describiendo desde el emplazamiento y el aprovechamiento de los recursos hídricos hasta la configuración específica de las unidades generadoras Juncal y Blanco. Asimismo, se profundiza en la disposición mecánica de los componentes rotatorios, el esquema de instrumentación y el sistema de monitoreo de condición implementado. Esta caracterización técnica es fundamental para comprender variables de diseño que intervienen en el comportamiento dinámico de las máquinas y establecer las bases para el diagnóstico vibratorio presentado en los capítulos posteriores.

2.1 Emplazamiento y contexto operacional

La Central Aconcagua es una central de pasada ubicada en la precordillera de la Región de Valparaíso, específicamente en las comunas de San Esteban y Los Andes, provincia de Los Andes. Las instalaciones se sitúan aproximadamente a 32 km del Camino Internacional, emplazándose a una altitud de 1.340 m.s.n.m. (tomando como referencia la línea divisoria central de la turbina).

Esta instalación forma parte integral del Complejo Hidroeléctrico Aconcagua, un sistema de generación en cascada (serie hidráulica) conformado por cinco centrales que aprovechan escalonadamente los recursos hídricos. Siguiendo el sentido del flujo de las aguas, el orden de las centrales es: Hornitos, Juncalito, Aconcagua, Los Quilos y Chacabuquito.

Históricamente, la central Aconcagua inició su operación comercial en septiembre de 1993 con la puesta en marcha de la Unidad Blanco (53 MW originales, repotenciada en 2016). Posteriormente, en agosto de 1994, se integró la Unidad Juncal (29.2 MW). Actualmente, la Central Aconcagua posee una potencia instalada conjunta aproximada de 90 MW, gestionando un caudal máximo de diseño de 24.4 m³/s. El emplazamiento general y la configuración de las obras civiles de la central se presentan en las vistas aéreas de la Figura 31.



Figura 31. Vistas aéreas de la central Aconcagua.

2.2 Descripción del aprovechamiento hidráulico

El abastecimiento hídrico de la central proviene de las cuencas de los ríos Blanco y Juncal. Debido a la configuración del complejo, el sistema de aducción se divide en dos circuitos independientes que convergen en la misma casa de máquinas:

- **Aducción Unidad Blanco (caída neta de 680 m):** Los recursos son captados en la Bocatoma Blanco y regulados en el Embalse Piuquenes. Las aguas son conducidas hacia un desarenador para la sedimentación de sólidos y posteriormente transportadas mediante una aducción mixta (tramos de canal y túnel) hasta la cámara de carga. Desde este punto, nace la tubería de presión que alimenta a la turbina. Esta tubería posee una longitud total de 1,630 m y un diámetro de 1.56 m.
- **Aducción Unidad Juncal (caída neta de 260 m):** Este circuito capta las aguas reguladas del Embalse Guardia Vieja y recibe la descarga de la central de pasada aguas arriba (Central Juncalito, equipada con una turbina Kaplan de 1.5 MW). Tras pasar por el proceso de desarenado, el flujo se conduce mediante canales y túneles hacia su respectiva cámara de carga. La tubería de presión correspondiente tiene una longitud de 712 m y un diámetro de 1.94 m.

2.3 Unidades generadoras y casa de máquinas

La casa de máquinas alberga dos grupos generadores independientes impulsados por turbinas de acción tipo Pelton de eje vertical, configuración idónea para los altos saltos hidráulicos y caudales medios que caracterizan al complejo.

- **Unidad Blanco:** equipada con una turbina Pelton vertical de 53 MW de potencia instalada, con un total de 6 inyectores. Permite abastecer a alrededor de 69 mil personas o 23 mil viviendas.
- **Unidad Juncal:** equipada con una turbina Pelton vertical de 29.2 MW de potencia instalada, con un total de 6 inyectores. Permite abastecer a alrededor de 49 mil personas o 17 mil viviendas.

Cabe destacar que, una vez turbinadas, las aguas son restituidas al sistema para ser captadas en la Bocatoma Aconcagua, continuando hacia la Cámara de Carga Los Quilos para la generación en la etapa siguiente (Central Los Quilos).

La central Aconcagua capta aguas del río Blanco y del río Juncal y está equipada con una turbina Pelton de eje vertical con seis inyectores, optimizada para operar en condiciones de alto salto y bajo caudal.

A continuación, se presenta la Tabla 3, que resume las especificaciones técnicas de las unidades Blanco y Juncal, que en su conjunto conforman la central Aconcagua.

Tabla 3. Especificaciones técnicas central Aconcagua.

	CENTRAL ACONCAGUA	
	BLANCO	JUNCAL
CAUDAL [m ³ /s]	10.4	13.2
COTA TURBINA [msnm]	1340	1340
CAÍDA NETA [m]	680	251
MARCA TURBINA	KVAERNER	ANDRITZ
TIPO DE TURBINA	Pelton	Pelton
NÚMERO DE TURBINAS	1	1
DISPOSICIÓN DEL EJE	Vertical	Vertical
DIÁMETRO RODETE NUEVO [mm]	2230	2890
DIÁMETRO RODETE ANTIGUO [mm]	2209.4	
NÚMERO DE INYECTORES	6	6

VELOCIDAD NOMINAL [rpm]	600	300
VELOCIDAD NOMINAL [Hz]	10	5
Nº DE CAPACHOS RODETE NUEVO	22	21
Nº DE CAPACHOS RODETE ANTIGUO	22	20
MARCA GENERADOR	AVK	AVK
POTENCIA NOMINAL [MW]	6.5	6.5
POTENCIA MÁXIMA [MW]	7.5	7.5
VOLTAJE DE GENERACIÓN [kv]	6.6	6.6
Nº POLOS	10	10

2.4 Instrumentación y sistema de monitoreo

La estrategia de adquisición de datos para el Complejo Hidroeléctrico Aconcagua se fundamenta en una configuración dual que combina la medición de la vibración relativa del eje (mediante sondas de proximidad) y la vibración absoluta de la estructura (mediante transductores sísmicos). Esta configuración permite correlacionar el comportamiento dinámico del rotor con la respuesta estructural de los soportes.

2.4.1 Disposición de sensores

Ambas unidades (Juncal y Blanco) cuentan con una configuración de monitoreo homóloga supervisada mediante el software de monitoreo de vibraciones (Compass 6000TM) en tiempo real. Como se aprecia en los esquemas de tren de máquina en la Figura 32 y la Figura 33, la instrumentación abarca los tres descansos principales: guía superior, guía inferior y turbina.

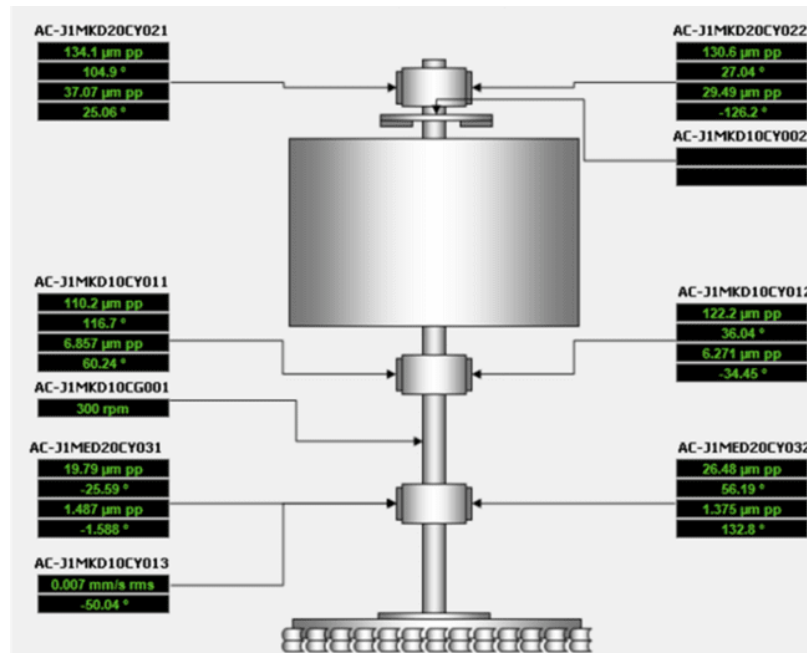


Figura 32. Esquema de distribución de sensores y visualización en tiempo real para la unidad Juncal.

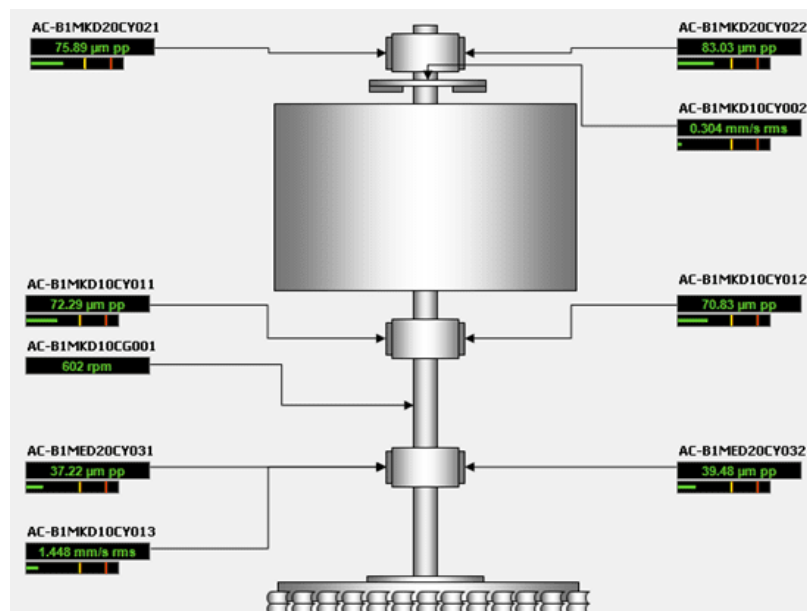


Figura 33. Esquema de distribución de sensores y visualización en tiempo real para la unidad Blanco.

2.4.2 Estándares de instalación

Para garantizar la coherencia de los datos entre las centrales Juncal y Blanco, la instrumentación define las siguientes directrices técnicas:

- Ortogonalidad y referencia: En todos los planos de medición, la sonda “X” se alinea con la dirección de entrada del agua y la sonda “Y” se ubica a 90° en el sentido de rotación.
- Tecnología de sensores: Para la vibración absoluta radial se utilizan velocímetros piezoeléctricos (Modelo VS-069) montados horizontalmente sobre la carcasa; para la vibración absoluta axial se utilizan acelerómetros específicos (Modelo AS-073) en el cojinete de turbina; y para la referencia de fase (sincronización de fase y velocidad) se emplea un sensor óptico/proximidad disparado por una marca de cinta de aluminio adherida al eje.

En el descanso de la turbina, la medición axial es crítica. A diferencia de un montaje estándar radial, el acelerómetro AS-073 se instala verticalmente sobre la carcasa del cojinete mediante un perno de fijación rígido como se muestra en la Figura 34. Esto asegura una transmisibilidad perfecta de las fuerzas pulsantes de alta frecuencia generadas por la interacción chorro-rodete.



Figura 34. Sensores de vibración relativa de los rodamientos de la turbina.

La configuración detallada de los sensores, junto con su nomenclatura de identificación para el sistema de mantenimiento predictivo se resume en la Tabla 4:

Tabla 4. Configuración detallada de sensores y nomenclatura por unidad de la central Aconcagua.

Central	Cojinete/Descanso	Sensores instalados	Nomenclatura

Juncal	Superior del generador	2 sensores de proximidad para medir la vibración relativa radial del eje en las direcciones X e Y.  1 acelerómetro para medir la vibración absoluta de la carcasa. Configurado para medir la velocidad en [mm/s]. 	AC- J1MKD20CY021 AC- J1MKD20CY022 AC- J1MKD10CY002
	Inferior del generador	2 sensores de proximidad para medir la vibración relativa radial del eje en las direcciones X e Y.  1 sensor de referencia de fase/velocidad para medir la velocidad del eje en [rpm].	AC- J1MKD10CY011 AC- J1MKD10CY012 AC- J1MKD10CG001

			
	Turbina	2 sensores de proximidad para medir la vibración relativa radial del eje en las direcciones X e Y.  1 acelerómetro para medir la vibración absoluta de la carcasa del cojinete a través de la dirección axial. Configurado para medir la velocidad en [mm/s]. 	AC- J1MED20CY031 AC- J1MED20CY032 AC- J1MKD10CY013
Blanco	Superior del generador	2 sensores de proximidad para medir la vibración relativa radial del eje en las direcciones X e Y.  1 acelerómetro para medir la vibración absoluta de la carcasa.	AC- B1MKD20CY021 AC- B1MKD20CY022 AC- B1MKD10CY002

		Configurado para medir la velocidad en [mm/s]. 	
	Inferior del generador	2 sensores de proximidad para medir la vibración relativa radial del eje en las direcciones X e Y.  1 sensor de referencia de fase/velocidad para medir la velocidad del eje en [rpm]. 	AC- B1MKD10CY011 AC- B1MKD10CY012 AC- B1MKD10CG001
	Turbina	2 sensores de proximidad para medir la vibración relativa radial del eje en las direcciones X e Y.  1 acelerómetro para medir la vibración	AC- B1MED20CY031 AC- B1MED20CY032 AC- B1MKD10CY013

		absoluta de la carcasa del cojinete a través de la dirección axial . Configurado para medir la velocidad en [mm/s].	
--	--	---	--

3. Descripción técnica de la Central Aconcagua

La gestión del ciclo de vida de los activos en la Central Aconcagua implica intervenciones periódicas destinadas a recuperar la eficiencia y asegurar la disponibilidad operativa. Sin embargo, ciertas modificaciones mayores en los componentes rotatorios pueden inducir cambios en la firma dinámica del sistema turbina-generador, los cuales no siempre son detectables mediante los sistemas de monitoreo convencionales (SCADA) si no superan los umbrales de alarma globales.

El presente capítulo describe los hitos de mantenimiento relevantes ocurridos durante el segundo semestre de 2025, los cuales constituyen la base de este estudio. Se detallan específicamente los cambios de rodete realizados en las centrales Juncal y Blanco. Ambas intervenciones permiten establecer un análisis comparativo entre dos configuraciones geométricas distintas, como cangilones pares frente a impares, bajo diversas condiciones de operación por inyectores, sentando el precedente técnico para el análisis espectral posterior.

3.1 Central Juncal

El hito de mantenimiento más significativo para el estudio se concretó el 30 de julio de 2025, fecha en la que se llevó a cabo el reemplazo del rodete Pelton de eje vertical de la unidad. Esta intervención tuvo como objetivo la renovación del componente principal de la turbina; no obstante, el nuevo rodete instalado presentó diferencias geométricas estructurales respecto al rodete original:

- Número de cangilones (Z): Se incrementó de 20 a 21 capachos.
- Diámetro: Se registró una reducción de 100 mm en el diámetro exterior.

Inmediatamente tras la puesta en servicio y sincronización con el nuevo rodete ($Z = 21$), el personal de operaciones reportó la aparición de una anomalía acústica no registrada anteriormente. El fenómeno se caracterizó como un ruido de baja frecuencia tipo "zumbido" o "retumbo", con las siguientes particularidades:

- En cuanto a la percepción por parte del personal mecánico, el ruido tenía una intensidad notoria en el foso de turbina y, críticamente, en la zona de acceso entre las paredes de hormigón a la salida de la sala de control.
- En cuanto a los parámetros monitoreados en SCADA, a pesar de la evidencia acústica, las variables monitoreadas en la sala de control (temperaturas de cojinetes, niveles globales de vibración y desplazamientos de eje) se mantuvieron estables y dentro de los rangos operativos normales, sin provocar la activación de alarmas ni disparos (trips) de la unidad.

Ante la discrepancia entre la percepción física del ruido y la "normalidad" de los parámetros SCADA, se ejecutó un protocolo de pruebas de campo variando la carga y la configuración de inyección. El objetivo fue correlacionar la intensidad del ruido con las condiciones hidráulicas de operación.

Se realizaron pruebas abarcando configuraciones de 2, 3, 4 y 6 inyectores, así como pruebas en vacío (sin carga). Los resultados cualitativos de estas pruebas se consolidan en la Tabla 5.

Tabla 5. Resumen de pruebas operacionales y percepción de ruido en central Juncal (rodete Z = 21).

Configuración (m)	Inyectores Activos	Carga Aprox. [MW]	Percepción del Fenómeno (Ruido/Vibración)	Observación Técnica
Vacío	Rotación en aire	0	Nulo	Ausencia total de ruido anormal. Confirma origen hidráulico.
2 inyectores	#1 y #4 (Opuestos)	~6 - 7	Alta Intensidad	Ruido de retumbo y resonancia percibido notoriamente en el foso y los accesos.
2 inyectores	#2 y #5 (Opuestos)	~7	Alta Intensidad	Persiste el ruido de retumbo discontinuo.
3 inyectores	#1, #3, #5	~8 - 10	Baja / Nula	El ruido disminuye considerablemente o no se percibe. Operación suave.

3 inyectores	#2, #4, #6	~8	Baja	Reducción significativa de la anomalía acústica.
4 inyectores	#1, #3, #4, #6	~9.5	Moderada / Alta	Reaparición del ruido. Se percibe de forma discontinua pero notoria.
4 inyectores	#2, #3, #5, #6	~9.5	Moderada	Ruido de intensidad media.
6 inyectores	Todos (1 al 6)	~18 - 20	Nula	Operación silenciosa. El ruido desaparece completamente.

El análisis de las pruebas de campo permitió establecer tres conclusiones preliminares que orientaron el diagnóstico espectral posterior:

1. Origen hidráulico: la ausencia de ruido durante la prueba en vacío descarta problemas mecánicos puros (como desbalanceo de masa o roces mecánicos), confirmando que la fuente de excitación proviene de la interacción agua-rodete.
2. Dependencia de la simetría: se identificó un patrón claro donde las configuraciones con mayor asimetría o pares aislados (2 y 4 inyectores) exacerban el fenómeno, mientras que las configuraciones de alta simetría (3 y 6 inyectores) lo mitigan o eliminan.
3. Insuficiencia del monitoreo global: dado que los niveles globales de vibración (RMS de banda ancha) no reflejaron la severidad del ruido, se necesita realizar un análisis espectral detallado (FFT) centrado en frecuencias específicas, como se desarrollará en el Capítulo 4.

3.2 Central Blanco

El 17 de octubre de 2025, se llevó a cabo la detención programada de la unidad para efectuar el cambio del rodete Pelton, realizando la transición del “rodete de invierno” al “rodete de verano”.

Esta maniobra cíclica (dos veces por año) obedece a una estrategia de gestión de la vida útil de los componentes críticos. La operación estacional busca mitigar los efectos del

desgaste por abrasión, adaptando el tipo de rodete a las características sedimentológicas del caudal afluente, que varían significativamente entre la temporada de deshielos (verano) y la temporada invernal. De esta manera, se optimiza la disponibilidad de la unidad y se permite la recuperación (soldadura y rectificado) del rodete saliente del taller.

Tras el montaje y la puesta en servicio del rodete de verano, la unidad retomó su operación comercial sin incidencias. El sistema de monitoreo SCADA reportó niveles de temperatura en cojinetes (empuje y guía) y vibraciones globales (ISO) dentro de los rangos históricos de normalidad.

A diferencia del caso de Juncal, la Central Blanco no presentó ruidos atípicos ni variaciones significativas respecto a su línea base de vibraciones durante las pruebas de recepción. El comportamiento dinámico se mantuvo estable y acorde a los registros históricos de la unidad.

El estado de “normalidad operativa” de la Central Blanco tras este mantenimiento la convierte en el caso de control idóneo para esta memoria. Al no presentar fallas mecánicas ni cambios geométricos, los registros espectrales obtenidos en esta unidad (que se presentarán en la sección 4.2) permitirán establecer la línea base vibracional de una turbina Pelton de estas características. Esto proporcionará la referencia técnica necesaria para contrastar y validar las desviaciones observadas posteriormente en la Central Juncal.

4. Resultados del monitoreo de registros espectrales de vibraciones

En este capítulo se exponen los resultados obtenidos a partir del monitoreo de vibraciones realizado a las unidades turbina-generador de la Central Aconcagua, abarcando el periodo operativo comprendido entre agosto y noviembre de 2025.

El análisis se fundamenta en el procesamiento de las señales de vibración adquiridas en los descansos de las unidades, utilizando técnicas de análisis espectral y gráficos de tendencia histórica (en cascada) para identificar patrones de comportamiento dinámico. Los registros vibracionales fueron correlacionados con las variables operativas y geométricas de las unidades generadoras, con el fin de distinguir entre la respuesta vibratoria normal del sistema y aquellos comportamientos atípicos inducidos por fenómenos de excitación hidráulica o mecánica.

Dada la naturaleza particular de los eventos detectados en cada instalación, los resultados se presentan diferenciados por central. En la sección 4.1 se aborda el caso de la Central Juncal, enfocado en la alteración de la firma espectral tras el cambio de rodete; mientras que en la sección 4.2 se analiza la Central Blanco, evaluando el impacto de la variabilidad del número de inyectores en servicio sobre la estabilidad vibracional. Este análisis permite caracterizar la respuesta del sistema ante condiciones de carga asimétrica en una configuración de cangilones pares.

A continuación, se detalla el diagnóstico espectral y la determinación de la causa raíz para cada caso de estudio.

4.1 Central Juncal

El punto de partida del análisis corresponde a la detección de un cambio abrupto en la firma vibratoria de la unidad generadora tras el reemplazo de un rodete Pelton de 20 capachos, por uno nuevo con diseño modificado de 21 capachos.

Para visualizar la evolución del problema, se generó un espectro en cascada (Waterfall) que cubre el periodo de transición. Como se observa en la Figura 35, existe un aumento

drástico en la amplitud de la vibración axial coincidente con la puesta en marcha del nuevo rodete.

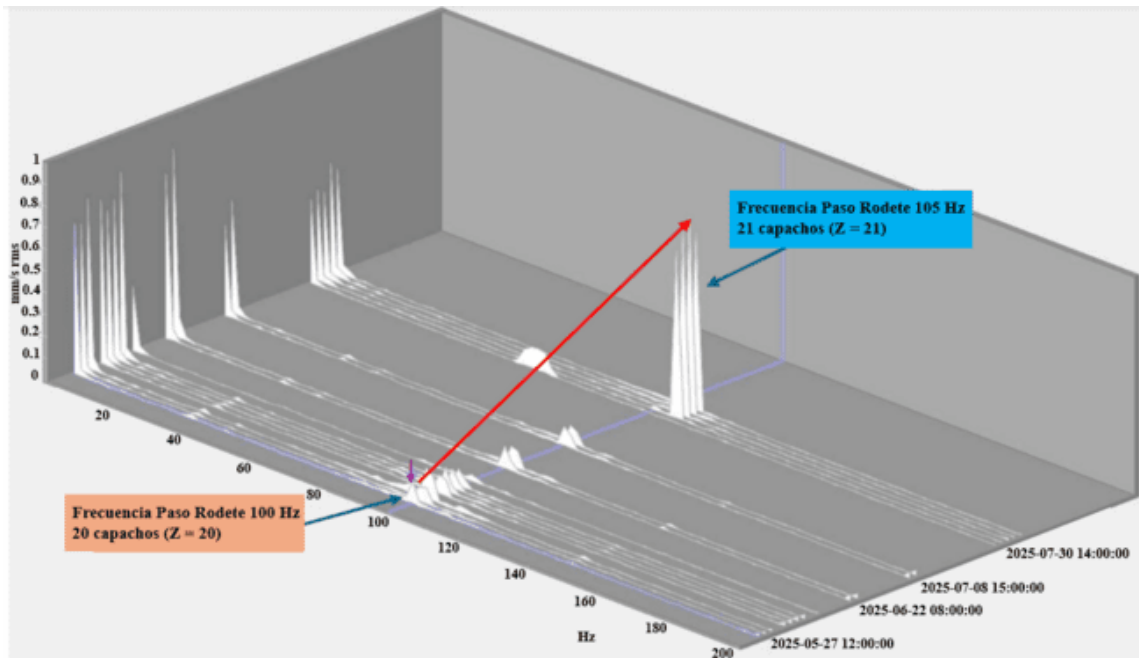


Figura 35. Cascada de espectros de vibración en dirección axial en el descanso de la turbina Juncal.

La gráfica tridimensional evidencia que la componente de la frecuencia de paso de rodete (BPF) experimentó un incremento sostenido, destacándose claramente por sobre el piso de ruido y las demás frecuencias tras el cambio de componente.

Para cuantificar este incremento de amplitud, se compararon dos espectros tomados bajo condiciones similares: a potencia media y operación con dos inyectores, el #1 y el #4 (véanse Figura 45 y Figura 46).

La Figura 36 muestra el espectro registrado el 23 de junio de 2025. La amplitud en la BPF (100 Hz) era de 0.087 mm/s RMS, un valor bajo y aceptable respecto al nuevo rodete de 21 cangilones.

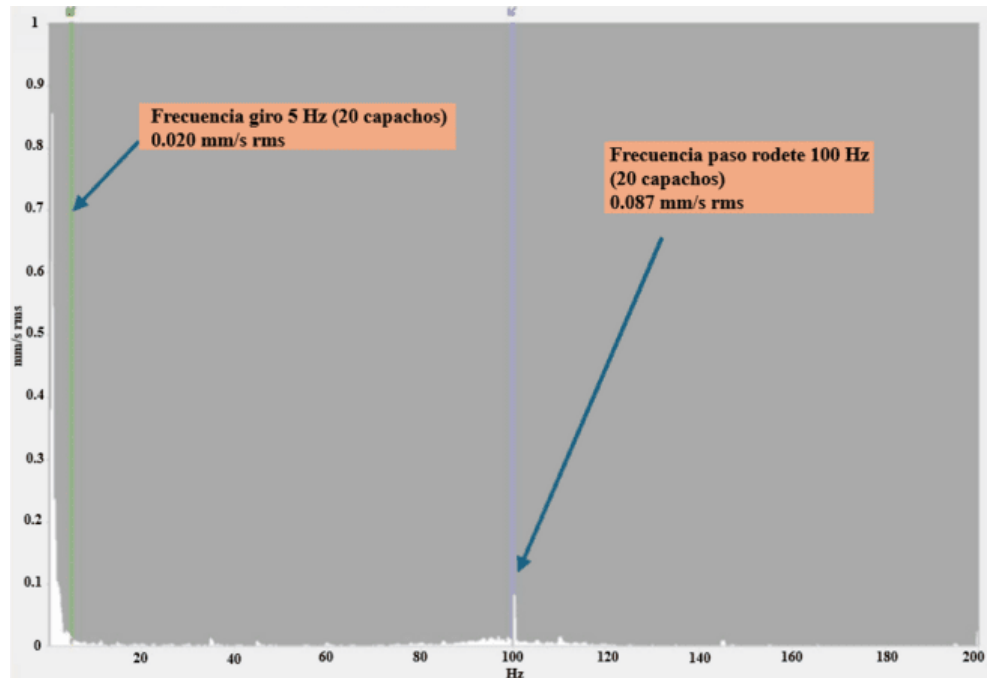


Figura 36. Frecuencia de paso para el antiguo rodete de 20 capachos.

La Figura 37 muestra el espectro del 06 de agosto de 2025. La BPF se desplazó a 105 Hz debido al capacho adicional y su amplitud se disparó a 0.737 mm/s RMS, registrando un incremento aproximado del 750% en la amplitud de la vibración de la BPF.

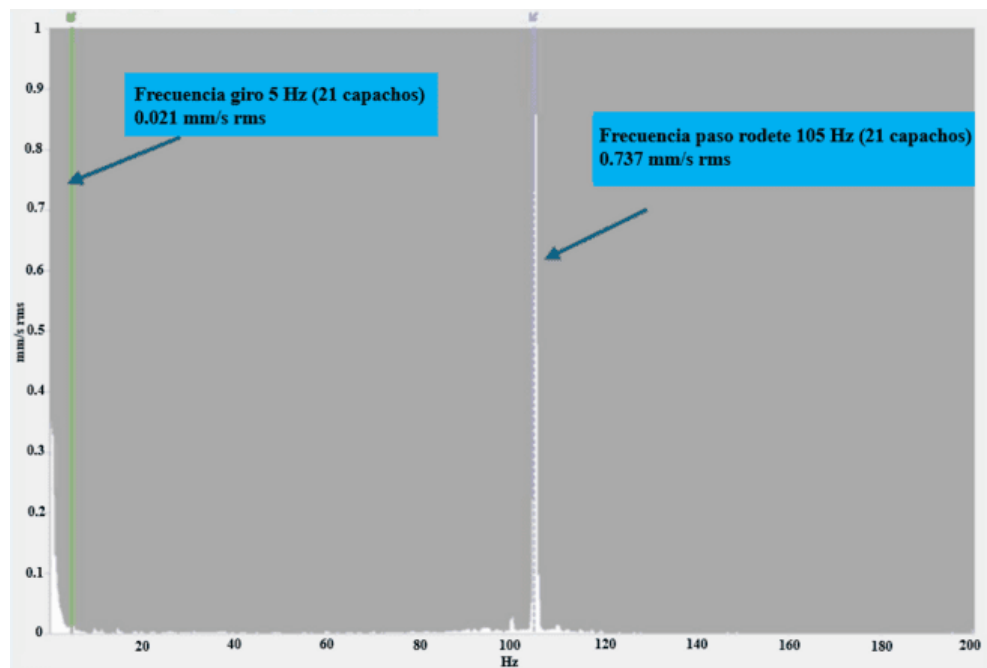


Figura 37. Frecuencia de paso para el nuevo rodete de 21 capachos (105 Hz).

Una vez identificada la anomalía, se procedió a evaluar la sensibilidad del sistema ante distintas configuraciones de inyectores en funcionamiento, bajo la hipótesis de que la asimetría del chorro juega un rol clave en la excitación.

Las pruebas demostraron una correlación inversa entre el número de inyectores activos y la amplitud de la vibración. La Figura 38 muestra que al pasar de operar con 2 inyectores (#1 y #4) el día 27 de septiembre de 2025, se registra una condición crítica, por presentar una amplitud de vibración de 1.225 mm/s; a diferencia de cuando se opera con 3 inyectores el 27 de octubre de 2025, en que la vibración cae a 0.537 mm/s, obteniéndose una reducción del 56% en la amplitud de la BPF.

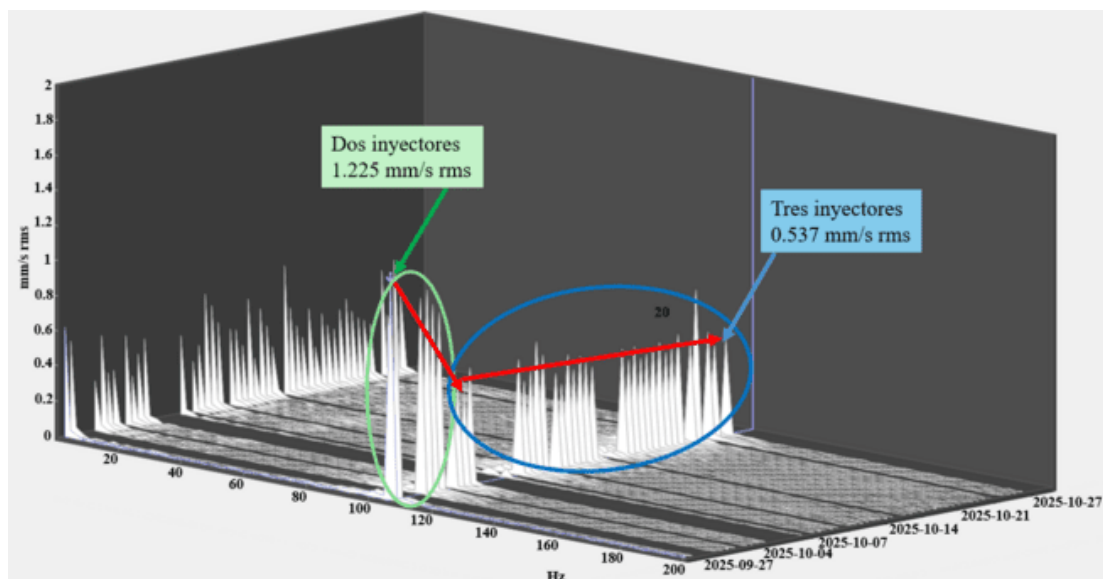


Figura 38. Espectro en cascada que compara la amplitud de la vibración de la BPF cuando funcionan 2 inyectores vs. 3 inyectores.

La Figura 39 evidencia que la vibración vuelve a aumentar ligeramente al operar con 4 inyectores (0.630 mm/s), indicando que esta configuración es menos estable que cuando funcionan 3 inyectores, pero mejor que la configuración en que funcionan 2 inyectores.

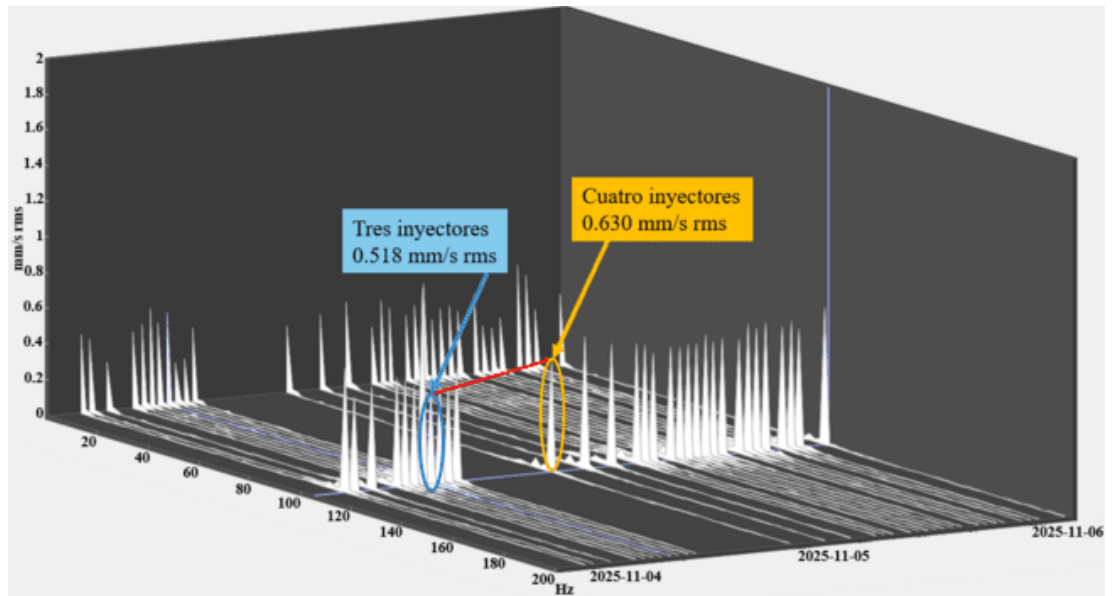


Figura 39. Espectro en cascada comparativo de la amplitud de la vibración de la BPF cuando funcionan 3 inyectores vs. 4 inyectores.

La prueba definitiva se observa en la Figura 40, donde al operar con los 6 inyectores (simetría total), la amplitud de la BPF disminuye hasta alcanzar los 0.034 mm/s RMS, lo que representa una atenuación superior al 95% en comparación con la condición crítica observada con 2 inyectores operativos.

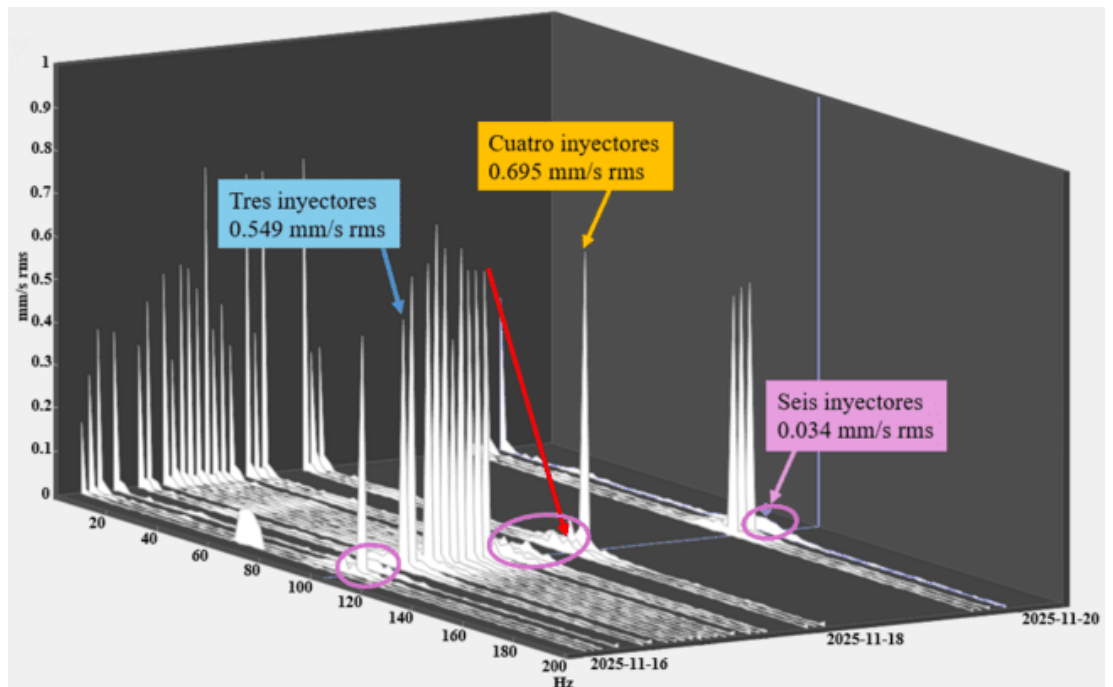


Figura 40. Comparativa espectral en cascada de la BPF según la configuración de inyectores (3, 4 y 6 activos).

4.2 Central Blanco

La frecuencia de paso de rodete (BPF) constituye una de las principales excitaciones periódicas en turbinas Pelton, originada por la interacción repetitiva entre los chorros de agua y los capachos del rodete. Esta frecuencia se encuentra directamente relacionada con la velocidad de rotación y el número total de capachos, siendo ampliamente reconocida como una fuente dominante de vibración en turbomáquinas hidráulicas [14], [18].

Desde el punto de vista del diseño hidráulico, los capachos del rodete Pelton se distribuyen de manera uniforme sobre el círculo de paso, conforme a criterios clásicos de diseño que buscan asegurar un aprovechamiento homogéneo del chorro y un comportamiento dinámico balanceado del conjunto giratorio [18], [19].

A diferencia de la central Juncal, la central Blanco opera con una unidad de mayor velocidad nominal (600 RPM) y un rodete de diseño geométrico par ($Z = 22$ capachos). El análisis de los registros espectrales obtenidos antes y después del mantenimiento estacional permite caracterizar la "firma vibratoria normal" de una unidad Pelton que no presenta problemas de resonancia geométrica estructural.

Como se mencionó con anterioridad, el 17 de octubre de 2025 se realizó la sustitución programada del rodete de invierno por el rodete de verano. Para evaluar el impacto de este cambio en la dinámica de la máquina, se compararon espectros bajo condiciones operativas casi idénticas (generación ≈ 21 MW, $m = 3$ inyectores).

En la Figura 41 se evidencia una notable estabilidad en la componente fundamental de excitación (BPF) de 220 Hz. En la figura se observa que, tanto con el rodete saliente como con el entrante, la amplitud de la BPF no sufrió modificaciones significativas, ya que se mantiene en el rango de 0.6-0.8 mm/s RMS. Esto confirma que el cambio de componente no alteró la rigidez dinámica ni la interacción hidráulica fundamental de la máquina.

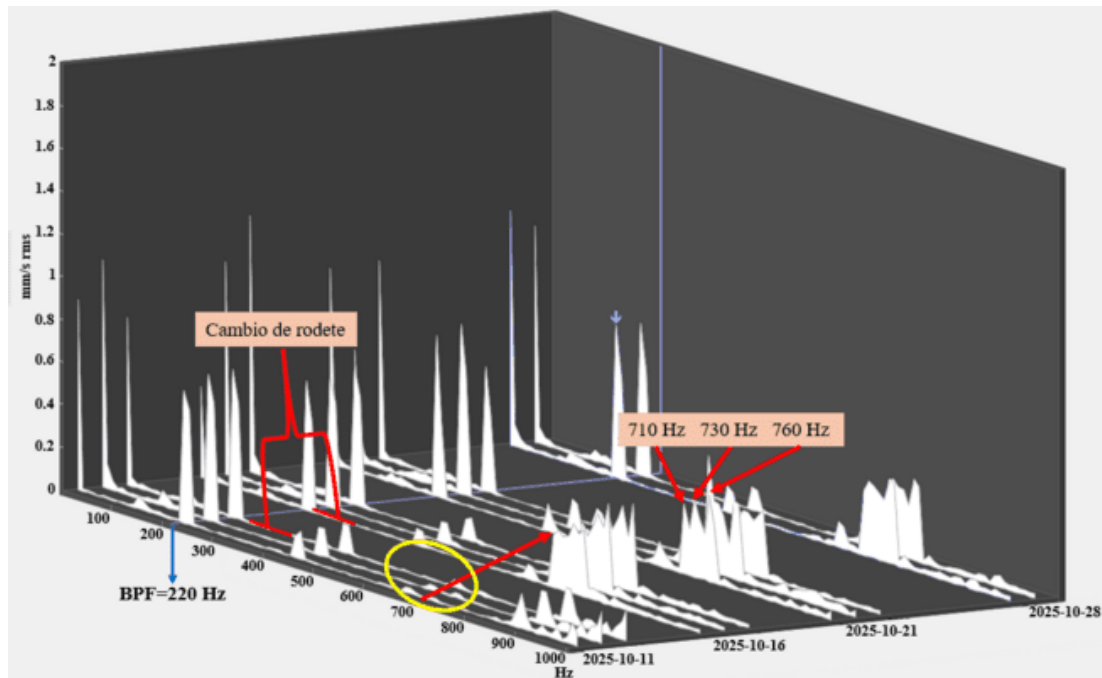


Figura 41. Comparativa espectral antes y después del cambio de rodete en Blanco.

Si bien la BPF se mantuvo estable, el nuevo rodete de verano introdujo una "huella digital" espectral distinta en alta frecuencia. Como se destaca en el círculo amarillo de la Figura 41, aparecieron picos discretos en 710, 730 y 760 Hz que no existían anteriormente. Dado que la vibración global no aumentó, estos picos se atribuyen a modos naturales locales de los capachos del nuevo rodete o a características superficiales del rectificado, sin representar un riesgo operativo inmediato.

Diversos estudios han demostrado que la operación con un número reducido de inyectores genera una distribución no uniforme de las fuerzas impulsivas sobre el rodete, dando lugar a componentes periódicas de fuerza axial y radial que se manifiestan como incrementos en la amplitud vibracional a la BPF [17], [18].

Por esta razón, se examinó el comportamiento de la central Blanco bajo diversas configuraciones de inyección. Dado que esta unidad cuenta con un número par de capachos ($Z = 22$), se preveía una respuesta dinámica distinta a la del rodete de geometría impar (Juncal).

En la Figura 42 (etiqueta verde), se registra una amplitud de 0.052 mm/s RMS. Esto es porque al tener 22 capachos (par) y 2 inyectores opuestos (180°), existe una simetría perfecta.

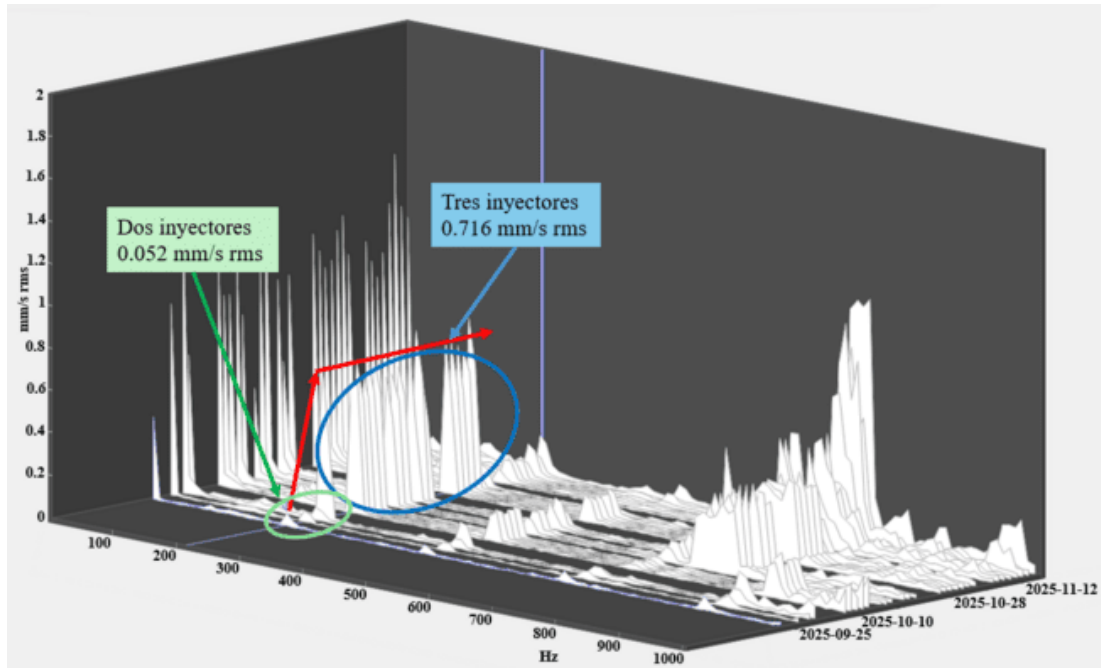


Figura 42. Espectro en cascada comparativo de la amplitud de la vibración de la BPF cuando funcionan 2 inyectores vs. 3 inyectores en Blanco.

Al operar con 3 inyectores, se observa el fenómeno inverso; la amplitud de la vibración sube drásticamente a 0.716 mm/s RMS (etiqueta azul en la Figura 43). Aunque la configuración con 3 inyectores ($m = 3$) es simétrica (120°), la interacción con 22 cachos ($Z = 22$) no produce una cancelación perfecta de fases tan efectiva como la oposición de pares, generando un nivel de excitación mayor dentro de límites permisibles.

Ahora bien, al aumentar el número de chorros (inyectores en funcionamiento), la distribución de la energía mejora. Con 4 inyectores (Figura 43), la vibración desciende a 0.102 mm/s RMS, recuperando estabilidad gracias a la presencia de pares opuestos activos.

Finalmente, cuando operan los 6 inyectores (Figura 44), la unidad alcanza su máxima estabilidad operativa, con una amplitud mínima de 0.050 mm/s RMS. En este escenario, las fuerzas generadas por los distintos chorros tienden a compensarse mutuamente, particularmente en la componente axial, lo que conduce a una reducción drástica de la amplitud de la BPF.

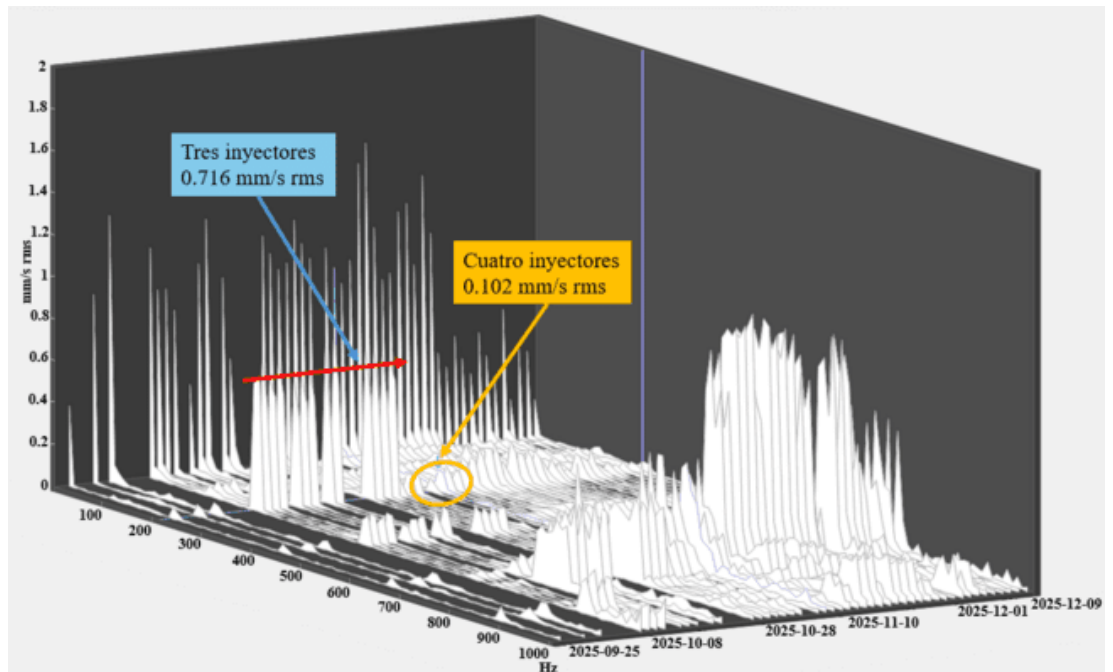


Figura 43. Espectro en cascada comparativo de la amplitud de la vibración de la BPF cuando funcionan 3 inyectores vs. 4 inyectores en Blanco.

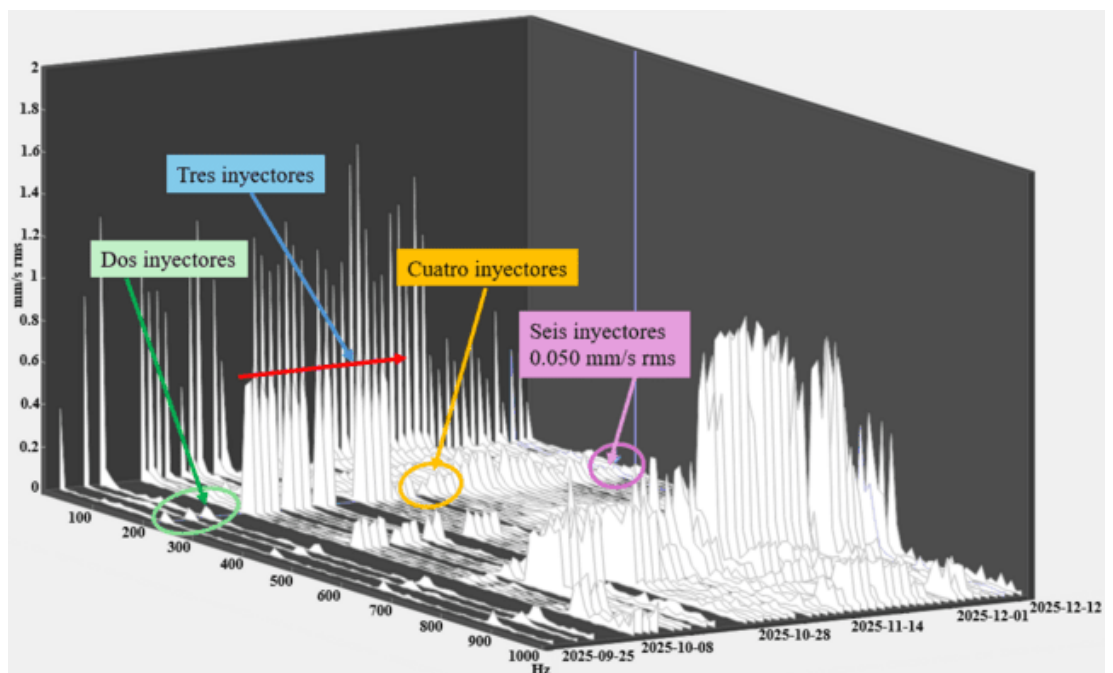


Figura 44. Espectro en cascada de la amplitud de la BPF en la unidad Blanco bajo distintas configuraciones de inyección (2, 3, 4 y 6 inyectores).

5. Análisis y discusión de resultados

En este capítulo se realiza la interpretación técnica y el análisis comparativo de los hallazgos expuestos en el capítulo anterior. El objetivo fundamental de esta sección es trascender la descripción cuantitativa de los registros espectrales para establecer una correlación sólida entre los niveles de vibración registrados y la dinámica física de los rodets de las centrales Juncal y Blanco.

A través de la superposición vectorial y el modelo de interacción modal de Egusquiza [18], se discute cómo la geometría de los rodets ($Z = 21$ y $Z = 22$) y la configuración de los inyectores activos alteran la respuesta estructural de las unidades. Este análisis permite validar las hipótesis planteadas en el marco teórico y determinar la causa raíz de las excitaciones detectadas, diferenciando entre fenómenos de resonancia estructural y efectos de cancelación de fuerzas por simetría.

Finalmente, la discusión planteada servirá de sustento técnico para las propuestas de mitigación orientadas a disminuir la magnitud de las vibraciones atípicas, las que se detallan en el siguiente capítulo.

5.1 Central Juncal

Para determinar el origen físico del incremento vibracional, se desarrolló un modelo analítico de la secuencia de impactos. La hipótesis central sostiene que la modificación del número de capachos ($Z = 20 \rightarrow Z = 21$) alteró la periodicidad espacial del sistema al operar con ciertas configuraciones de inyectores.

En turbomaquinaria hidráulica, la vibración en la frecuencia de paso de álabe (BPF) es una respuesta forzada generada por la interacción chorro-capacho [14]. Según Brekke [21] y Ehrich [23], la amplitud resultante de esta vibración no depende solo de la magnitud de la fuerza de cada chorro individual, sino de la fase relativa con la que estos impactos ocurren en el tiempo [16], [23].

El fenómeno observado en los gráficos de dispersión se denomina “*Clustering de impactos*” o agrupamiento temporal. Matemáticamente, la condición para que exista una

interferencia constructiva (suma de fuerzas o clustering) máxima entre dos inyectores i y j separados por un ángulo θ_{ij} , actuando sobre un rodete de Z capachos, se define cuando la relación entre la separación de inyectores y el paso angular del capacho se aproxima a un número entero, como lo muestra la Ecuación 5.

$$\frac{\theta_{ij}}{\left(\frac{360^\circ}{Z}\right)} \approx \mathbf{k}, \text{ donde } k \in \mathbb{Z} \quad (\text{Ecuación 5}) [16]$$

Si el resultado es un entero (k), los impactos ocurren simultáneamente (en fase), sumando sus amplitudes algebraicamente (coherencia alta). Si el resultado tiene una parte fraccionaria significativa (por ejemplo, $k.33$ o $k.5$), los impactos ocurren desfasados, promoviendo la cancelación vectorial de las fuerzas (coherencia baja) [16].

El análisis se fundamenta en la teoría de que la amplitud de la BPF depende de la coherencia temporal de los impactos de agua [14], [16]. A partir de esto, se modeló la posición angular de los inyectores y capachos del rodete para determinar los instantes de impacto durante una revolución.

El cálculo de los instantes de impacto (t) presentados en los gráficos siguientes se realizó mediante la formulación cinemática de la Ecuación 6.

$$\mathbf{t_{impacto}} = \frac{\theta_{inyector} + k \cdot \theta_{paso}}{w} \quad (\text{Ecuación 6}) [17]$$

Donde:

- θ_{paso} ($360^\circ/Z$): paso angular entre capachos.
- $\theta_{inyector}$: posición fija de los inyectores (0° , 60° , $120^\circ \dots$).
- w : velocidad angular de la máquina.

Estudios recientes sobre operación asimétrica en turbinas Pelton demuestran que la distribución no uniforme de la fuerza impulsiva a lo largo de una revolución induce momentos flectores en el eje y vibraciones axiales que pueden exceder los estándares establecidos [17].

La configuración física de la unidad Juncal determina el patrón de excitación forzada que reciben los descansos del eje.

En las Figura 45 y Figura 46 se detalla la disposición angular de capachos e inyectores de la central Juncal, contrastando las configuraciones de 20 y 21 capachos respectivamente.

Estos diagramas circulares sirven de base para el cálculo de los instantes de impacto y la evaluación de la respuesta dinámica ante condiciones de inyección asimétrica.

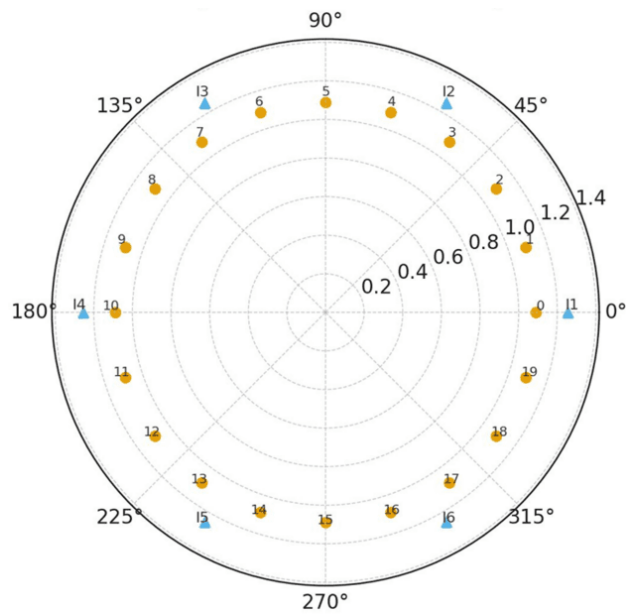


Figura 45. Disposición angular de capachos e inyectores con $Z = 20$ central Juncal.

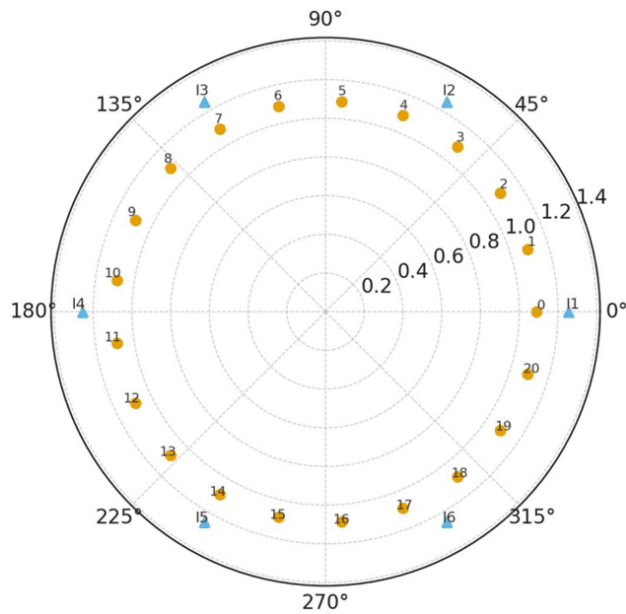


Figura 46. Disposición angular de capachos e inyectores con $Z = 21$ central Juncal.

En la Figura 46 se aprecia cómo el cambio de paso angular en el rodete de 21 capachos introduce un desfase respecto a la posición fija de los inyectores que no existía en el rodete con 20 capachos (véase Figura 45).

A continuación, se analiza la coherencia temporal para distintas configuraciones operativas de los inyectores, con el fin de explicar la variación de amplitud observada en los espectros.

Para comprender la mecánica de la excitación vibratoria axial observada en el descanso de turbina bajo la configuración crítica de operación ($m = 2$ inyectores opuestos separados por 180°), se analizaron los instantes de impacto durante una revolución completa.

Es fundamental aclarar que, aunque la inyección en una turbina Pelton es tangencial, la interacción dinámica genera reacciones en los descansos. La vibración axial detectada no proviene de un flujo axial de agua (como en las turbinas Kaplan), sino del momento de vuelco (cabeceo) generado sobre el conjunto giratorio.

El gráfico correspondiente al rodete de 20 capachos ($Z = 20$) cuyo paso angular es de 18° (véase Figura 47) muestra una sincronización perfecta de los eventos de impacto (líneas verticales rojas coincidentes). Así, para cualquier instante de tiempo “t”, donde ocurre un impacto en el inyector 1, existe un impacto simultáneo en el inyector 4.

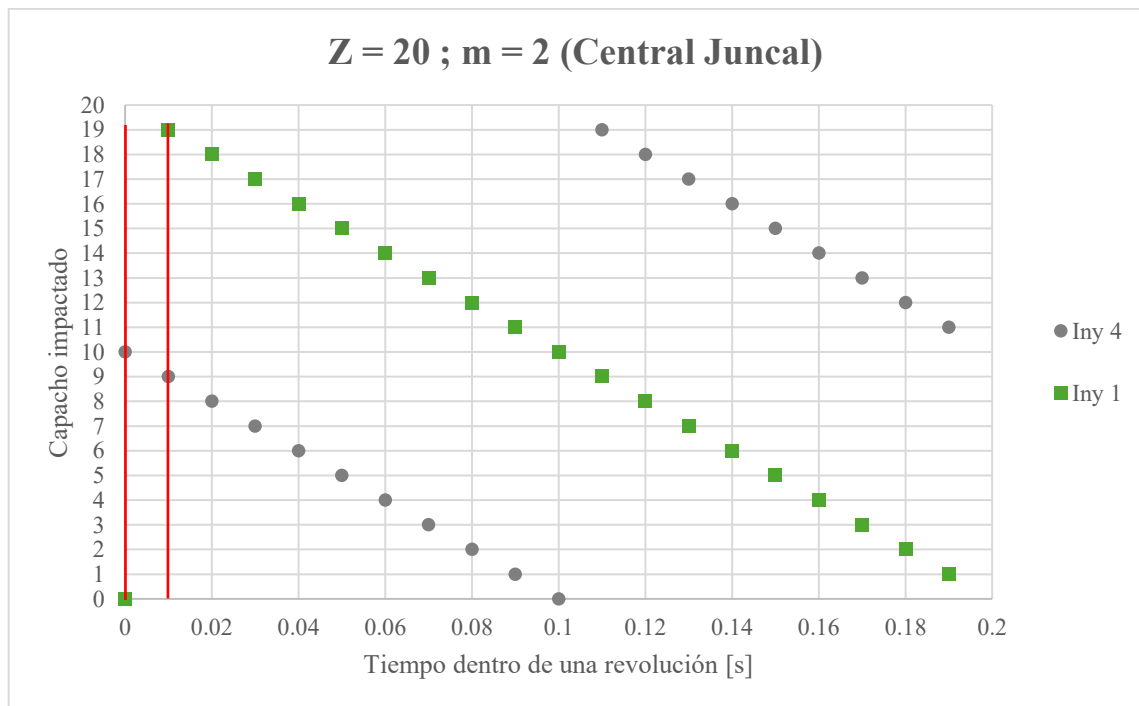


Figura 47. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 2$.

Al golpear simultáneamente los inyectores opuestos (180°), se generan dos fuerzas impulsivas simétricas sobre el rodete. Estas fuerzas producen momentos que se contrarrestan mutuamente alrededor del centro del eje.

Al anularse el par de fuerzas, el eje no sufre deflexión angular (“cabeceo”). Así la carga es puramente estática o de compresión/tracción equilibrada, lo que explica la baja amplitud vibratoria axial registrada históricamente (0.087 mm/s).

Por el contrario, en la Figura 48, el gráfico del nuevo rodete de 21 capachos revela una alternancia de impactos. Debido al número impar de capachos, cuando el inyector 1 impacta un capacho, el inyector 4 se encuentra en un «valle» entre capachos.

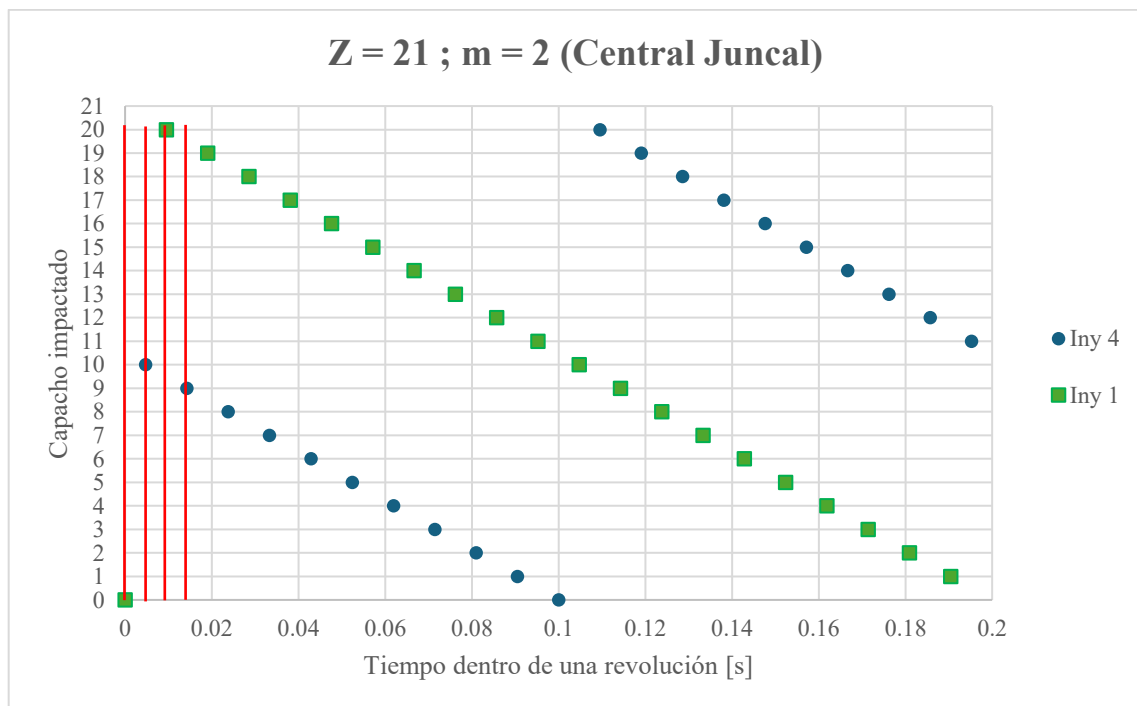


Figura 48. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 21$ y $m = 2$ con clustering marcado.

En la configuración $Z = 21$, $m = 2$ (véase Figura 48), los impactos ocurren secuencialmente (uno a uno) en lados opuestos del diámetro del rodete. Esto genera un momento flector alternante sobre el eje. Primero, la carga aplicada en el sector del inyector 1 provoca una deflexión mínima (o inclinación elástica) del eje en esa dirección; posteriormente, la carga se aplica en el lado del inyector 4, invirtiendo el sentido de la inclinación.

Con la reducción del paso angular a 17.14° dado por la cantidad de capachos ($Z = 21$), la oscilación continua del eje (precesión o cabeceo) es detectada por el acelerómetro situado en el descanso de turbina como una vibración axial a la frecuencia de paso (105 Hz). La falta de simultaneidad impide la cancelación de momentos observada en el caso anterior, siendo esta la causa raíz física del incremento en un 750% de la amplitud de la vibración.

La operación con tres inyectores equiespaciados a 120° introduce una simetría triangular al sistema. A continuación, se analiza cómo interactúa esta configuración con la geometría de ambos rodets.

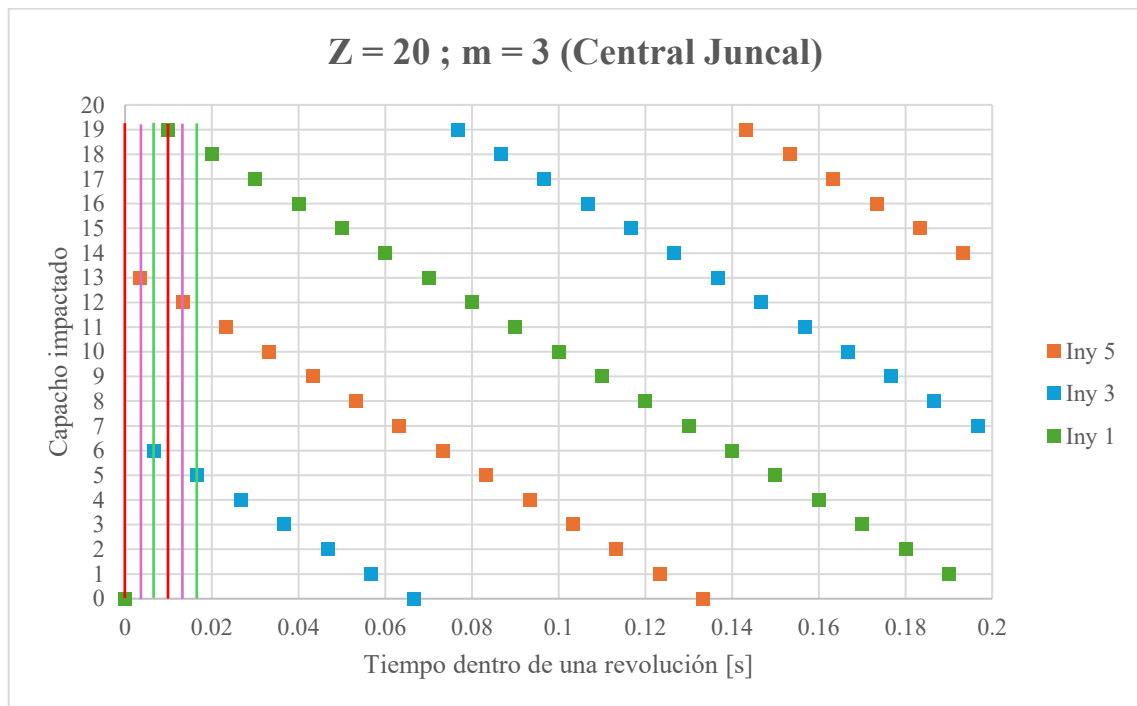


Figura 49. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 3$.

Al observar la Figura 49 correspondiente al rodete de 20 capachos, se identifica un patrón de impactos secuencial y distribuido. Las líneas verticales muestran que los impactos de los inyectores #1, #3 y #5 no ocurren simultáneamente. Existe un desfase temporal constante entre ellos.

La relación entre la separación de inyectores (120°) y el paso angular de los capachos (18°) es:

$$\frac{120^\circ}{18^\circ} = 6.66$$

Al no ser un número entero, es imposible que los chorros golpeen al unísono. Los impactos ocurren en una secuencia $t_1 \rightarrow t_2 \rightarrow t_3$ lo largo de la revolución. Esto distribuye la carga hidráulica en el tiempo, evitando picos de esfuerzo instantáneos sobre la estructura, pero manteniendo una excitación continua.

Por otra parte, la Figura 50 explica la mejora vibratoria en el nuevo rodete bajo la configuración de 3 inyectores operativos ($m = 3$).

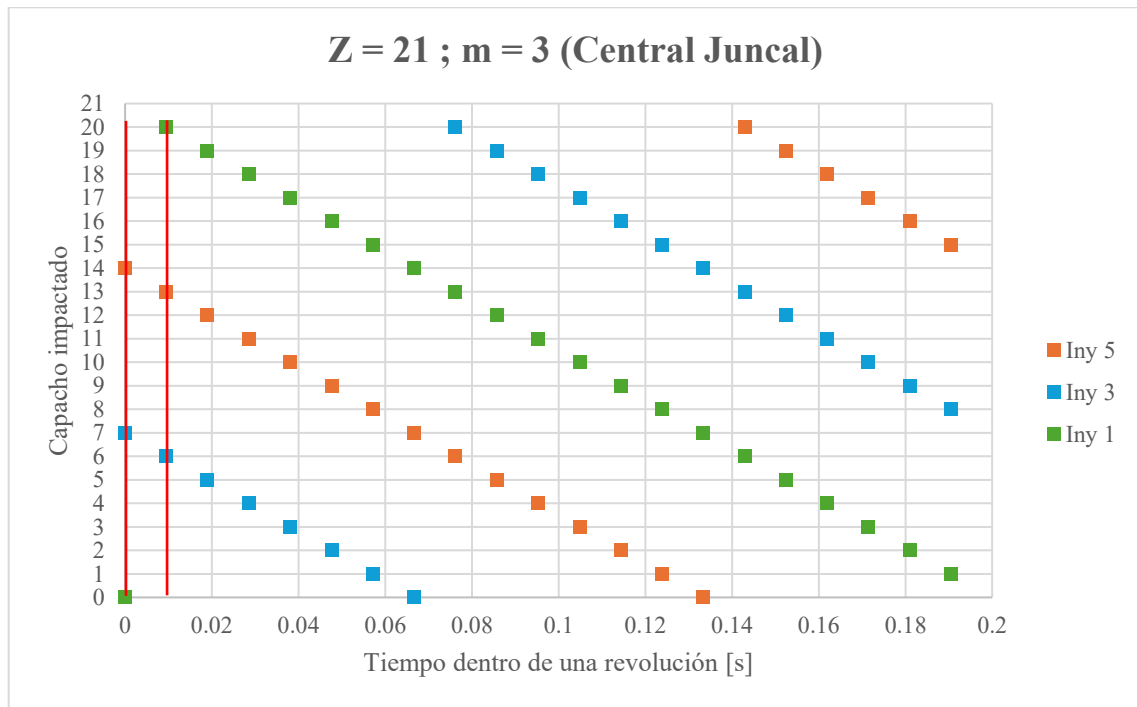


Figura 50. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 21$ y $m = 3$.

A diferencia del caso anterior, se observa en la Figura 50 una alineación vertical perfecta de tres puntos en cada intervalo. Los inyectores #1, #3 y #5 golpean a sus respectivos capachos exactamente al mismo tiempo.

Para $Z = 21$, el paso angular es de 17.14° , por lo que la relación de fase es:

$$\frac{120^\circ}{17.14^\circ} = 7.00$$

Al ser un entero exacto la relación de fase (7 pasos de capacho), existe una simultaneidad matemática en los impactos. Podría pensarse erróneamente que, al ser impactos simultáneos, la vibración aumentaría (como ocurre en el caso de 2 inyectores). Sin embargo, la geometría vectorial lo impide, ya que se tienen tres fuerzas de impacto (F) de

igual magnitud aplicadas simultáneamente en ángulos de 0°, 120° y 240°. Siendo R el radio de aplicación de dichas fuerzas (brazo de palanca), la suma de los momentos de vuelco resulta nula debido a la cancelación de sus componentes vectoriales:

$$\sum M_{axial} \approx 0 \rightarrow R \cdot (F_{0^\circ} + F_{120^\circ} + F_{240^\circ}) \approx 0$$

Esta condición se cumple debido a que la suma resultante de los vectores de fuerza en un sistema simétrico de tres fases desplazadas en 120° es aproximadamente igual a 0 ($\sum M \approx 0$), eliminando así cualquier momento flector neto sobre el eje.

Físicamente, en lugar de un “balancín” inestable (como en $m = 2$), se forma un plano de apoyo estable (similar a un trípode). Las fuerzas se equilibran entre sí en el mismo instante “t”, anulado el momento flector sobre el eje.

Esta cancelación vectorial sincrónica explica por qué la amplitud de la BPF disminuye drásticamente (un 56% menos que con 2 inyectores) a pesar de que la fuerza hidráulica total es mayor.

La operación con cuatro inyectores (Iny 1, Iny 2, Iny 4, Iny 6) representa un escenario de asimetría parcial. A diferencia del caso con 3 inyectores (simetría triangular) o 2 inyectores (oposición pura), esta configuración mezcla comportamientos que resultan en niveles intermedios de vibración.

El gráfico de dispersión para el rodete de 20 capachos (véase Figura 51) muestra por qué esta configuración es vibratoriamente aceptable.

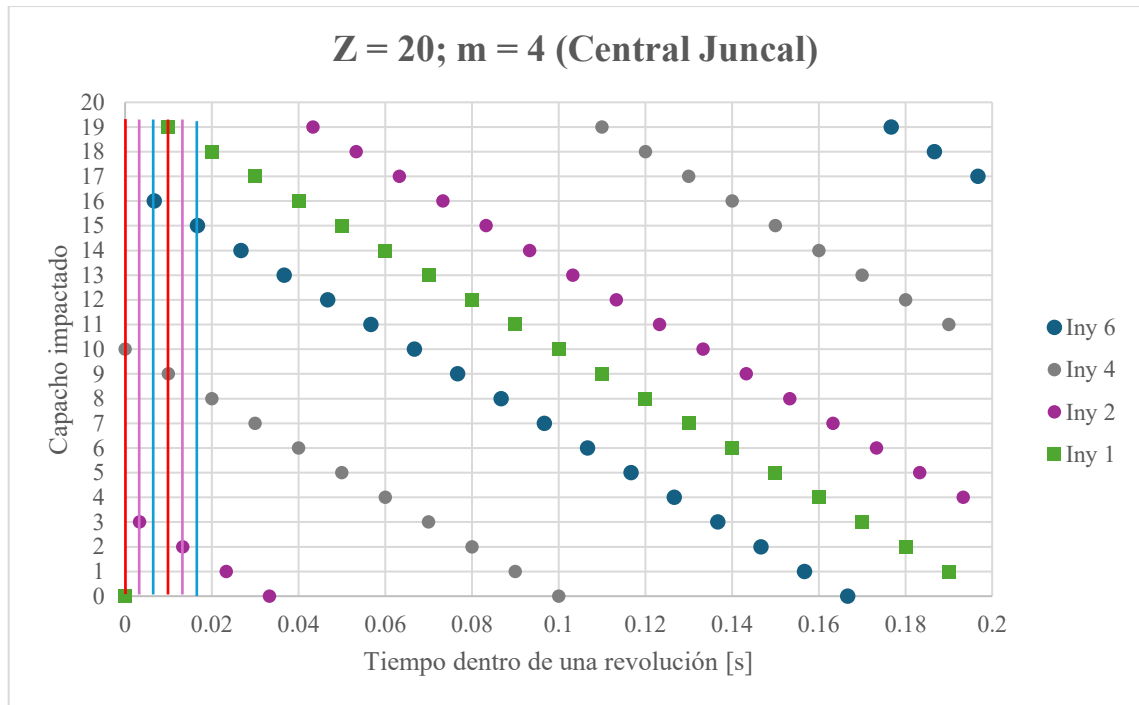


Figura 51. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 4$.

De la figura anterior, se identifican claramente dos comportamientos simultáneos:

- **Par sincronizado (Iny 1 – Iny 4):** Las líneas verticales rojas conectan los puntos de los inyectores opuestos #1 y #4. Al ser $Z = 20$ par, estos chorros golpean al unísono.
- **Impactos dispersos (Iny 2 – Iny 6):** Los inyectores #2 y #6 (que no son opuestos geométricos en esta configuración) golpean en instantes diferentes, sin coincidir con el par sincronizado, ni entre ellos. Las líneas rosadas pasan por el inyector 2 y las líneas celestes pasan por el inyector 6 en la Figura 51.

Con esto, el sistema se beneficia de la cancelación del par principal. La fuerza del inyector #1 es anulada instantáneamente por el inyector #4 ($F_1 + F_4 \approx 0$). Sin embargo, los inyectores #2 y #6 introducen fuerzas no compensadas en distintos momentos de la revolución.

Por otra parte, la Figura 52 presenta la configuración de impactos que provoca un aumento de vibración respecto al rodete antiguo en esta misma configuración.

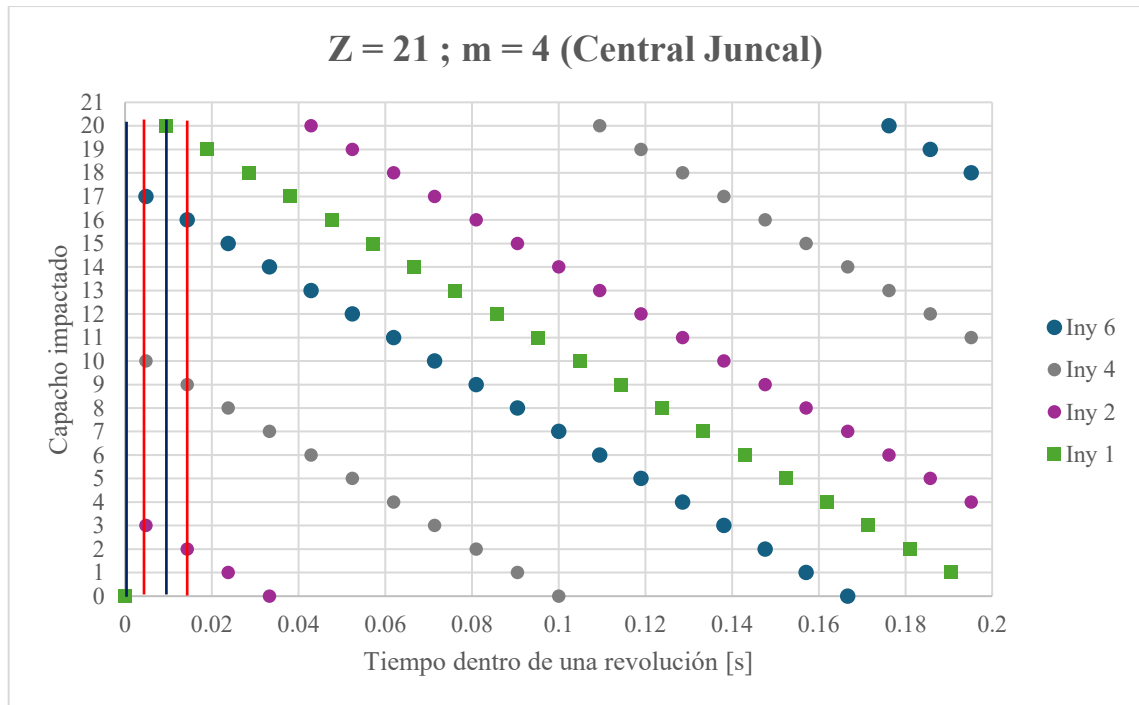


Figura 52. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 21$ y $m = 4$.

El cambio de geometría del rodete rompe la sincronía del par principal Iny 1 – Iny 4. El gráfico revela un patrón de agrupamiento particular en que se tiene:

- Inyector aislado (Iny 1): El inyector #1 aparece golpeando completamente solo en instantes donde no hay ningún otro chorro actuando, tal como se observa en las líneas azules de la Figura 52.
- Grupo sincronizado (Iny 2, Iny 4, Iny 6): Se observan líneas rojas verticales donde coinciden tres inyectores. El inyector #4, que antes cancelaba al #1, ahora se ha desplazado en fase y golpea junto con el #2 y el #6.

La criticidad de este escenario radica en que el inyector #1 ha perdido a su "pareja de cancelación". En el instante t_1 , el inyector #1 golpea el rodete con una fuerza "F". Al no existir el golpe simultáneo del inyector #4 (que ahora golpea en t_2), no hay fuerza opuesta que contrarreste este momento. Con esto, el eje recibe un "golpe" neto lateral y axial puro proveniente del inyector #1 en cada ciclo.

Aunque el grupo de tres (2, 4, 6) pueda tener cierto equilibrio vectorial interno al golpear juntos, el hecho de que el inyector 1 actúe sin oposición genera una excitación cíclica asimétrica.

La vibración aumenta a 0.630 mm/s respecto al caso de 3 inyectores (0.537 mm/s) porque se ha introducido un vector de fuerza (Iny 1) que no tiene contraparte temporal para anularse.

La operación con la totalidad de los inyectores ($m = 6$) representa la condición de diseño ideal de la turbina Pelton. En este escenario, la distribución de fuerzas hidráulicas alcanza su máxima simetría espacial. A continuación, se interpreta cómo esta configuración logra anular la vibración en ambos rodets, aunque a través de mecanismos de cancelación distintos.

Al observar el gráfico para el rodete de 20 capachos (véase Figura 53), se confirma que la estabilidad dinámica se logra mediante la acción conjunta de pares opuestos.

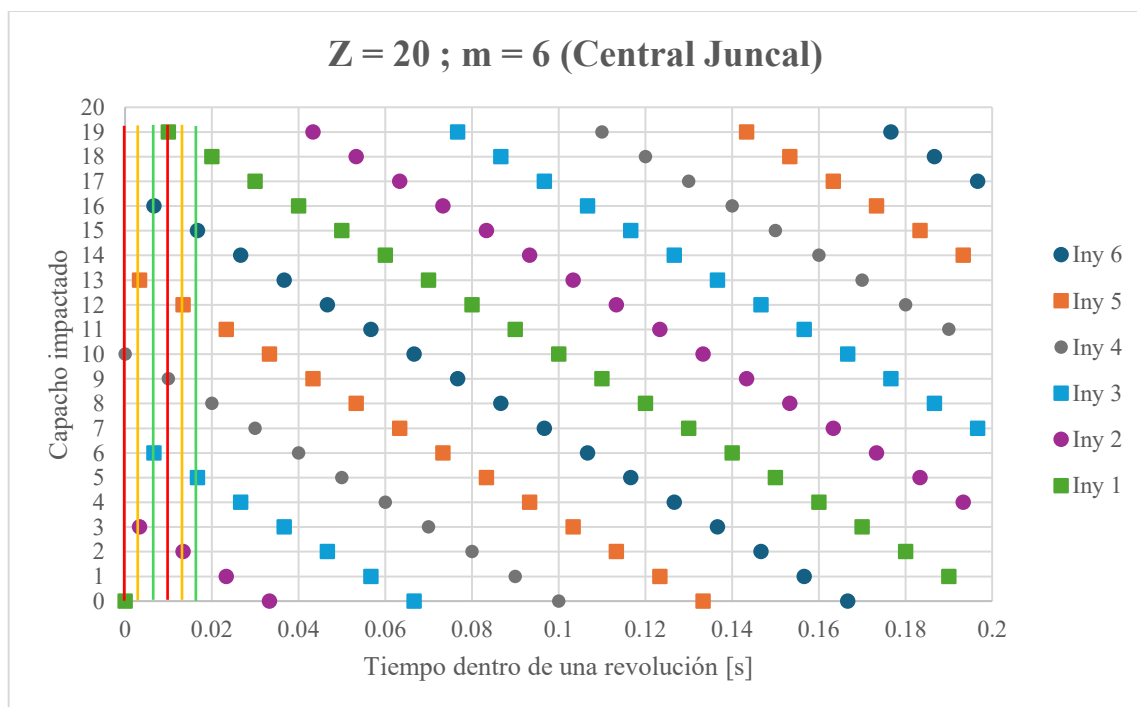


Figura 53. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 6$.

De la Figura 53 se identifican líneas verticales que agrupan siempre a dos inyectores

- En el instante t_1 (línea roja), golpea el inyector #1 y el inyector #4 (simultáneos).
- En el instante t_2 (línea amarilla), golpea el inyector #2 y el inyector #5 (simultáneos).

- En el instante t_3 (línea verde), golpea el inyector #3 y el inyector #6 (simultáneos).

Debido a que $Z = 20$ no es divisible exactamente por 3 (relación angular de $60^\circ/18^\circ = 3.33$), los 6 inyectores nunca golpean todos a la vez. Sin embargo, el sistema está siempre protegido por la cancelación de pares opuestos (180°).

En todo momento, cualquier fuerza o momento generado por un inyector es anulado instantáneamente por su opuesto diametral. Así, la vibración se mantiene baja debido a un equilibrio constante "de a pares".

El gráfico para el nuevo rodete (véase Figura 54) es la prueba definitiva de por qué la operación a plena carga elimina la anomalía vibratoria, revelando un comportamiento de simetría perfecta.

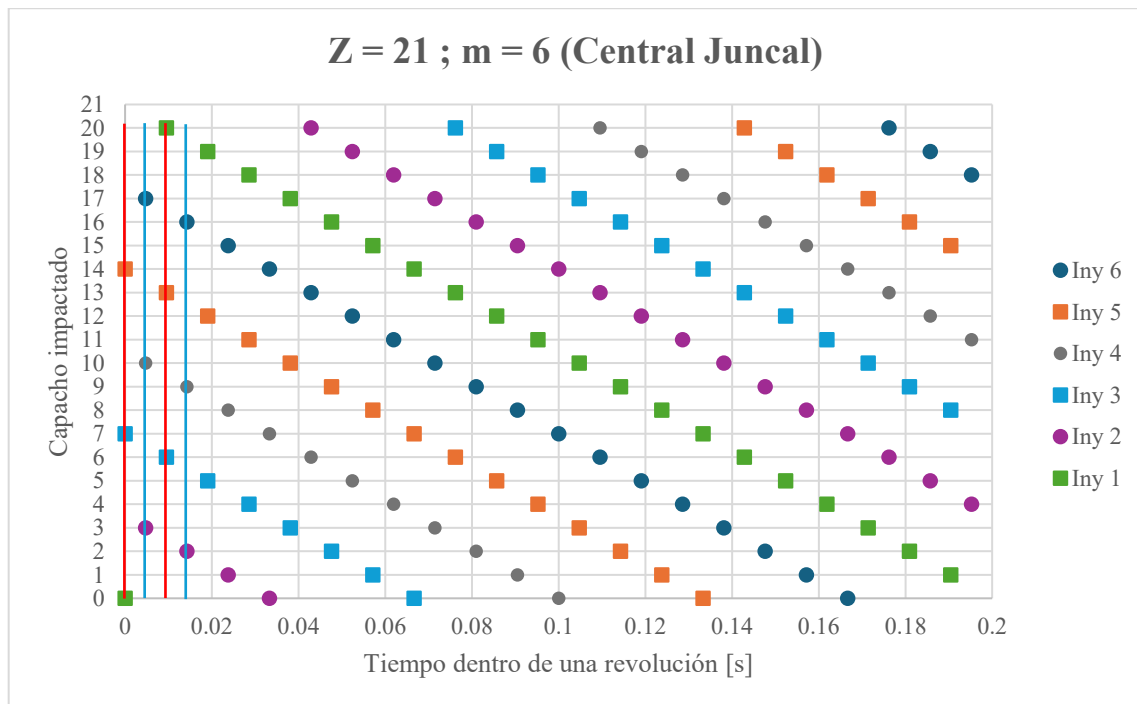


Figura 54. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 21$ y $m = 6$.

A diferencia del caso anterior, en la Figura 54 las líneas verticales agrupan tres inyectores simultáneos.

- Tríada A (inyectores #1, #3 y #5): estos inyectores, separados por 120° , golpean al unísono (líneas rojas).

- Tríada B (inyectores #2, #4 y #6): estos inyectores, también separados por 120° pero intercalados con los anteriores, golpean al unísono en los instantes intermedios (líneas celestes).

La geometría impar ($Z = 21$) permite que la separación de 120° coincida con un número exacto de pasos de capacho (7 pasos). Esto crea dos sistemas de tres fuerzas simultáneas ("trípodes") que se alternan en el tiempo.

Vectorialmente, la suma de fuerzas de la Tríada A es aproximadamente 0 ($F_1 + F_3 + F_5 \approx 0$). Milisegundos después, entra la Tríada B, cuya suma también es aproximadamente 0 ($F_2 + F_4 + F_6 \approx 0$). Con esto, aunque la frecuencia de impactos es elevada, la fuerza neta resultante sobre el eje es casi nula en todo momento. No existe momento de vuelco ni empuje radial descompensado. Esto explica física y matemáticamente por qué la amplitud de la BPF disminuye a 0.034 mm/s, validando que la solución al problema de vibración del rodete $Z = 21$ es puramente operativa, la cual es maximizar la simetría de inyección.

Finalmente, para interpretar correctamente la dinámica observada, se utiliza como fundamento metodológico el criterio de interacción modal y diámetros nodales propuesto por Egusquiza [18]. Este enfoque permite discriminar si las vibraciones registradas responden a un comportamiento forzado estándar o si son síntomas de una resonancia estructural inducida por la configuración geométrica específica de cada rodete.

La validación teórica se realiza contrastando el comportamiento de las frecuencias de paso de álabe (BPF) y sus armónicos con la predicción de excitación del modo de cabeceo ($k = 1$), reconocido en la literatura como el principal causante de inestabilidades axiales en turbinas Pelton.

Con esto, se analiza nuevamente el comportamiento dinámico de la unidad tras la instalación del nuevo rodete de **21 capachos ($Z = 21$)**, comparándolo retrospectivamente con su desempeño histórico bajo la configuración original de **20 capachos ($Z = 20$)**.

La central Juncal ha operado históricamente con un rodete de 20 capachos ($Z = 20$), siendo reemplazado recientemente por uno de 21 capachos ($Z = 21$). Para el caso de que la unidad opere con 2 inyectores ($I = 2$), se evalúa si las siguientes configuraciones permiten la excitación del modo de cabeceo ($k = 1$):

- **$Z = 20, I = 2, m = 1$ (antiguo rodete)**

$$k = |n \cdot 2 - 1 \cdot 20| = |2n - 20| = 2 \cdot |n - 10|$$

Dado que “m” es un número entero (armónico de la excitación), el término $|n - 10|$ será siempre un número entero. Por lo tanto, el resultado de “k” será inevitablemente un múltiplo de 2 (0, 2, 4...), es decir, un número par. Por lo tanto, **$k \neq 1$** .

Así, como es matemáticamente imposible obtener $k = 1$, el rodete antiguo de 20 capachos poseía una inmunidad algebraica contra el modo de cabeceo operando con 2 inyectores, lo que explica su estabilidad histórica.

- **$Z = 21, I = 2, m = 1$ (nuevo rodete)**

$$k = |n \cdot 2 - 1 \cdot 21| = |2n - 21|$$

Buscamos si existe un armónico entero “n” tal que el resultado sea 1. Probamos con armónicos cercanos a la relación de paso, ($m \approx Z/I \approx 10.5$).

Para el armónico $n = 10$:

$$k = |2 \cdot (10) - 21| = |20 - 21| = |-1| = 1$$

Para el armónico $n = 11$:

$$k = |2 \cdot (11) - 21| = |22 - 21| = |1| = 1$$

Que la ecuación satisfaga $k = 1$ demuestra matemáticamente que la nueva geometría habilita la excitación del modo de cabeceo. La energía de los armónicos 10 y 11 del chorro excita directamente la oscilación axial del rodete, validando la causa raíz del problema vibratorio actual.

Utilizando el mismo modelo matemático, se simuló el comportamiento de ambos rodets ante variaciones hipotéticas en el número de inyectores (I). Los resultados se resumen en la Tabla 6.

Tabla 6. Evaluación de riesgo de resonancia axial ($k = 1$) para la central Juncal.

Nº inyectores operativos (I)	Rodete antiguo ($Z = 20$)	Rodete nuevo ($Z = 21$)	Análisis matemático (Para $Z = 21$)	Condición resultante (Para $Z = 21$)

2	Seguro ($k \neq 1$)	Crítico ($k = 1$)	$ 2n - 21 = 1$ (Ocurre si $n = 10$ o $n = 11$)	Resonancia
3	Crítico ($k = 1$)	Seguro ($k \neq 1$)	$ 3n - 21 $ Es múltiplo de 3 (Nunca es 1)	Mitigación teórica
4	Seguro ($k \neq 1$)	Crítico ($k = 1$)	$ 4n - 21 = 1$ (Ocurre si $n = 5$)	Riesgo de persistencia
6	Seguro ($k \neq 1$)	Seguro ($k \neq 1$)	$ 6n - 21 $ Nunca es 1	Estabilidad

Con la información de la Tabla 6, se confirma que las configuraciones operativas con 2 y 4 inyectores representan el escenario crítico para el rodete actual ($Z = 21$). Existe una coincidencia exacta entre estas predicciones teóricas y la evidencia experimental, ya que son precisamente estos casos los que registraron la mayor amplitud vibratoria en la frecuencia de paso de rodete (BPF). De este modo, se establece una convergencia metodológica robusta, ya que la severidad detectada mediante el análisis de los impactos por revolución se ve ahora reforzada por una segunda vía de análisis independiente. El modelo de Egusquiza [18] confirma que la alta amplitud vibratoria de la BPF en estos casos no es casualidad, sino consecuencia directa de la excitación del modo de cabeceo ($k = 1$).

5.2 Central Blanco

Para preparar el análisis de secuencia de impactos (que se detallará a continuación), se modeló la geometría de la Central Blanco. La Figura 55 presenta la disposición angular de la unidad, que cuenta con un paso angular de $\alpha = 360^\circ/22 = 16.36^\circ$ y con 6 inyectores fijos separados por 60° .

Esta configuración geométrica confirma que la separación entre inyectores opuestos (180°) es un múltiplo exacto del paso del capacho ($11 \cdot 16.36$ casi igual a 180°). Esta coincidencia matemática garantiza la simultaneidad de impactos para inyectores opuestos,

explicando la baja vibración observada en las configuraciones pares ($m = 2, 4, 6$) y respaldando la teoría de la cancelación de fuerzas.

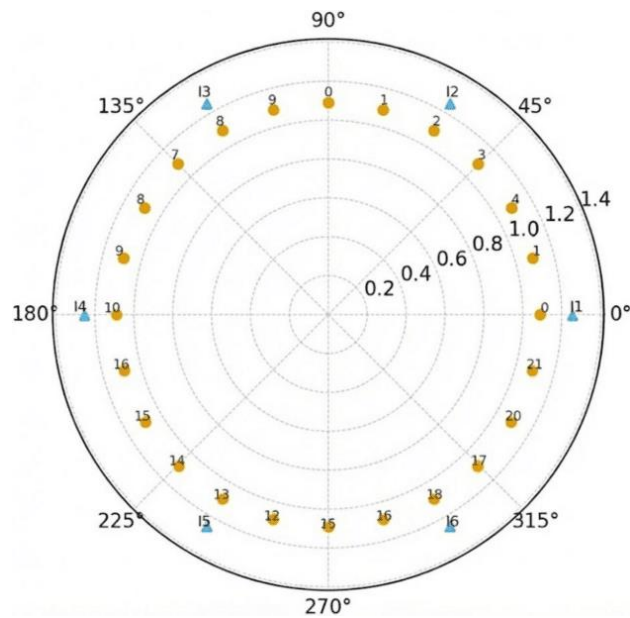


Figura 55. Disposición angular de capachos e inyectores con $Z = 22$ central Blanco.

Para confirmar el origen de la estabilidad observada en la Central Blanco (especialmente en la configuración de 2 y 6 inyectores), se replicó el modelo analítico de secuencia de impactos considerando la geometría especificada de esta unidad: un rodete con número par de capachos ($Z = 22$) y velocidad de giro de la máquina de 600 RPM.

Los diagramas de dispersión resultantes explican la inversión del comportamiento vibratorio respecto al caso Juncal.

La Figura 56 ilustra la interacción entre el rodete y 2 inyectores opuestos en funcionamiento. Se observa una coincidencia vertical exacta en los instantes de impacto. Las líneas rojas muestran que cada vez que el inyector #1 golpea un capacho, el inyector #4 golpea simultáneamente el capacho diametralmente opuesto.

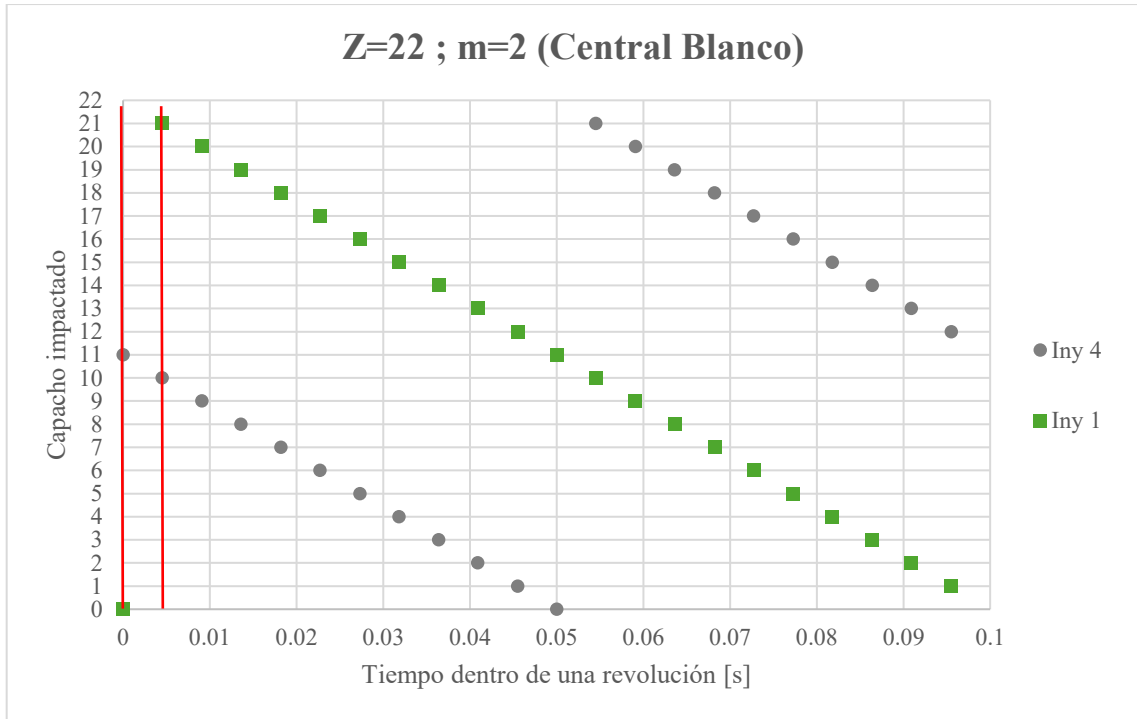


Figura 56. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 22$ y $m = 2$ (Blanco).

Como se mencionó anteriormente, dado $Z = 22$, la separación de 180° entre inyectores corresponde exactamente a 11 pasos de capacho. Esto genera una condición de simetría de fuerzas instantánea. Vectorialmente:

$$F_{I1} + F_{I4} \approx 0$$

A diferencia de Juncal (donde se producía un “balancín”), aquí el rodete es comprimido simétricamente. El momento de vuelco sobre el eje es casi nulo, lo que explica por qué la amplitud vibratoria registrada fue mínima (0.052 mm/s), validando esta configuración como segura para rodetes pares.

La Figura 57 aclara por qué la vibración aumentó al operar con 3 inyectores, según la configuración de impactos que posee.

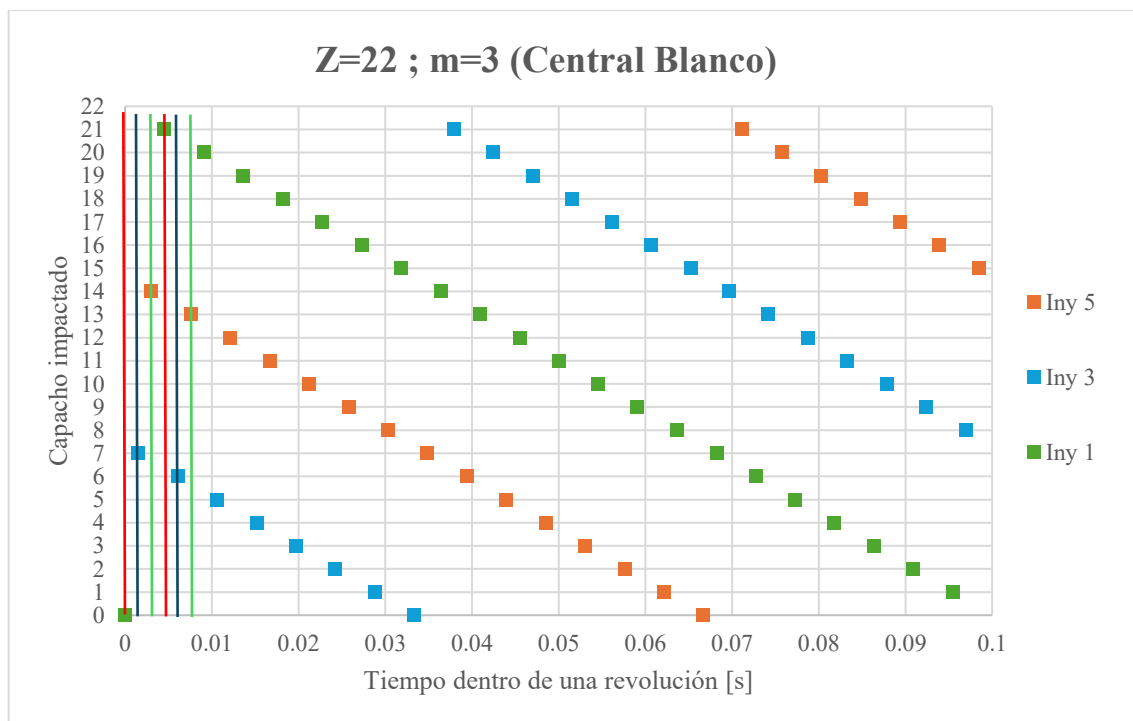


Figura 57. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 22$ y $m = 3$ (Blanco).

Se evidencia en la Figura 57 que los impactos de los inyectores #1, #3 y #5 aparecen escalonados o dispersos en el tiempo. Las líneas rojas muestran los instantes en que golpea el inyector #1, las líneas azules muestran los instantes en que golpea el inyector #3 y las líneas verdes muestran los instantes en que golpea el inyector #5. Con esto, se observa que no existe la alineación perfecta (“trípode”) que se vio en el rodete de Juncal de 21 capachos.

La separación de 120° entre inyectores no es divisible por el paso angular de un rodete de 22 capachos ($120^\circ/16.36 = 7.33$). Esto significa que los chorros golpean en una secuencia desfasada ($t, t + \Delta t, t + 2\Delta t$). Aunque la carga promedio se distribuye, no existe cancelación instantánea de momentos. En cada instante “t”, hay un inyector empujando el rodete sin una contraparte exacta que lo anule vectorialmente en ese preciso momento.

Este desbalance temporal de fuerzas explica el incremento de la vibración a 0.716 mm/s observado en el espectro vibracional. Aunque no es crítico, es mecánicamente "más ruidoso" que el caso de 2 inyectores.

Al analizar la Figura 58, se observa cómo el sistema recupera su equilibrio. Las líneas verticales resaltadas al inicio del gráfico evidencian el fenómeno de coherencia de fase

simétrica. Debido a que el rodete posee un número par de capachos ($Z = 22$), los inyectores diametralmente opuestos impactan los capachos en el mismo instante. Esta sincronía de impactos genera una fuerza destructiva de las fuerzas excitadoras laterales, resultando en una cancelación de los momentos flectores sobre el eje.

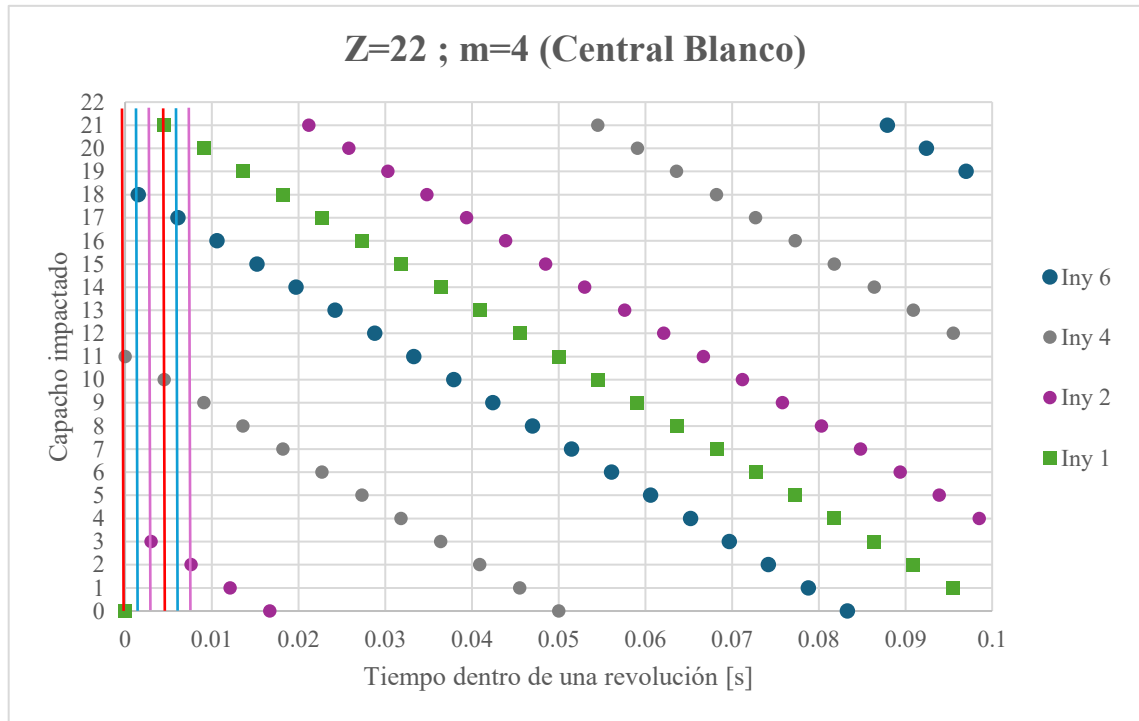


Figura 58. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 4$ (Blanco).

La reaparición de la cancelación por pares reduce nuevamente la vibración (bajando a 0.102 mm/s), confirmando que, para rodetes con número de cangilones pares, la estrategia operativa óptima es siempre trabajar con cantidades pares de inyectores (2, 4 o 6).

Finalmente, la Figura 59 muestra el escenario ideal. Se observan múltiples líneas verticales, donde cada línea agrupa a dos inyectores simultáneos (Parejas Iny 1-Iny 4, Iny 2-Iny 5, Iny 3-Iny 6).

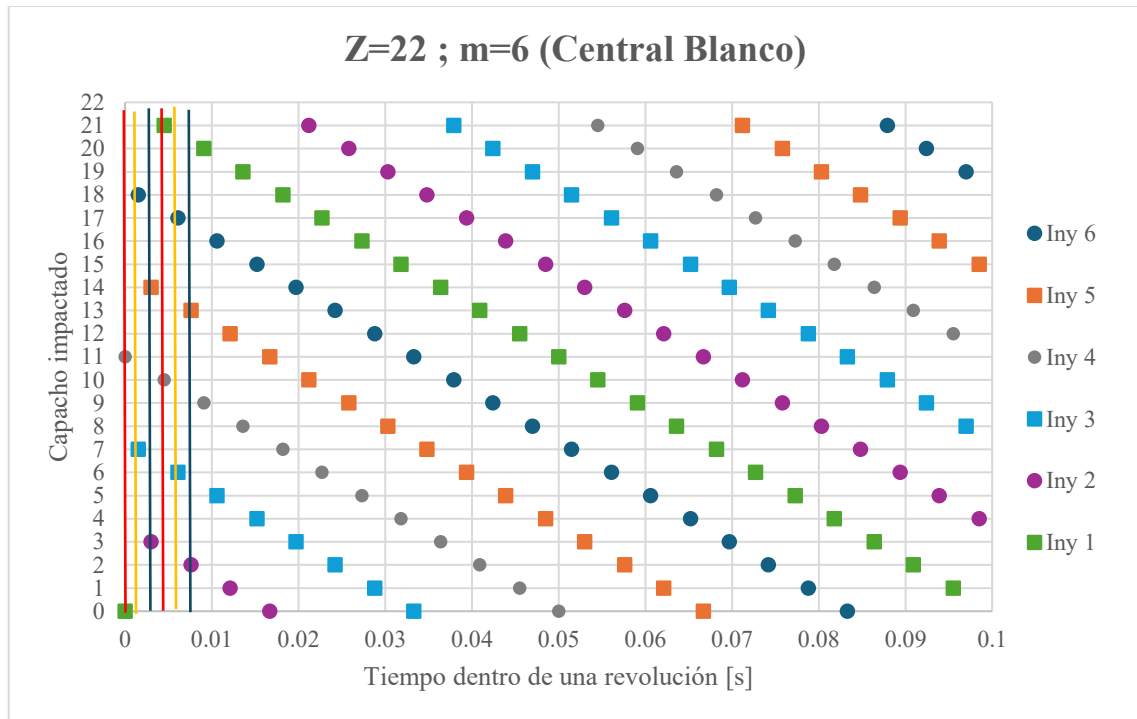


Figura 59. Secuencia temporal de impactos en una revolución para $Z = 20$ y $m = 6$ (Blanco).

El sistema opera como tres conjuntos de pares opuestos actuando secuencialmente:

- En t_1 : el par de inyectores #1 y #4 anula fuerzas (líneas rojas).
- En t_2 : el par de inyectores #3 y #6 anula fuerzas (líneas amarillas).
- En t_3 : el par de inyectores #2 y #5 anula fuerzas (líneas azules).

Así, la fuerza neta sobre el eje es aproximadamente 0 en todo momento de la revolución. Esto corrobora la amplitud mínima registrada en los espectros (0.050 mm/s) y demuestra la robustez del diseño original de la central Blanco ($Z = 22$).

Finalmente, para interpretar correctamente la dinámica observada, se utiliza nuevamente como fundamento metodológico el criterio de interacción modal y diámetros nodales propuesto por Egusquiza [18]. Este enfoque permite discriminar si las vibraciones registradas responden a un comportamiento forzado estándar o si son síntomas de una resonancia estructural inducida por la configuración geométrica específica de cada rodete.

La validación teórica se realiza contrastando el comportamiento de las frecuencias de paso de álabe (BPF) y sus armónicos con la predicción de excitación del modo de cabeceo (k

= 1), reconocido en la literatura como el principal causante de inestabilidades axiales en turbinas Pelton.

La Central Blanco opera con un rodete de 22 capachos ($Z = 22$). Para el caso de que la unidad opere con 2 inyectores ($I = 2$), se evalúa si las siguientes configuraciones permiten la excitación del modo de cabeceo ($k = 1$):

$Z = 22, I = 2, m = 1$ (antiguo rodete)

$$k = |n \cdot 2 - 1 \cdot 22| = |2n - 22| = 2 \cdot |n - 11|$$

Nuevamente, dado que “n” y 11 son números enteros, multiplicado por 2, el resultado siempre será un número par (0, 2, 4...). Por lo tanto, $k \neq 1$.

Así, como es matemáticamente imposible obtener $k = 1$, al igual que el rodete antiguo de Juncal, la geometría de Blanco ($Z = 22$) posee una protección matemática intrínseca cuando opera con 2 inyectores. La simetría par-par garantiza la cancelación de fuerzas axiales asimétricas.

Con esto, se evaluó la sensibilidad de este rodete ante cambios en la inyección. Los resultados se presentan en la Tabla 7.

Tabla 7. Evaluación de riesgo de resonancia axial ($k = 1$) para la central Blanco.

Nº inyectores operativos (I)	Evaluación global ($Z = 22$)	Análisis matemático (Para $Z = 22$)	Condición resultante (Para $Z = 21$)
2	Seguro ($k \neq 1$)	$ 2n - 22 $ (Siempre par, nunca es 1)	Estabilidad
3	Crítico ($k = 1$)	$ 3n - 22 = 1$ (Cabeceo, ocurre si $n = 7$)	Resonancia
4	Seguro ($k \neq 1$)	$ 4n - 22 $ (Siempre par, nunca es 1)	Estabilidad
6	Seguro ($k \neq 1$)	$ 6n - 22 $	Estabilidad

		(Siempre par, nunca es 1)	
--	--	------------------------------	--

A partir de los resultados expuestos en la Tabla 7, se confirma teóricamente que la configuración operativa con 3 inyectores constituye el escenario crítico para el rodete de la Central Blanco ($Z = 22$). Existe una coincidencia exacta entre esta predicción matemática y la evidencia experimental recabada del software de monitoreo de vibraciones (Compass 6000TM), ya que fue precisamente este caso el que registró la mayor amplitud vibratoria en la BPF, tal como se aprecia en el espectro en cascada comparativo de la Figura 42.

De este modo, se establece una convergencia metodológica robusta entre tres vías de análisis independientes. Primero, la severidad detectada en los espectros; segundo, el análisis de los impactos por revolución (Figura 57), que evidencia físicamente la ausencia de cancelación instantánea de momentos (al operar con un número impar de inyectores, no existe una contraparte vectorial exacta que anule el empuje en cada instante t); y tercero, la validación teórica mediante el modelo Egusquiza [18].

Este último confirma que la alta energía vibratoria observada bajo esta configuración no es un fenómeno aleatorio, sino la consecuencia directa e inevitable de la excitación del modo de cabeceo ($k = 1$), habilitado matemáticamente por la interacción entre 3 inyectores y 22 capachos.

Con el propósito de profundizar en el diagnóstico, se realizó una caracterización espectral de banda ancha (0 – 1000 Hz) bajo diversos escenarios de carga. Tal como se exhibe en la Figura 60, el análisis evidencia no solo la presencia predominante de la BPF (220 Hz), sino también la aparición de contenidos espectrales de alta frecuencia (700 – 800 Hz), cuya excitación se asocia directamente a la firma dinámica del nuevo rodete instalado en la unidad Blanco.

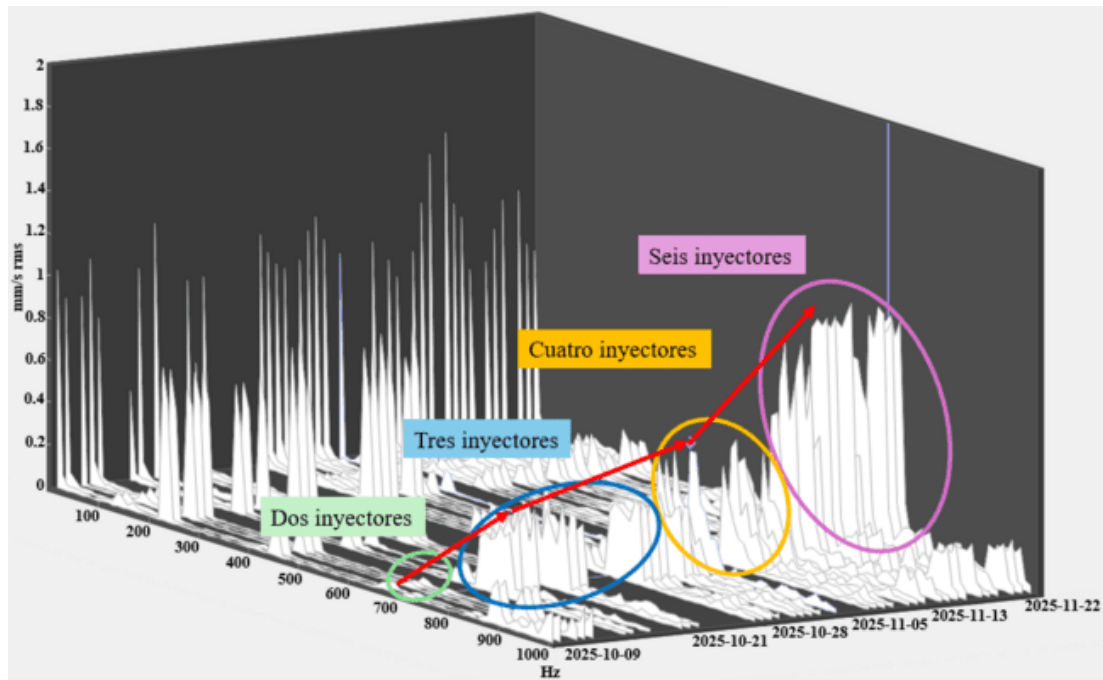


Figura 60. Comparativa general de espectros en Blanco.

Al desglosar el comportamiento por configuración, se observa un fenómeno de transferencia de energía vibratoria:

1. Configuración de 2 inyectores (Figura 61):

El espectro se presenta "limpio". La amplitud en la BPF (220 Hz) es mínima debido a la cancelación de pares explicada anteriormente. Asimismo, la zona de alta frecuencia (> 700 Hz) muestra amplitudes bajas, indicando que la energía hidráulica total no es suficiente para excitar modos superiores de los capachos.

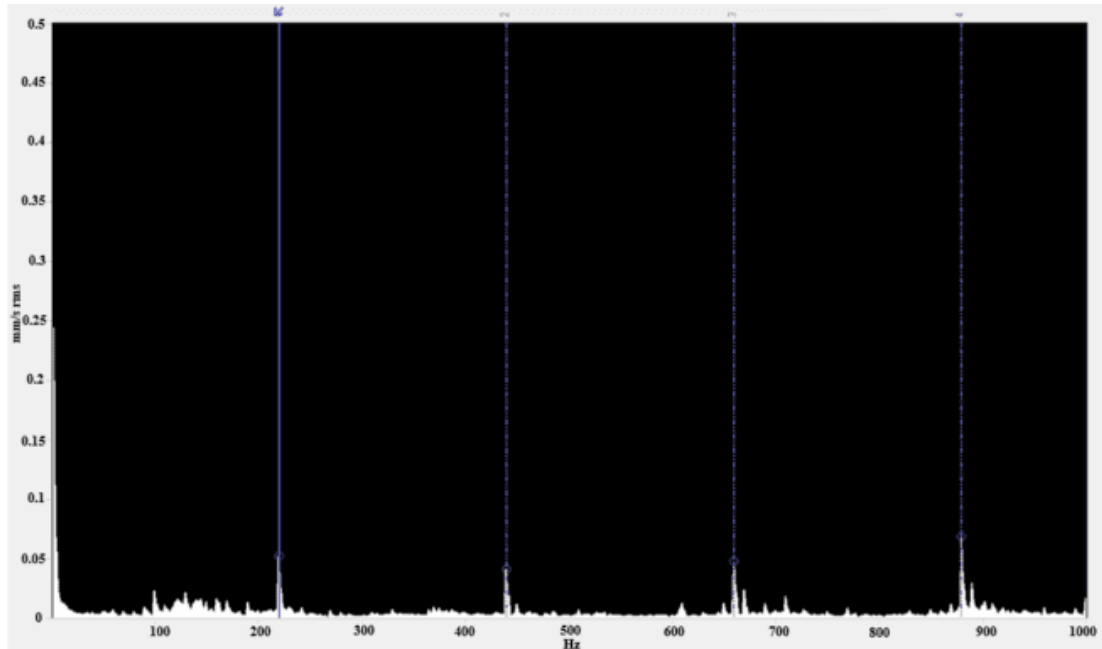


Figura 61. Espectro para $Z = 22$, $m = 2$ en Blanco.

2. Configuración de 3 y 4 inyectores (Figura 62 y Figura 63):

Se aprecia el incremento en la BPF (220 Hz) producto de la asimetría temporal (especialmente en $m = 3$). Sin embargo, comienzan a emerger discretamente los picos en la banda de 710-760 Hz.

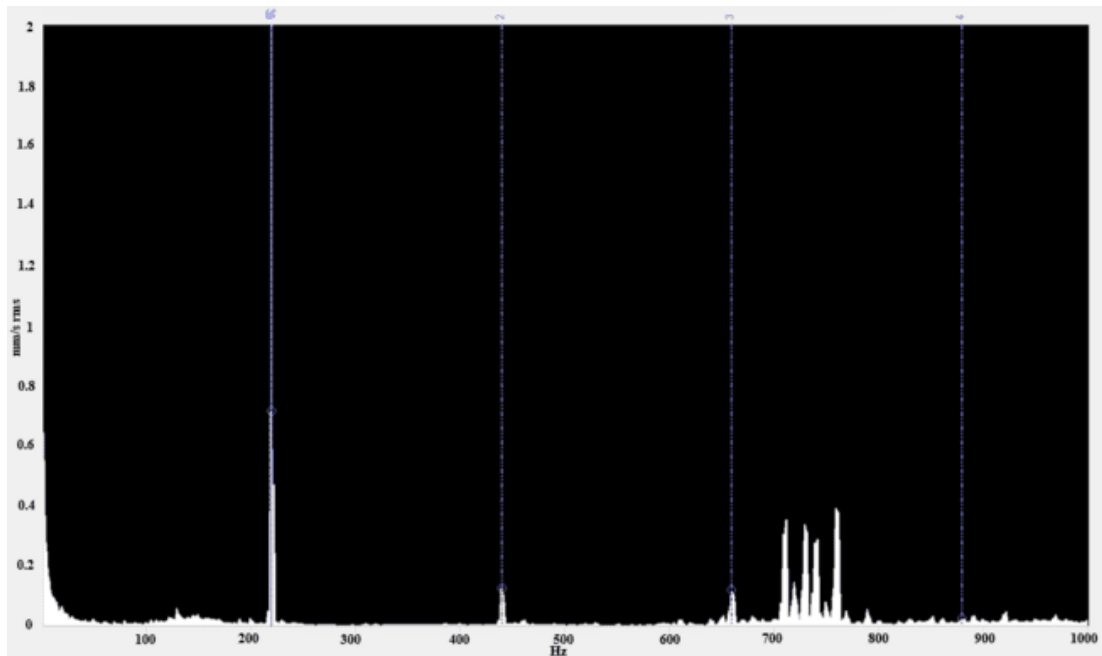


Figura 62. Espectro para $Z = 22$, $m = 3$ en Blanco.

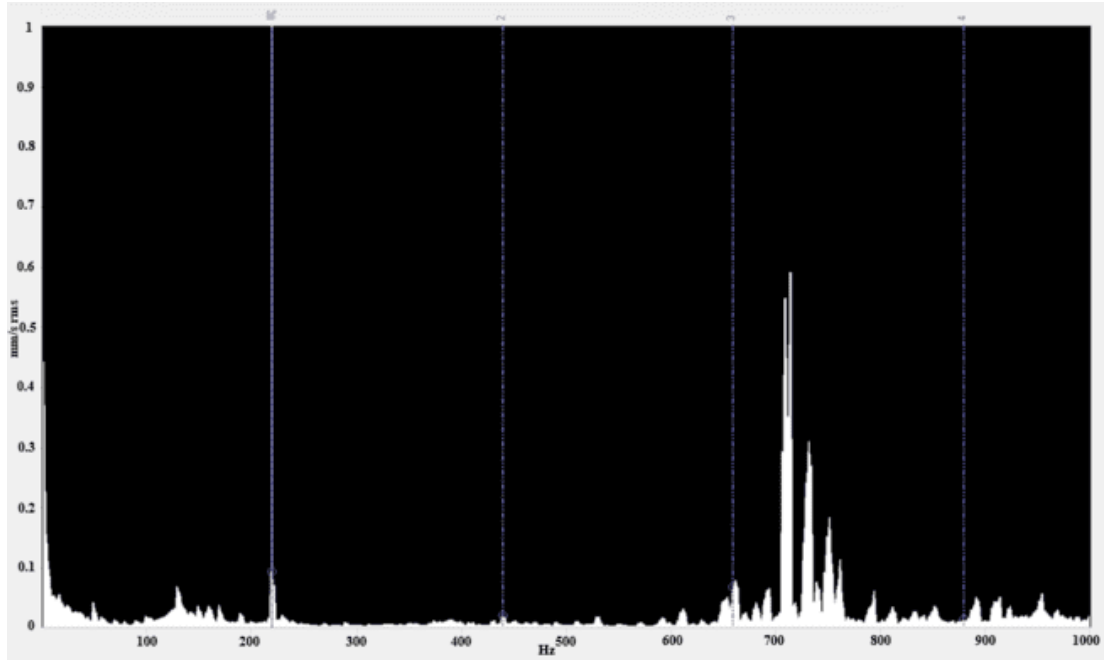


Figura 63. Espectro para $Z = 22$, $m = 4$ en Blanco.

3. Configuración de 6 inyectores (Figura 64):

Este espectro revela el comportamiento más complejo. La componente de 220 Hz desaparece casi por completo gracias a la simetría total ($m = 6$). En contraposición, los picos en 710 Hz, 730 Hz y 750 Hz alcanzan su máxima magnitud.

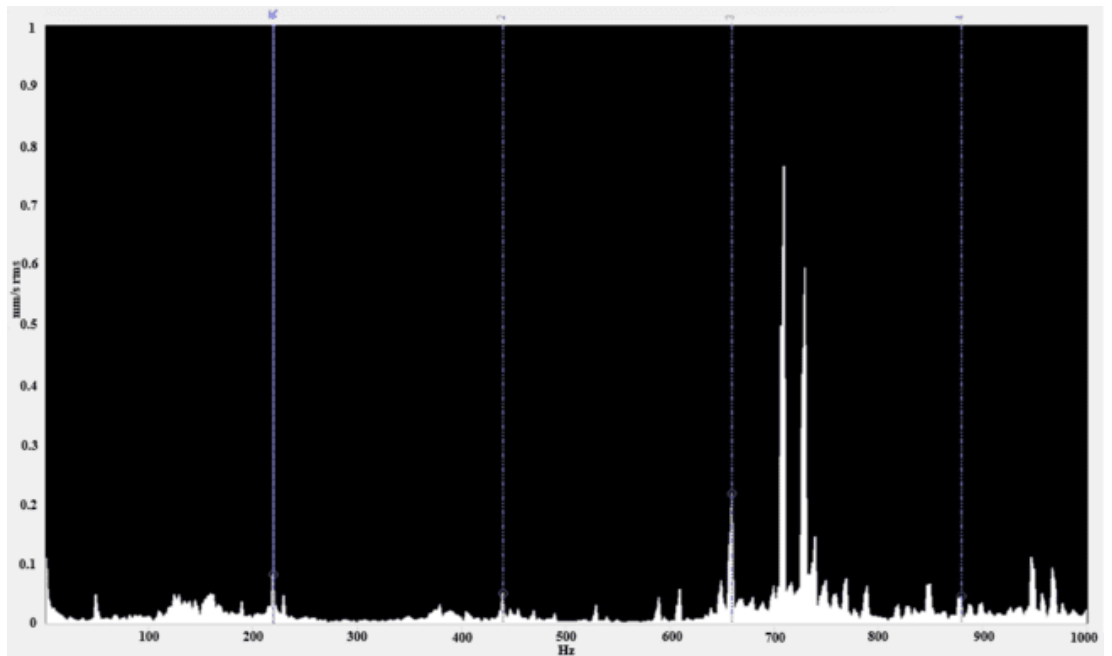


Figura 64. Espectro para $Z = 22$, $m = 6$ en Blanco.

Existe una relación directa entre la cantidad de inyectores activos y la excitación de estas altas frecuencias. Al operar con 6 inyectores, aunque el eje está equilibrado dinámicamente (baja BPF), el rodete está sometido a la máxima potencia hidráulica y turbulencia. Esto excita las frecuencias naturales (modos propios) de los capachos del nuevo rodete, haciéndolos "resonar" como una campana en el rango de 700-800 Hz. Este comportamiento es esperable en rodets recién rectificadas y no constituye una falla, siempre que se monitoree su tendencia en el tiempo.

6. Propuestas de mitigación y recomendaciones técnicas

A partir del diagnóstico desarrollado en esta memoria, se ha establecido una convergencia metodológica entre la severidad detectada en los espectros y el análisis de secuencia de impactos y coherencia de fase y el modelo de interacción modal de Egusquiza [18]. La conclusión fundamental es que la vibración axial no es un fenómeno aleatorio, sino una resonancia estructural del modo de cabeceo ($k = 1$) que se activa selectivamente según la combinación geométrica entre el número de capachos (Z) y el número de inyectores activos (I).

Sobre la base de este hallazgo, se establecen las siguientes propuestas orientadas a mitigar niveles vibracionales para la Central Juncal ($Z = 21$, asimétrica) y la Central Blanco ($Z = 22$, simétrica).

6.1 Optimización del régimen operacional y lógica de control

La propuesta de mitigación de mayor impacto inmediato consiste en ajustar las consignas de generación. El objetivo es evitar que las unidades permanezcan estacionarias en zonas de potencia donde se produce la excitación matemática de resonancia ($k = 1$) o donde se produce interferencia constructiva de los impactos.

Dado el comportamiento opuesto de los rodets, se propone la siguiente matriz de control operativa diferenciada (Tabla 8), la cual debe ser integrada por el área de mantenimiento predictivo de la central Aconcagua.

Tabla 8. Matriz comparativa de zonas de operación segura (Juncal vs. Blanco).

Rango de potencia (estimado)	Configuración (m)	Central Juncal ($Z = 21$)	Central Blanco ($Z = 22$)
Baja carga	2	Zona crítica	Zona segura
Carga media - baja	3	Zona segura	Zona crítica
Carga media - alta	4	Zona levemente crítica	Zona segura
Plena carga	6	Zona segura	Zona segura

6.1.1 Directriz específica para central Juncal ($Z = 21$)

Se instruye privilegiar la operación con 3 inyectores (aprox. 8-10 MW) o bien con 6 inyectores, ya que estas configuraciones rompen la condición de resonancia del modo de cabeceo, reduciendo la deflexión en el eje.

Otra acción podría ser establecer una limitación temporal para la operación continua bajo la configuración crítica de 2 inyectores opuestos. El fundamento de esta acción es que esta configuración genera el fenómeno de «efecto balancín» (momentos flectores alternantes no compensados), elevando la vibración axial sobre los 0.7 mm/s RMS en la BPF. Si bien los niveles registrados se sitúan dentro de los márgenes de operación permitidos por la norma ISO 10816-5, la persistencia de una excitación dominante en la BPF bajo la configuración de dos inyectores representa un riesgo de fatiga de ciclo alto. El fundamento técnico radica en que el fenómeno de “efecto balancín” somete a los componentes del cojinete de empuje y a los elementos de sujeción a millones de ciclos de carga asimétrica en periodos breves de tiempo, acelerando la degradación del metal blanco y la pérdida de precarga en pernos de anclaje por efectos vibratorios cíclicos [17], [23].

Se sugiere evaluar con el fabricante del gobernador (sistema de control) la factibilidad de modificar la lógica de apertura de agujas para saltar o minimizar la etapa de 4 inyectores asimétricos. Esto es porque para el rodete $Z = 21$, la configuración de 4 inyectores ($m = 4$) resultó ser menos estable que la de 3 inyectores ($m = 3$) debido al aislamiento vectorial del inyector #1 como se analizó en la Figura 52. Con esto, se sugiere estudiar la lógica de transición que pase rápidamente de 3 a 6 inyectores, reduciendo el tiempo de permanencia en 4 inyectores.

Este caso sienta un precedente técnico para futuras licitaciones de componentes mayores en el Complejo Hidroeléctrico Aconcagua. Para futuras reposiciones de rodetes en unidades de 6 inyectores, se debe exigir al proveedor un análisis de interferencia de frecuencias (Diagrama Campbell o interacción rotor-estator) que indique relaciones de fase conflictivas con la simetría de los inyectores, validando que el diseño priorice la cancelación de fuerzas armónicas en las frecuencias de operación nominal.

6.1.2 Directriz específica para Central Blanco ($Z = 22$)

A diferencia de Juncal, para esta unidad se recomienda evitar la operación sostenida con 3 inyectores. Aunque hidráulicamente es viable, dinámicamente expone al rodete par a fuerzas asimétricas innecesarias. Así, se debe mantener una consigna preferente de operación en combinaciones pares (2, 4 y 6 inyectores).

6.2 Estándares de aceptación de vibración (BPF axial)

Uno de los aportes fundamentales de esta investigación consiste en la caracterización de la firma dinámica basal de la unidad bajo diversas configuraciones operativas y geométricas. Se propone la adopción de las amplitudes registradas en el presente estudio como líneas base (baselines) para la parametrización de umbrales de alerta dentro de la estrategia de mantenimiento predictivo de la central.

A diferencia de los umbrales de severidad absolutos establecidos por la norma ISO 10816-5, la gestión de alarmas en las unidades de la central Aconcagua requiere un enfoque dinámico debido a la variabilidad hidrológica estacional. Dado que parámetros críticos como el número de inyectores en servicio, el grado de apertura y la potencia generada están intrínsecamente ligados al caudal disponible, la firma vibracional de las unidades no posee un carácter estático. Por el contrario, el comportamiento dinámico evoluciona en función del escenario operativo, lo que exige la transición desde límites fijos hacia envolventes dinámicas de alerta ajustadas a la realidad del recurso hídrico.

Se recomienda configurar en el software de monitoreo las siguientes bandas de aceptación para la amplitud de la (BPF) medida en dirección axial del descanso de la turbina. Cualquier valor que se desvíe (por exceso o por defecto) de estos rangos debe ser considerado una anomalía que requiere investigación. La implementación de estos límites permitirá al área de mantenimiento detectar desviaciones sutiles que las alarmas globales pasan por alto.

Debido a las diferencias constructivas, se deben aplicar distintos límites de alarma a ambas máquinas. Se proponen estándares diferenciados para la componente espectral de la BPF en la dirección axial.

Para sistematizar el monitoreo de condición, se definieron amplitudes de referencia (líneas base) de la BPF axial en los descansos de turbina según la configuración de inyectores. Los estándares propuestos para la central Juncal y Blanco se detallan en la Tabla 9 y Tabla 10 respectivamente, permitiendo diferenciar los niveles de severidad aceptables.

Tabla 9. Amplitudes de referencia (línea base) para la BPF axial de la central Juncal según configuración operativa.

Configuración de inyectores (m)	Rango aceptable [mm/s] RMS para rodete con Z = 21	Rango aceptable [mm/s] RMS para rodete con Z = 20	Comentario de diagnóstico
2 inyectores	0.70-1.00	0.00-0.18	Configuración crítica para Z = 21 (efecto balancín o excitación por coherencia de fase).
3 inyectores	0.50-0.60	0.55-0.70	Operación estable con severidad moderada.
4 inyectores	0.60-0.75	0.50-0.90	Operación con severidad mayor a cuando se tienen 3 inyectores en servicio.
6 inyectores	0.00-0.15	0.50-0.90	Cualquier incremento aquí es indicativo inmediato de falla en inyectores.

Tabla 10. Amplitudes de referencia (línea base) para la BPF axial de la central Blanco según configuración operativa.

Configuración de inyectores (m)	Rango aceptable [mm/s] RMS para rodete con Z = 22	Comentario de diagnóstico
2 inyectores	0.040-0.065	Alta estabilidad por simetría de pares opuestos.

3 inyectores	0.600-0.800	Punto de máxima excitación por asimetría de carga hidráulica.
4 inyectores	0.080-0.130	Estabilidad por compensación simétrica.
6 inyectores	0.040-0.130	Estado operativo óptimo (plena carga).

Los resultados confirman que la amplitud de la vibración axial en la frecuencia de paso de cangilón (BPF) constituye el parámetro de mayor sensibilidad ante variaciones en la dinámica de interacción chorro-rodete. En consecuencia, se propone el seguimiento de esta componente espectral como el indicador crítico para evaluar la integridad técnica del sistema de inyección (conjunto tobera-aguja). Resulta prioritario monitorear el desgaste erosivo de estos componentes, puesto que una degradación asimétrica entre inyectores opuestos rompe el equilibrio de fuerzas, induciendo un desequilibrio hidráulico que se manifiesta como una elevada respuesta axial, independiente de posibles fenómenos de resonancia estructural.

El Complejo Hidroeléctrico Aconcagua enfrenta desafíos significativos debido a la concentración de sedimentos en el agua, especialmente en temporada de verano. Técnicamente, los inyectores son componentes más vulnerables al desgaste erosivo que el propio rodete debido a la mecánica del flujo:

- **Inyectores:** todo el volumen de sedimentos atraviesa a alta velocidad el conjunto aguja-tobera, provocando erosión directa y pérdida de la geometría del chorro.
- **Rodete:** al salir el chorro al aire, parte de las partículas más pesadas decantan por gravedad hacia el foso antes de impactar el capacho, reduciendo ligeramente la tasa de abrasión en comparación con el inyector.

Un inyector desgastado o dañado (por ejemplo, por picaduras en la aguja o pérdida de circularidad en la tobera) genera un chorro turbulento o disperso. Esto altera la fuerza de impacto F y, consecuentemente, modifica la amplitud de la BPF.

Si se opera con 6 inyectores (donde la amplitud de la vibración debería ser casi nula, $< 0.12 \text{ mm/s}$), y si además se observa un aumento repentino en la BPF axial, debe interpretarse como una alerta temprana de falla en la calidad del chorro (posible daño en tobera o aguja) antes que como un problema del rodete.

6.3 Gestión integral de activos y monitoreo condicional

Para asegurar la sostenibilidad de las mejoras, se proponen las siguientes acciones procedimentales de gestión que integran variables de proceso.

- **Correlación cruzada de variables:** no se deben analizar los comportamientos espectrales de vibración de forma aislada. Se recomienda cruzar los datos de tendencia de la BPF con los registros de concentración de sedimentos en las cámaras de carga. Por ejemplo, un aumento de sedimentos en el río, seguido de un cambio gradual en la BPF, confirmará el diagnóstico de daño erosivo en componentes del foso de turbina.
- **Estandarización de la firma dinámica post-mantenimiento:** se propone institucionalizar la captura de la firma dinámica vibracional como procedimiento obligatorio tras toda intervención mayor, tales como el reemplazo de rodetes o el mantenimiento de componentes del sistema de inyección. Esta metodología permite realizar una validación de integridad técnica mediante la comparación de espectros “antes y después”, facilitando la actualización de las líneas base y el ajuste de umbrales de alarma. Este enfoque se podría extender a las cinco centrales del Complejo Hidroeléctrico Aconcagua y permitiría correlacionar el comportamiento espectral con variables críticas como el caudal volumétrico y la configuración de inyectores.

Dada la diversidad de tecnologías del Complejo (Pelton, Francis y Kaplan), la integración de estos datos permitiría generar una matriz de estándares de severidad propios, adaptados a las particularidades geométricas y operativas de cada unidad (velocidad de rotación, disposición del eje y tipo de turbina), consolidando un modelo de mantenimiento predictivo robusto para centrales de pasada.

- **Monitoreo acústico complementario:** se deben formalizar las inspecciones acústicas en las paredes del foso de turbina como complemento al monitoreo de las vibraciones, registrando la percepción de “zumbidos” o “retumbos” en la bitácora de operaciones para correlacionarlos con configuraciones de operación de los inyectores.

6.4 Criterios de diseño para futuras adquisiciones

A partir de los resultados obtenidos en la caracterización dinámica de la Central Aconcagua, se establecen las siguientes propuestas técnicas para la especificación y adquisición de nuevos rodets Pelton y componentes críticos del sistema de inyección:

- Se debe priorizar la adquisición de rodets cuya relación entre el número de cangilones (Z) y el número de inyectores activos (I) minimice la coherencia temporal de los impactos hidráulicos. Con esto se quiere decir que todo nuevo diseño debe ser sometido a un análisis de fases para asegurar que la superposición vectorial de las fuerzas impulsivas en la frecuencia de paso de cangilones (BPF) no genere amplitudes que comprometan la estabilidad del eje.
- Se debe exigir a los fabricantes un estudio de sensibilidad ante la desviación del chorro. Los diseños propuestos deben garantizar que, ante imperfecciones operativas, las pulsaciones de presión no excedan los umbrales que inducen fatiga mecánica prematura, considerando que desviaciones críticas pueden incrementar dichos esfuerzos en hasta un 24% respecto al diseño ideal [17].
- El proveedor deberá certificar que la amplitud de las pulsaciones de presión generadas por la interacción chorro-capacho no propicie el desarrollo de grietas por fatiga en la raíz del cangilón bajo condiciones de carga parcial o inyección reducida.

CONCLUSIONES

El desarrollo de la presente investigación ha permitido esclarecer de manera definitiva la problemática vibratoria de la central Juncal, trascendiendo el diagnóstico convencional para identificar una causa raíz estructural. La fortaleza de este estudio radica en integrar tres niveles de análisis independientes: el monitoreo espectral del campo, el modelado gráfico de secuencia de impactos y la validación teórica mediante el criterio de interacción modal de Egusquiza [18].

Esta convergencia de evidencias permite afirmar que la falla no es aleatoria, sino sistémica. A continuación, se presentan las conclusiones principales que sintetizan los hallazgos:

1. Diagnóstico físico: coherencia de fase y cancelación vectorial

A través de la elaboración de gráficas de impactos por revolución, se logró demostrar el mecanismo físico que genera la vibración. El análisis vectorial reveló que, para el rodete actual de Juncal ($Z = 21$), la operación con 2 inyectores genera una condición de interferencia constructiva, es decir, los impactos del chorro sobre los capachos ocurren con un desfase angular tal que no existe una contraparte simultánea que anule el momento flector.

Las gráficas desarrolladas evidencian que, en cada instante “t”, hay una resultante neta de fuerza axial no compensada empujando el rodete. Esto explica por qué la amplitud de la BPF es máxima en esta configuración. Con esto, el sistema está siendo “martillado” asimétricamente en cada giro, confirmando la correlación directa entre la distribución espacial de los inyectores y la respuesta dinámica medida.

2. Validación teórica: resonancia del modo de cabeceo ($k = 1$)

Lo observado gráficamente en los impactos por revolución de cada central con distintas configuraciones de inyectores en funcionamiento fue ratificado matemáticamente mediante el modelo de Egusquiza [18]. Se concluye que la falta de cancelación vectorial observada en el análisis gráfico corresponde, en términos de dinámica estructural, a la excitación del modo de cabeceo ($k = 1$). La ecuación de diámetros nodales ($k = |m * Z \pm n * I|$) confirmó que la interacción entre la asimetría del rodete ($Z = 21$) y la

inyección par $I = 2$ satisface la condición matemática para excitar este modo de vibración en la componente axial. Así, se cierra el círculo de diagnóstico: las gráficas de impactos muestran cómo se generan las fuerzas, y la teoría de Egusquiza confirma por qué esas fuerzas entran en resonancia con la estructura.

3. Análisis comparativo: la robustez de la simetría par (central Blanco)

La comparación con la central Blanco ($Z = 22$) validó la hipótesis de la “inmunidad geométrica”. Los diagramas circulares para esta unidad mostraron que, bajo la operación con 2 inyectores, la simetría par permite una cancelación vectorial instantánea (fase opuesta perfecta), lo cual impide la formación de momentos flectores netos. Esto demuestra que la estabilidad histórica de Blanco y del antiguo rodete de Juncal ($Z = 20$) no era casualidad, sino consecuencia de la paridad aritmética (Z par) que actúa como un filtro natural contra la vibración axial, característica que se perdió al instalar el rodete impar.

4. La operación con 3 inyectores estabiliza al rodete impar

Uno de los hallazgos más relevantes es la identificación de una solución operativa inmediata. Tanto el modelo teórico como las gráficas de impactos por revolución muestran que, con 3 inyectores separados a 120° , la resultante vectorial de los impactos sobre los 21 capachos se cierra perfectamente, logrando equilibrio dinámico. Además, la ecuación de Egusquiza confirma que esta configuración anula la excitación del modo $k = 1$. Por lo tanto, se concluye que operar con 3 inyectores o 6 inyectores no solo es viable hidráulicamente, sino que son las configuraciones más efectivas para mitigar la vibración axial.

5. Redefinición de estándares de ingeniería

La investigación pone de manifiesto que el cambio de geometría en Juncal ($Z = 20 \rightarrow Z = 21$) transformó la naturaleza de la máquina. Con esto se concluye que los límites de vibración ISO genéricos ya no son aplicables. Se debe adoptar una estrategia de mantenimiento predictivo y monitoreo focalizado en la BPF axial, utilizando las “huellas digitales espectrales” y las gráficas de impactos por revolución como herramientas de control de calidad tras cada intervención.

TRABAJOS FUTUROS

A partir de los hallazgos diagnósticos realizados en esta investigación, se proponen las siguientes líneas de trabajo orientadas a fortalecer la estrategia de mantenimiento de las unidades del Complejo Aconcagua.

Una de las oportunidades de mayor valor identificadas es el desarrollo de un modelo predictivo que permita correlacionar la degradación física de los componentes del inyector (aguja, tobera y anillo) con la respuesta vibracional de la BPF en el descanso de turbina. Actualmente, la programación de inspecciones técnicas en el foso de turbina se rige por dos criterios: el cumplimiento de las horas de operación acumuladas (mantenimiento preventivo por tiempo) y el monitoreo de la condición de estanqueidad del sistema de inyección. Este último se evalúa mediante la medición periódica del caudal de fuga en los sellos de los inyectores, recolectado a través de líneas de drenaje específicas. Un incremento significativo en la tasa de goteo actúa como un indicador de desgaste, gatillando una inspección correctiva para prevenir fallas mayores.

Con estos antecedentes, se propone evolucionar hacia un diagnóstico proactivo mediante las siguientes acciones:

- i. Investigar el comportamiento de la BPF axial en el descanso de turbina ante la pérdida de geometría del chorro provocada por erosión severa o desprendimiento de partes en la tobera. El objetivo es identificar desviaciones en el ángulo de impacto del chorro antes de que se manifiesten filtraciones externas visibles.
- ii. Integrar de manera sistemática los registros de concentración de sedimentos de sólidos suspendidos, especialmente en verano, cuando los caudales arrastran mayor cantidad de sedimentos, con las tendencias de amplitud de la BPF en el descanso de la turbina. Esto permitirá establecer tasas de desgaste erosivo y planificar intervenciones antes de la falla funcional del inyector.

Debido a que los inyectores son componentes más vulnerables al desgaste erosivo que el propio rodete a la mecánica del flujo, se recomienda robustecer los criterios de decisión para el ingreso al foso:

- iii. Transitar desde el monitoreo de filtraciones (“gotas por minuto”) hacia un sistema de alarmas dinámicas basadas en la vibración axial del descanso de turbina. Esto permitirá validar el estado de los componentes internos (agujas y toberas) de forma remota y continua.
- iv. Consolidar el uso de la “huella digital” espectral para certificar la calidad de los mantenimientos mayores y cambios de rodete.

Se sugiere evaluar la factibilidad técnica de integrar algoritmos de detección temprana en el sistema de monitoreo online para:

- v. Configurar alarmas específicas para la BPF axial del descanso de turbina en cada central, considerando que los sensores como el acelerómetro axial (AS-073) son los indicadores más sensibles a la calidad de la interacción chorro-rodete.
- vi. Utilizar la información de amplitud para identificar exactamente qué inyector presenta desviaciones, optimizando los tiempos de detención para reparaciones puntuales.

REFERENCIAS

- [1] C. Mataix, *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, 2.^a ed. Madrid, España: Ediciones Castillo, 1986.
- [2] Andritz Hydro, *Pelton Turbines: High head, high efficiency*, Graz, Austria: Andritz AG, 2021.
- [3] L. A. Ferrada Sepúlveda, “Diseño de rodete de turbina hidráulica tipo Pelton para microgeneración,” Memoria de título, Dept. Ing. Mecánica, Universidad de Chile, Santiago, Chile, 2012.
- [4] J. C. Arís Valdés, “Diseño, construcción y pruebas de turbina Pelton para microgeneración hidráulica,” Memoria de título, Dept. Ing. Mecánica, Universidad de Chile, Santiago, Chile, 2013.
- [5] C. J. Renedo, I. Fernández Diego, J. Carcedo Haya y F. Ortiz Fernández, “Sistemas y Máquinas Fluido Mecánicas - Turbinas Pelton,” Universidad de Cantabria, Santander, España, 2015. [En línea]. Disponible en: <https://ocw.unican.es/course/view.php?id=257>. [Accedido: 28-dic-2025].
- [6] S. J. Chapman, *Electric Machinery Fundamentals*, 5.^a ed. Nueva York, NY, EE. UU.: McGraw-Hill, 2012.
- [7] A. Davies, *Handbook of Condition Monitoring: Techniques and Methodology*. Londres, Reino Unido: Springer, 1998.
- [8] C. M. Harris y A. G. Piersol, *Harris' Shock and Vibration Handbook*, 5.^a ed. Nueva York, NY, EE. UU.: McGraw-Hill, 2002.
- [9] D. G. Fink y H. W. Beaty, eds., *Standard Handbook for Electrical Engineers*, 15.^a ed. Nueva York, NY, EE. UU.: McGraw-Hill, 2007.
- [10] G. Ramírez, “Introducción al Análisis de Vibraciones,” Material de capacitación técnica, Rodríguez e Hijos Ltda., Santiago, Chile, sept. 2013.
- [11] V. Wowk, *Machinery Vibration: Measurement and Analysis*. Nueva York, NY, EE. UU.: McGraw-Hill, 1991.

- [12] *Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts — Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants*, ISO Standard 10816-5, 2000.
- [13] G. White, *Introducción al Análisis de Vibraciones*. Woburn, MA, EE. UU.: Azima DLI, 2010.
- [14] PRÜFTECHNIK Condition Monitoring, *Machinery Fault Diagnosis: A basic guide to understanding vibration analysis*, Doral, FL, EE. UU.: LUDECA, Inc., 2011.
- [15] Z. Zhang y J. Müller, “On the flow interchanges between the jet and the bucket of Pelton turbines,” en *Proc. Hydro 2005: Policy into Practice*, Villach, Austria, oct. 2005.
- [16] Z. Yuan, J. Liu, J. Pang y J. Zhang, “The Effect of Jet Deviation on the Stability of Pelton Turbine,” *Processes*, vol. 13, n.º 9, p. 2683, ago. 2025.
- [17] E. Egusquiza, C. Valero, A. Presas y D. Valentín, “Analysis of the dynamic response of pump-turbine impellers,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 52, pp. 547-570, 2015.
- [18] M. Egusquiza Montagut, “Study of the dynamic behavior of Pelton turbines,” Tesis doctoral, Dept. Mecánica de Fluidos, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, España, 2015.
- [19] P. N. Saavedra, “Tutorial Severidad Vibratoria - Parte I,” Laboratorio de Vibraciones Mecánicas, Universidad de Concepción, Concepción, Chile, 2005.
- [20] J. A. Meza Aliaga, “Propuesta técnica de mantenimiento preventivo de inyectores en turbinas Pelton,” Memoria de título, Facultad de Ingeniería, Universidad Continental, Huancayo, Perú, 2023.
- [21] H. Brekke, *Hydraulic Turbines: Design, Erection and Operation*. Trondheim, Noruega: NTNU, 2001.
- [22] L. L. Camargo Ariza, “Análisis de señales eléctricas y el ruido eléctrico,” Apuntes de clase, Universidad del Magdalena, Santa Marta, Colombia, 2012.
- [23] F. F. Ehrich, *Handbook of Rotordynamics*. Nueva York, NY, EE. UU.: McGraw-Hill, 1992.

[24] A. E. Fitzgerald, C. Kingsley y S. D. Umans, *Electric Machinery*, 6.^a ed. Nueva York, NY, EE. UU.: McGraw-Hill, 2003.

[25] P. Kundur, *Power System Stability and Control*. Nueva York, NY, EE. UU.: McGraw-Hill, 1994.

ANEXOS



Anexo 1. Rodete de 21 cangilones de central Juncal.



Anexo 2. Rodete de 22 cangilones de central Blanco.