

TRABAJO FINAL

CARRERA DE ESPECIALIZACIÓN EN APLICACIONES TECNOLÓGICAS DE LA ENERGÍA NUCLEAR

Monitoreo avanzado de equipos rotantes: Bombas de agua de río.

Ing. Renzo E. Sosa

Director: Ing. Fernando Schroeter

Enero 2022

Comisión Nacional de Energía Atómica

Universidad Nacional de Cuyo - Instituto Balseiro

Universidad de Buenos Aires - Facultad de Ingeniería

(Biblioteca Leo Falicov - CAB)

Agradecimientos

Al Dr. Ing. Mauricio Chocrón, por el conocimiento compartido, el tiempo brindado y el acompañamiento durante la CEATEN desde su inicio al final.

Al Ing. Norberto Lemozy y al Dr. Ing. Ronald O'Brien, por su excelencia como docentes y como personas.

Al Dr. Carlos Gho y al Lic. Gerardo Quintana, por su dedicación como docentes y directores de la CEATEN.

A la Sra. Marcela Margutti por resolver siempre y de manera muy eficiente todas las situaciones que se pudieran haber generado en la CEATEN.

Al Ing. Fernando Schroeter por dirigirme en este, el trabajo final de la CEATEN.

Al Ing. Mariano Arevalo por su dedicación como docente de la CEATEN y por brindarme ayuda e información para el trabajo final.

A la Ing. Ailén Peralta Scozzatti, la Ing. Josefina Arrosio y al Ing. Nahuel Vallejo por el compañerismo y la amistad en toda la CEATEN.

A la Universidad Nacional de Cuyo, al Instituto Balseiro, a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Buenos Aires, a la Comisión Nacional de Energía Atómica y a Nucleoeléctrica Argentina SA, por las facilidades brindadas y atenciones recibidas.

Dedico esta tesis a las dos personas que se me vienen a la mente cuando escucho la palabra amor;

A Sofía, cuyos ojos arábigos tienen el color del cielo y su sonrisa el de un helado artesanal, en una tormenta de verano.

Y a Damian, por apapacharme con esos abrazos que llegan hasta el alma, los más cálidos que alguien me hizo sentir.

Por una educación pública, laica, gratuita e inclusiva, impulsora de cambios sociales.

Resumen

El presente informe de tesis contiene un análisis profundizado de las bombas del circuito terciario de la Central Nuclear Atucha II (CNAII). Este estudio constituye el trabajo final de la Carrera de Especialización en Aplicaciones Tecnológicas de la Energía Nuclear (CEATEN) del año 2021.

Las condiciones de trabajo de las bombas del circuito terciario de CNAII son un caso particular de estudio debido a la posible cavitación de las mismas por una bajante en la cota de agua del Río Paraná, donde estas están instaladas.

El objetivo de este trabajo es generar conocimientos que serán utilizados para evitar que las bombas entren en una condición de cavitación durante su funcionamiento.

Este documento es parte de la aplicación del mantenimiento predictivo en equipos de alta disponibilidad, como lo son estas bombas, en donde el estudio y registro de las vibraciones sirve para predecir comportamientos anormales y fallas en equipos rotantes.

Abstract

This thesis contains an in-depth analysis of the tertiary system's pumps of the Atucha II Nuclear Power Plant (CNAII). This study is the final project of the degree "Specialization in Technological Applications of Nuclear Energy" (CEATEN) of the year 2021.

The operation conditions of the pumps of the CNAII tertiary system are a particular case of study due to the possibility of cavitation caused by a drop in the water level of the Paraná River, where they are installed.

The purpose of this work is to generate information that will be used to prevent the pumps from reaching a cavitation condition during its operation.

This document is part of the application of predictive maintenance on high availability equipment, such as these pumps, in which the study and recording of vibrations is used to predict abnormal behaviors and failures in rotating equipment.

Índice General

CAPÍTULO 1:

Introducción general.

Introducción al mantenimiento preventivo, predictivo y correctivo.

Modelos de mantenimiento.

CAPÍTULO 2:

Vibraciones mecánicas.

¿Qué son? Definiciones físicas y matemáticas.

Vibraciones simples y vibraciones de sistemas complejos.

CAPÍTULO 3:

¿Cómo se miden las vibraciones mecánicas?

Sensores, distintos tipos.

Acelerómetros.

CAPÍTULO 4:

Cavitación, ¿qué es? ¿cómo surge? ¿cómo identificarla?

¿Cuáles son las bombas en análisis y por qué?

CAPÍTULO 5:

Informe de División Estudio y Ensayo de Componentes Estructurales.

Análisis de mediciones realizadas en las bombas de CNAII.

CAPÍTULO 6:

Propuestas para mejorar el análisis de condiciones mecánicas e interacción fluidodinámicas.

CAPÍTULO 7:

Conclusiones.

Posible continuación del trabajo.

CAPÍTULO 8:

Referencias bibliográficas.

Anexos.

Índice

Agradecimientos	I
Resumen	III
Abstract.....	IV
Índice general.....	V
Índice de abreviaturas	9
<i>CAPÍTULO 1:</i>	10
Introducción general.....	10
Introducción al mantenimiento	12
Historia del mantenimiento.....	12
Definición y Objetivos del mantenimiento	13
Tipos de mantenimiento.....	13
Mantenimiento Correctivo	13
Mantenimiento Preventivo.....	14
Mantenimiento Predictivo	15
Modelos de mantenimiento	15
Modelos Correctivo.....	15
Modelo Condicional	16
Modelo Sistemático	16
Modelo de Alta Disponibilidad	16
Vibraciones mecánicas.....	18
Vibración armónica	18
Dinámica del MAS.....	20
Vibraciones amortiguadas	21
Vibraciones forzadas.....	22
Vibraciones complejas	23

Relación de magnitudes en el dominio de la frecuencia	27
Parámetros de medición.....	27
Modelado de sistemas	29
Instrumentación para el análisis de las vibraciones	30
Sensores de vibraciones.....	31
Sensores de desplazamiento	31
Sensores de velocidad.....	33
Sensores de aceleración	35
Acelerómetros IEPE.....	37
Acelerómetros de carga.....	38
Verificación de acelerómetros.....	38
Fijación de sensores.....	38
Tipos de fijación	39
Selección de sensores	40
Mediciones en las bombas de la CNA II	40
Acelerómetro Brüel & Kjaer. Modelo 8344	41
Acelerómetro Brüel & Kjaer. Modelo 4535-B.....	42
CAPÍTULO 4:	43
Cavitación.....	43
Análisis macroscópico del punto de vista Mecánica de Fluidos	43
Características de la cavitación.....	46
Inicio de la cavitación.....	46
Colapso de la burbuja y fenómeno de cavitación.....	48
Distorsión de la forma durante el colapso.....	49
Interpretaciones actuales del daño por cavitación	49
Daño por cavitación	51

Ruido de cavitación.....	54
Cavitación en bombas.....	56
Vibraciones en bombas de turbinas verticales.....	57
Toma de la bomba.....	57
Sistema de bombeo.....	57
Sistema de descarga.....	58
Mediciones.....	60
Resultados obtenidos.....	61
Bomba 10.....	61
Bomba 20.....	61
Bomba 30.....	62
Espectro de bombas B10, B20 y B30 a 0.5 m.....	63
Caños de impulsión C10, C20 y C30.....	64
Valores RMS.....	66
Conclusiones del informe.....	67
Como conclusiones del informe, CNEA recomienda.....	67
Consideraciones sobre la medición de vibraciones.....	68
<i>CAPÍTULO 7:</i>	70
Conclusiones.....	70
<i>CAPÍTULO 8:</i>	71
Referencias.....	71

Índice de abreviaturas

CNEA Comisión Nacional de Energía Atómica

NA-SA Nucleoeléctrica Argentina S.A.

CNAII Central Nuclear Atucha II

MAS Movimiento Armónico simple

FFT Transformada Rápida de Fourier

NPSH Altura de Succión Neta Positiva

NPSHR Altura de Succión Neta Positiva Requerida

NPSHD Altura de Succión Neta Positiva Disponible

EECE División de Ensayos de Componentes Estructurales

ENDE Ensayos No Destructivos y Estructurales

B10, B20 y B30 Bomba 1, Bomba 2 y Bomba 3 en estudio respectivamente

C10, C20 y C30 Caños de impulsión en estudio correspondientes a las bombas B10, B20 y B30 respectivamente

σ Número de cavitación

U_{∞} Velocidad fluido inalterado por la sección de mínima presión

p_{∞} Presión fluido inalterado por la sección de mínima presión

T_{∞} Temperatura fluido inalterado por la sección de mínima presión

p_v Presión de vapor del líquido a la temperatura de trabajo

ρ_L Densidad del líquido a la temperatura de trabajo

C_{pmin} Coeficiente de presión mínimo del líquido en cuestión

R Radio de la burbuja

S Tensión superficial del líquido

CAPÍTULO 1:

Introducción general.

Introducción al mantenimiento preventivo, predictivo y correctivo.

Modelos de mantenimiento.

Introducción general

La Central Nuclear Atucha II “Presidente Dr. Néstor Carlos Kirchner”, se conectó al sistema interconectado nacional en junio de 2014, luego de que su construcción estuvo paralizada desde 1994 hasta el 2006.

La planta se encuentra sobre el margen derecho del Río Paraná, en la localidad de Lima, partido de Zárate, provincia de Buenos Aires. Cuenta con una potencia de 745 MWe. Ver Figura 1.

Junto con la Central Nuclear Atucha I, hacen toma de agua del Río Paraná para enviarla, como fuente fría, al condensador del ciclo termodinámico de Rankine, usado para generar electricidad.



Figura 1: Vista satelital del predio de las Centrales Nucleares Atucha I y Atucha II. Google maps (2021)

El Paraná es el segundo río más largo de Latinoamérica, después del Amazonas, nace al Sudeste de Brasil, atraviesa Paraguay y desemboca en el Río de la Plata en Argentina. Es fuente de agua dulce para 40 millones de personas y es una de las vías fluviales más importantes para el transporte de granos.

Debido a que las condiciones climatológicas presentan niveles históricamente bajos en su cota, los expertos en el tema hablan de la mayor sequía en los últimos 70 años como consecuencia de una deforestación descontrolada del Amazonas, el cambio climático y los ciclos naturales. Los expertos pronostican que la sequía podría extenderse hasta el 2022.

La baja cota del mismo, pone a las bombas condiciones de trabajo tal que podrían llegar a cavitarse. Es decir, el agua se evapora debido a la baja presión, esta evaporación es nucleada en forma de burbujas sobre la superficie de los álabes, y cuando el fluido atraviesa nuevamente una zona de alta presión las burbujas condensan a muy alta velocidad generando micro jets de agua líquida que impactan sobre el material produciendo su degradación. Otro fenómeno simultáneo es la formación de ondas de presión que dependiendo de la distancia de la burbuja a la superficie producen degradación de los álabes por fatiga.

Evitar la condición de cavitación en una bomba es parte del mantenimiento de la misma, ya que trabajando bajo esta condición el equipo saldría de servicio en un corto periodo de tiempo, debido a la destrucción parcial o total de sus álabes.

Como parte del análisis profundo a realizarse sobre las bombas del circuito terciario de la CNAII, se hace un análisis de vibraciones. Al ser equipos rotantes tienen por defecto vibraciones asociadas a su rotación. El análisis de estas señales puede brindar mucha información acerca del funcionamiento del equipo, de si este funcionamiento es regular, si no lo es, si hay rodamientos o cojinetes gastados o dañados, si hay perturbaciones en el flujo, incluso se podría estimar el porqué de esas perturbaciones, desprendimientos de vorticidades, cavitación, entre otros fenómenos propios de bombas.

Como desventaja, se podría nombrar, que para leer los espectros de vibraciones se necesita estar altamente formado en el tema, además de tener conocimientos de materiales y sobre el diseño elementos de máquinas y máquinas en general.

Introducción al mantenimiento

Historia del mantenimiento

El mantenimiento ha evolucionado a lo largo del tiempo como una disciplina en sí. Tiene su origen en la revolución industrial en donde el mantenimiento era Correctivo o de urgencia. Los accidentes y pérdidas económicas que ocasionaron las fallas en las primeras calderas propiciaron la aparición de los primeros talleres mecánicos destinados al mantenimiento.

En la década de 1920 en la industria estadounidense el mantenimiento se empieza a organizar con bases científicas. Se empieza a entender las ventajas económicas de reparar la maquinaria antes de que se produzca alguna falla evitando las paradas de producción y surge el concepto de mantenimiento Preventivo.

A partir de la década del 70, con el desarrollo de la electrónica, aparece en los países del norte de Europa el mantenimiento Predictivo, por el cual la intervención ya no depende solo del tiempo en funcionamiento, sino de la fiabilidad del equipo en sí, determinada a partir de medición de variables físicas.

Otra rama del mantenimiento que surgió en paralelo a las anteriores es el mantenimiento Proactivo, que implica a los operarios de las máquinas en las labores de mantenimiento de las mismas.

En la actualidad las necesidades de cada equipo y de cada industria determinan el modelo de mantenimiento a utilizar, el que mejor optimice sus recursos y resuelva sus necesidades. La disponibilidad de tecnología de inspección y control para conocer el estado real de los equipos mediante mediciones y análisis de vibraciones, ruidos, temperaturas, ultrasonidos, entre otros; y la utilización de los sistemas de información basados en las computadoras permiten un mantenimiento eficaz y eficiente en todos los ámbitos e industrias y condiciones de trabajo.

Definición y Objetivos del mantenimiento

El mantenimiento se puede definir como todas las acciones llevadas a cabo sobre las máquinas y herramientas, garantizando el funcionamiento regular y en buen estado de un sistema en general, con el fin directo o indirecto de mantener la cadena de producción y disminuir las pérdidas económicas por una parada de esta. Esto implica planificación, formación de recursos humanos, revisión, mediciones, reparaciones, control, entre otras acciones.

Algunos objetivos generales se pueden resumir en los siguientes puntos:

- Evitar accidentes y aumentar la seguridad del trabajo
- Evitar, reducir, y en caso de que ocurran, reparar las fallas de algún equipo
- Disminuir la gravedad de las fallas que no se pudieron evitar
- Evitar paradas de producción innecesarias
- Reducir costos
- Extender la vida útil de los equipos en general

En síntesis, aumentar los rendimientos de las máquinas y con ello el de la producción, teniendo en cuenta la seguridad del trabajo para los operadores, para mejorar el rendimiento económico.

Tipos de mantenimiento

A grandes rasgos, y en función del objetivo de este trabajo, podemos distinguir tres grandes grupos de mantenimiento:

Mantenimiento Correctivo

Es el conjunto de tareas destinadas a corregir, reparar y sustituir los elementos fallados o deteriorados de los distintos equipos.

El inconveniente de este tipo de mantenimiento es que las fallas pueden ocurrir en cualquier momento y en general en los momentos en donde la máquina está más solicitada, que es cuando la producción es máxima.

Las fallas no detectadas a tiempo pueden generar altos costos a la producción, directa o indirectamente, si los elementos dañados están en conexión con otros en buen estado. El costo no solo es por la parada de la máquina sino también por el valor económico de los elementos reemplazados.

Mantenimiento Preventivo

Este es el caso en donde la intervención a los equipos tiene carácter sistemático y programado, acá no hay falla de ningún equipo. Las tareas programadas incluyen inspecciones regulares, pruebas, reparaciones, entre otras.

La planificación para el uso de este tipo de mantenimiento debe prever las partes o elementos como objetivo, establecer la vida útil de los mismos y determinar los trabajos y tiempos necesarios para realizar en cada caso.

La planificación se basa en los problemas que estadísticamente pueden aparecer. Máquinas similares van a tener fallas similares, y hasta cierto punto estas se pueden predecir, esto genera la “curva de la bañera” que relaciona la proporción de fallas en función del tiempo de operación. Ver Figura 2.

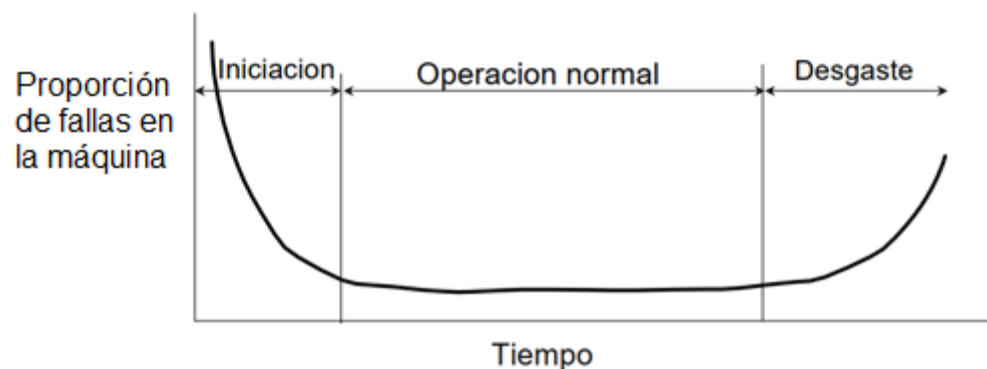


Figura 2: Curva de la bañera de fallas en máquinas

Algunas desventajas de este tipo de mantenimiento son:

- Cambios innecesarios de piezas, ya que estas no alcanzan a completar su vida útil, algunas piezas en buen estado se reemplazan con el objetivo de mantener la vida útil del conjunto.

- Problemas iniciales de operación, al haber cambios de piezas, estas deben hermanar con el conjunto y pueden aparecer problemas de regularidad, estabilidad, etc.
- Distintos costos, como el de inventarios y el de mano de obra intensiva y especializada, para hacer los cambios en el menor tiempo posible.

Mantenimiento Predictivo

Es el conjunto de actividades de seguimiento y diagnóstico continuo de un sistema. El objetivo es conocer e informar permanentemente el estado y operatividad de un equipo, permitiendo una intervención inmediata para corregir en caso de ser necesario.

Este tipo de mantenimiento es el más tecnológico de los tres, por los medios utilizados para hacer monitoreo y seguimiento de las distintas variables como temperatura, vibración, consumo de energía, entre otras; cuya variación indique la presencia de algún futuro problema. Se basa en que la mayoría de las fallas se producen lentamente y que previamente van mostrando indicios en los cambios de las variables mencionadas.

El seguimiento de los equipos permite hacer registro de las variables a cuantificar, generar la historia del equipo, lo cual es sumamente útil en fallos repetitivos. Pueden programarse reparaciones junto con paradas programadas de la planta afectando lo menos posible a la producción.

Modelos de mantenimiento

Un modelo de mantenimiento es una mezcla de los distintos tipos, en proporciones tales que permiten responder a las distintas necesidades de los equipos en concreto, y pueden identificarse cuatro grandes grupos, tal que todos ellos incluyen inspecciones visuales y lubricación:

Modelos Correctivo

Es el modelo más básico, que además de la lubricación e inspecciones visuales, incluye la reparación de las roturas. Se aplica a equipos del más bajo nivel de criticidad, es decir, que ante la falla no suponen ningún problema ni económico, ni técnico.

Modelo Condicional

Es la aplicación del modelo anterior, pero además la realización de pruebas y ensayos. Es válido en equipos de poco uso o en equipos importantes para la producción, pero con probabilidad de falla muy baja.

Modelo Sistemático

En este modelo no importa la exigencia del equipo, se hacen pruebas y mediciones para que en caso de detectar anomalías se intervenga el equipo. En general se aplica a equipos de importancia en la producción, las intervenciones sistemáticas no tienen que ver con el tiempo de funcionamiento o el estado en que trabaja, se hace reparación en caso de encontrar fallas.

Modelo de Alta Disponibilidad

Es el modelo más exigente de todos y se aplica a equipos que no pueden quedar fuera de servicio. Los niveles de disponibilidad de estos equipos son superiores al 90%, ya que en caso de falla implican un costo altísimo para la producción. Se busca cero fallas.

Las técnicas de mantenimiento que se utilizan son predictivas, que permiten conocer el estado del equipo en marcha, y en paradas programadas suponen una revisión completa y bien planificada. Si hay que hacer pequeñas reparaciones se van haciendo, pero el equipo no puede salir de servicio y en la parada programada se lo lleva a “puesta a cero”.

Las plantas de energía nuclear utilizan una forma de mantenimiento orientada a la confiabilidad, informando sobre el riesgo para cumplir los objetivos del mantenimiento, esto es, incluir todas las medidas preventivas y correctivas para mantener las funciones de diseño de los equipos.

Se hacen evaluaciones probabilísticas de riesgo para poder identificar las estructuras, sistemas y componentes importantes y se optimiza el proceso para garantizar que se realicen tareas correctas en los equipos correctos. El programa que se emplee debe cubrir, de manera prioritaria, equipos críticos identificados por su grado de redundancia y las posibles consecuencias en su falla.

El presente informe no es más que una parte del modelo de alta disponibilidad, en donde aplicando técnicas del mantenimiento predictivo, como el estudio y registro de las vibraciones de equipos rotantes, se busca que las bombas de toma del río de CNAII no salgan de servicio por cavitación debido a las condiciones de operación que se estima puedan llegar a trabajar.

CAPÍTULO 2:

Vibraciones mecánicas.

¿Qué son? Definiciones físicas y matemáticas.

Vibraciones simples y vibraciones de sistemas complejos.

Vibraciones mecánicas

Una vibración es una oscilación de una masa alrededor de un punto de equilibrio, es decir, sobre un punto donde la fuerza neta que actúa sobre el cuerpo es cero.

Se llama vibración de cuerpo entero, si todas las partes del cuerpo se desplazan en conjunto en las mismas direcciones. Estas direcciones son los grados de libertad del cuerpo, es decir, las dimensiones espaciales que por las condiciones de sujeción del cuerpo este puede desplazarse. En el espacio son seis grados de libertad, las tres direcciones espaciales ortogonales y la rotación alrededor de estas tres direcciones.

Determinar las vibraciones de una máquina sirve para determinar las fuerzas de excitación que actúan sobre la misma.

Vibración armónica

Es la vibración más simple de todas, en donde los desplazamientos en función del tiempo se pueden describir como combinación de senos y cosenos. Si esta oscilación es en una sola dirección se denomina movimiento armónico simple (MAS).

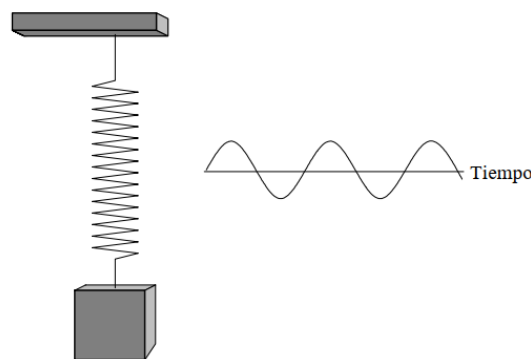


Figura 1: Oscilador simple y gráfica de posición en función del tiempo

Las características que definen este movimiento son las siguientes:

- Período: Tiempo necesario para completar un Ciclo

$$T = [s] \quad (1)$$

- Frecuencia: Número de oscilaciones o ciclos por unidad de tiempo.

$$f = 1/T = [1/s] = [Hz] \quad (2)$$

- Amplitud: Desplazamiento máximo medido desde la posición de equilibrio.

$$A = [m] \quad (3)$$

- Posición de equilibrio: No hay fuerzas netas sobre el cuerpo.

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \rightarrow \vec{a} = \vec{0} \quad (4)$$

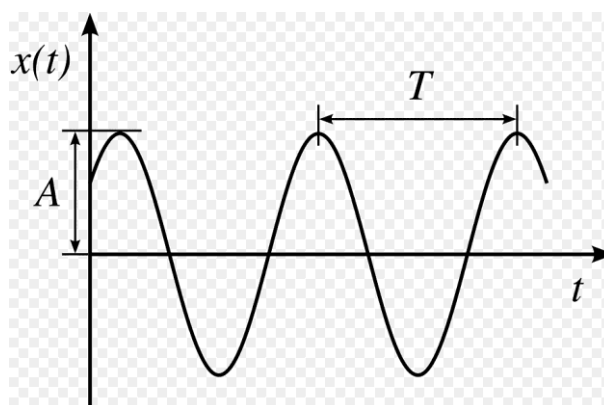


Figura 2: Características del MAS

Dinámica del MAS

Para caracterizar la dinámica del sistema se aplica la segunda ley de Newton:

$$\sum \vec{F} = m\vec{a} \quad (5)$$

Expresando la fuerza elástica con la ley de Hooke y la aceleración en términos de derivada:

$$-k \cdot x = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} \quad (6)$$

Ordenando, se obtiene la ecuación diferencial homogénea que describe el movimiento:

$$0 = \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k}{m} \cdot x \quad (7)$$

Cuya solución es el desplazamiento en función del tiempo y sus derivadas velocidad y aceleración:

$$x = A \operatorname{sen}(\omega_n t + \varphi) = [m] \quad (8)$$

$$x' = A \omega_n \cos(\omega_n t + \varphi) = [m/s] \quad (9)$$

$$x'' = -A \omega_n^2 \operatorname{sen}(\omega_n t + \varphi) = [m/s^2] \quad (10)$$

Tal que ω_n es la frecuencia natural del sistema, una característica muy importante ya que el sistema tiende a vibrar en esta frecuencia luego de una perturbación:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = [1/s] \quad (11)$$

φ Es la fase de la vibración y se mide en radianes.

Vibraciones amortiguadas

En un sistema real aparecen fuerzas disipativas, que le quitan energía al sistema, y como consecuencia se va amortiguando el movimiento, es decir, la amplitud del movimiento se reduce hasta llegar a cero.

Esta pérdida de energía va a depender de la naturaleza de las fuerzas disipativas, algunas de ellas pueden ser los rozamientos estructurales debidos a la interacción entre los distintos elementos de máquinas del sistema; la resiliencia de los materiales que conforman la estructura, es decir, la energía que disipa a nivel de vibración de la red cristalina del material en forma de calor; otra de las fuerzas disipativas pueden ser de origen viscoso, debidas a la interacción estructuras con algún fluido, como el mismo aire, o aceites lubricantes, agua, entre otros.

Sin necesidad de profundizar en la rigurosidad matemática, a la ecuación del movimiento se le agrega un término disipativo, quedando:

$$k x + c \frac{dx}{dt} + m \frac{d^2x}{dt^2} = 0 \quad (12)$$

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} A_0 \cos(\omega_d t + \phi) \quad (13)$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} = 2\pi f_d = 2\pi \frac{1}{T_d} \quad (14)$$

Tal que ω_d es la frecuencia amortiguada (d del inglés damper, amortiguamiento), y es función de la frecuencia natural ω_n del sistema y del factor de amortiguamiento relativo ζ , que compara la cantidad de frecuencia de decaimiento exponencial de la envolvente con la frecuencia natural del sistema.

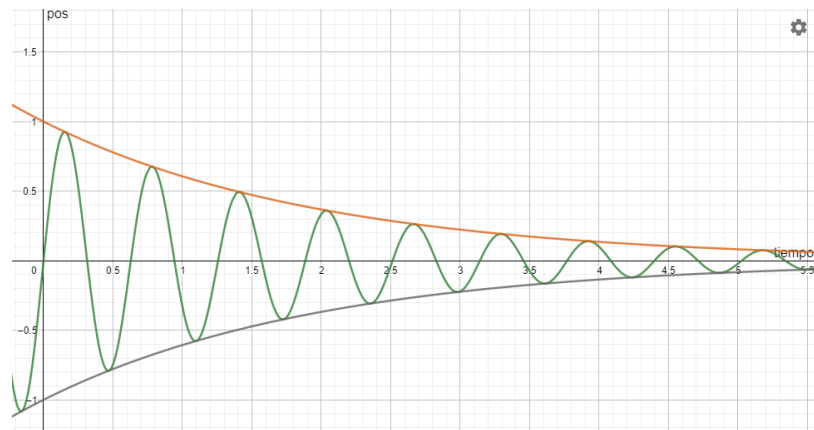


Figura 3: Gráfica de posición en función del tiempo de un movimiento armónico amortiguado

Vibraciones forzadas

Este caso tiene lugar cuando aparece sobre el sistema una fuerza externa excitatriz, es decir, una fuerza variable en el tiempo. Esta puede tener distintas naturalezas como desbalance en la masa de un cuerpo rotante, desprendimiento de vorticidades de un fluido, temblores, entre otras. La ecuación diferencial que gobierna la dinámica del sistema es la siguiente:

$$k x + c \frac{dx}{dt} + m \frac{d^2x}{dt^2} = F(t) \quad (15)$$

La fuerza excitatriz $F(t)$ es variable en el tiempo, es decir, no puede ser una constante. Tiene una frecuencia propia que es con la que excita al sistema, y en general hay un desfase entre esta fuerza y la frecuencia natural del sistema. Si las frecuencias de la fuerza con la del sistema coinciden se da una condición de resonancia que es una amplificación de la amplitud de los movimientos y termina con la destrucción del sistema.

Las Figuras 4 y 5 muestran como un sistema de un grado de libertad responde, con distintos factores de amortiguamiento relativo, en función de una fuerza excitatriz armónica. La primera gráfica muestra el pico de amplitud en función de la frecuencia y la segunda el ángulo de fase en función de la frecuencia:

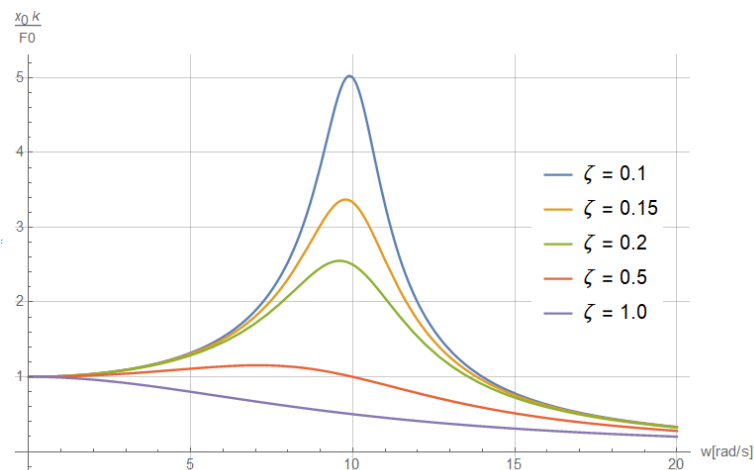


Figura 4: Transferencia de magnitud vibratoria (amplitud pico vs frecuencia). Arevalo M. (2021)

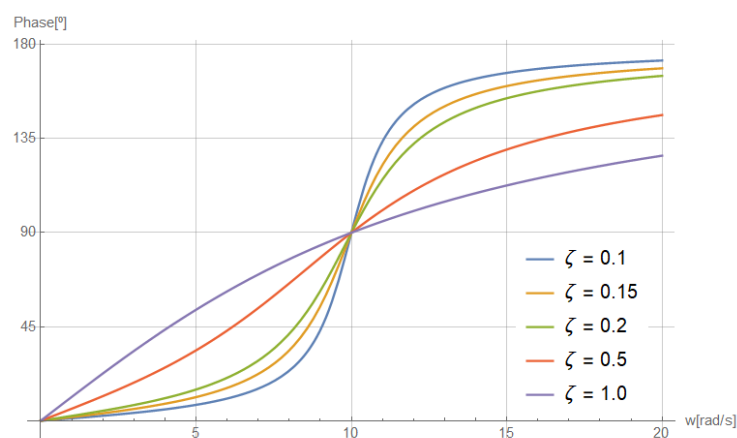


Figura 5: Ángulo de fase vs frecuencia. Arevalo M. (2021)

Vibraciones complejas

En un sistema mecánico lineal, en donde actúan distintas fuerzas forzantes, y cada una con una frecuencia particular, todos los componentes de vibración existen al mismo tiempo y la vibración resultante es la suma de las vibraciones de cada frecuencia (Ver Figura 6). En el caso de sistemas no lineales, el caso real, las vibraciones interfieren y generan nuevos componentes que no están en la función forzada.

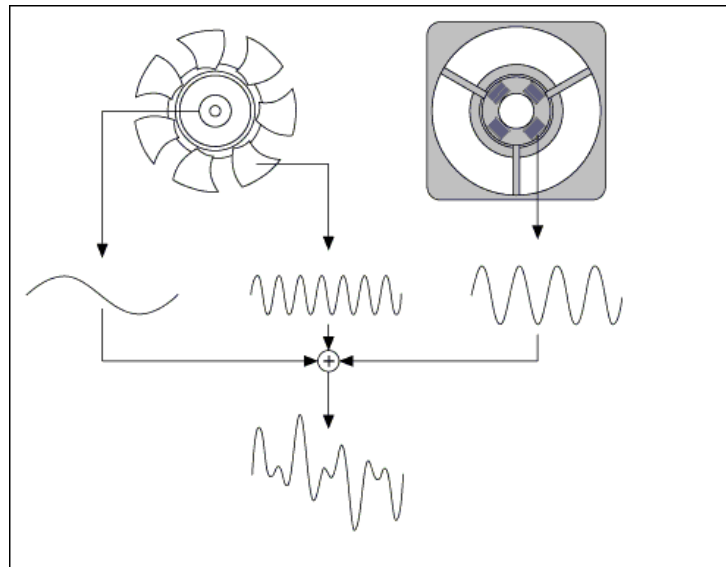


Figura 6: Resultado de señales de un sistema lineal con distintas fuerzas excitatrices. Arevalo M. (2021)

Para estudiar la dinámica de una máquina donde aparecen distintas fuerzas forzantes en función del tiempo, conviene estudiar el espectro en el dominio de la frecuencia. Matemáticamente se puede hacer con la Transformada de Fourier, donde aplicando este operador a las ecuaciones en función del tiempo obtenemos ecuaciones más simples en función de la frecuencia.

Transformada de Fourier:

$$F\{f(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i\omega t} dt = F(\omega) \quad (16)$$

Gráficamente sería una descomposición de los espectros de la siguiente forma:

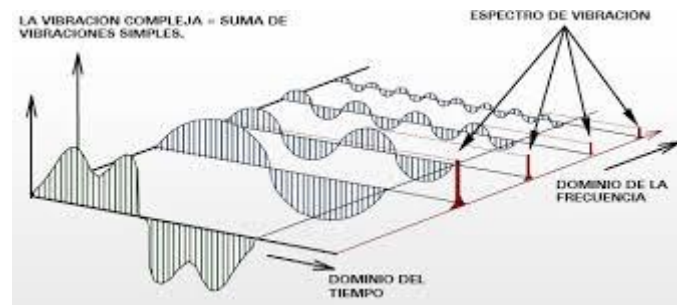


Figura 7: Representación esquemática de una función en el dominio del tiempo y su espectro en el dominio de la frecuencia

Un sensor de vibraciones que se coloque en una máquina capta todas las señales provenientes de las distintas fuentes de excitación y da como resultado la vibración global de esta máquina, es decir, la suma de todas las componentes. El espectro vibratorio que se utiliza para trabajar es en el dominio de la frecuencia por una cuestión de simplicidad de estudio, ya que el espectro en el dominio del tiempo es muy complejo y para transformarlo al dominio de la frecuencia se utiliza un algoritmo denominado transformada rápida de Fourier (FFT, por sus siglas en inglés).

Una aplicación muy útil de medir las frecuencias vibratorias en un equipo es la detección de fallas o daños en los distintos elementos de la máquina. Un bosquejo del análisis puede ser el siguiente, en donde la primera imagen muestra los componentes normales del espectro de una máquina y la segunda muestra la amplificación de un pico a una frecuencia dada que puede indicar posible daño.

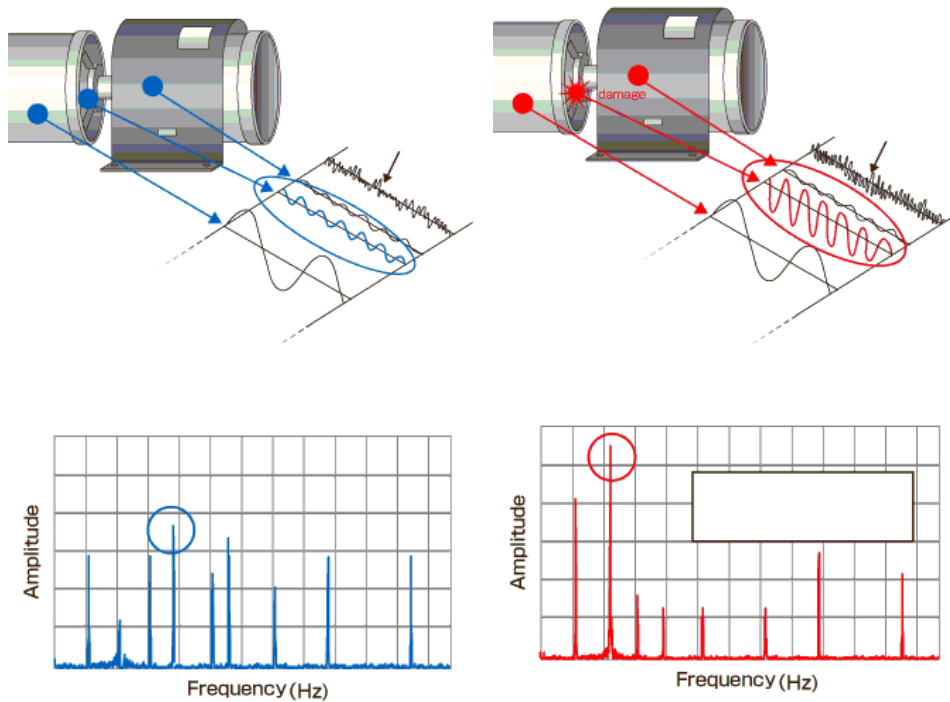


Figura 8: Comparación de espectros en el dominio de la frecuencia de mediciones en condiciones normales y de falla. Arevalo M. (2021)

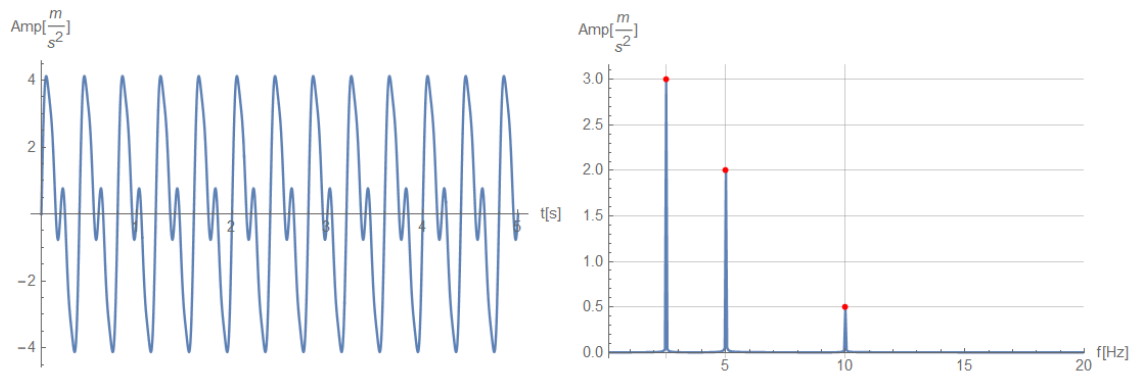


Figura 9: Función armónica periódica y su TFF. Vibración de una máquina rotativa donde se ven tres picos que se pueden deber a las ruedas dentadas, desbalances de masas. Arevalo M. (2021)

Otras definiciones importantes para la caracterización y el estudio de las vibraciones son si estas son determinísticas y las probabilísticas. En donde la primera es una función del tiempo que describe la vibración y en el segundo caso es posible conocer una función de probabilidad de la misma, esto es muy útil en estudio de las vibraciones provocadas por interacciones de los fluidos en las estructuras.

Además, las vibraciones pueden clasificarse en periódicas, es el caso en donde la vibración repite su comportamiento a lo largo del tiempo en períodos T :

$$f(t + T) = f(t) \forall t \quad (17)$$

En caso de no ser así se la denomina aperiódica.

Relación de magnitudes en el dominio de la frecuencia

Si hay una señal, como la de la figura anterior del desplazamiento en función de la frecuencia se puede obtener velocidad y aceleración con las siguientes ecuaciones:

$$V[f] = 2\pi f D[f] \quad (18)$$

$$Ac[f] = 2\pi f V[f] \quad (19)$$

Cuando se trabaja en escala logarítmica, lo cual sabe ser muy conveniente en muchos casos para no perder señales que están a frecuencias muy diferentes, se usa el decibel (dB), que se define como:

$$dB = 20 \log \left(\frac{A}{A_{ref}} \right); D_{dB}[f] = 20 \frac{D[f]}{D_{ref}} \quad (20)$$

Donde A es la amplitud de la componente y A_{ref} es la amplitud de referencia.

Parámetros de medición

Se mide y calcula todo parámetro que aporte información útil para interpretar los fenómenos físicos que están sucediendo en la máquina o estructura. En general todos los parámetros son los que se estudian en señales periódicas de las distintas disciplinas:

- Valor pico: Valor máximo alcanzado por la vibración

- Valor pico a pico: Variación máxima de la vibración
- Valor RMS discreto:

$$V_{rms} = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 + V_3^2 + \dots + V_N^2}{N}} \quad (21)$$

- Valor RMS continuo

Este en particular es de interés porque proporciona un valor que está directamente relacionado con el contenido energético de la vibración, y por tanto con su severidad:

$$VRMS = \frac{1}{T} \int_0^T \sin^2(2\pi f t) dt = 0.707 V_p \quad (22)$$

- Factor de cresta

Este parámetro es un criterio para detectar impactos. Según su relación, si es mayor a determinado valor se considera peligroso:

$$FC = \frac{\text{Valor pico}}{\text{Valor RMS}} \quad (23)$$

Por ejemplo, en este caso (Ver Figura 10), el sistema sufrió un impacto que se puede considerar severo:

$$FC = \frac{5.42}{0.56} = 9.56 \quad (24)$$

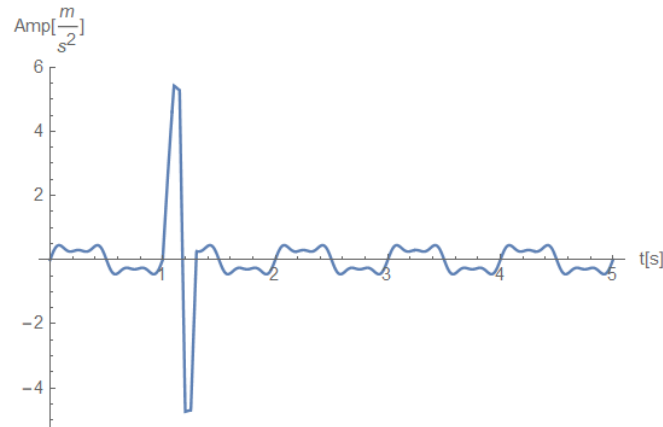


Figura 10: Espectro en el dominio del tiempo de una máquina que sufrió un impacto severo. Arevalo M. (2021)

Modelado de sistemas

Si se tiene una estructura y se quiere conocer su comportamiento vibratorio se hace un modelo de un sistema, que es básicamente una herramienta que permite responder interrogantes sobre este último sin tener que recurrir a la experimentación sobre el mismo. Es una representación siempre simplificada de la realidad.

Para modelar un sistema se tiene en cuenta los vínculos de este con el espacio físico, empotramientos, soldaduras, ruedas, vínculos pivotantes, entre otros; porque es necesario definir los grados de libertad.

Un sistema que tiene N grados de libertad, tendrá N frecuencias naturales de vibración, pero solo será necesario calcular aquellas que se encuentren en el ancho de banda del análisis o que puedan ser excitados por las forzantes dependiendo de sus características.

Para modelar se parte de una estructura real, luego se hace un modelo físico de la misma y a partir de esta un modelo matemático para su estudio y análisis.



Figura 11: Algoritmo general para modelado de sistemas. Arevalo M. (2021)

CAPÍTULO 3:

¿Cómo se miden las vibraciones mecánicas?

Sensores, distintos tipos.

Acelerómetros.

Instrumentación para el análisis de las vibraciones

Los instrumentos de medición de señales variables están formados por varias etapas, en general no se puede leer u obtener información desde la medición de la señal en sí. En particular, para medir vibraciones mecánicas se utiliza instrumentación electrónica, esta técnica se ocupa de la medición de cualquier magnitud física, de su conversión a señales eléctricas y de su tratamiento para proporcionar información para un sistema de control u operador de medición.

En la *Figura 1* se observa un diagrama de bloques genérico de un sistema de medidas electrónico o transductor de medición, en donde se puede diferenciar tres etapas.

La primera parte es la adquisición de datos, en donde entra la señal a medir, el sensor, que en este caso puede ser un sensor de desplazamiento, de velocidad o aceleración; lee una señal proporcional a la vibración, se le hace un acondicionamiento a la señal, como puede ser ampliificaciones, filtrados de señales espurias, etc. Y la conversión de analógico a digital.

La segunda etapa es el procesamiento, manipulación y selección de datos, acá puede haber voltímetros, osciloscopios, amperímetros, entre otros.

Y la última etapa el valor medido se presenta a un observador o a otro sistema.

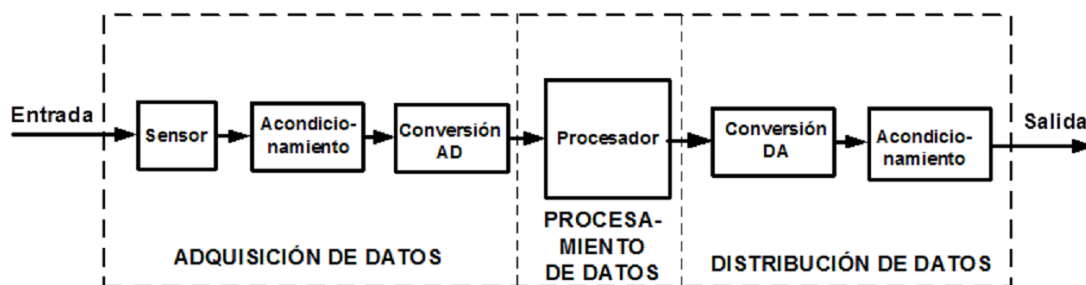


Figura 1: Diagrama de bloques de un transductor de señales

Una característica importante de un transductor es la sensibilidad, esta se define como la relación entre la señal de salida y la vibración medida. Es importante tenerla en cuenta para no perder señales pequeñas en la medición. Existen cartas de sensibilidad para calibrar los instrumentos.

Sensores de vibraciones

Existen tres tipos básicos de sensores para medir vibraciones, estos son los de desplazamiento, de velocidad y de aceleración.

Sensores de desplazamiento

El transductor de desplazamiento o proxímetro, se aplica normalmente para bajas frecuencias, por debajo de 1.000 Hz, estos se emplean para medir el desplazamiento radial o axial de ejes.

Los proxímetros pueden ser de contacto, usados para medir un desplazamiento estructural, y en este caso se lo ubica solidario a dicha estructura, y los proxímetros sin contacto, que son los de utilidad en la medición en cuerpos rotantes, en donde el contacto podría implicar la destrucción del equipo.



Figura 2: Transductor de desplazamiento

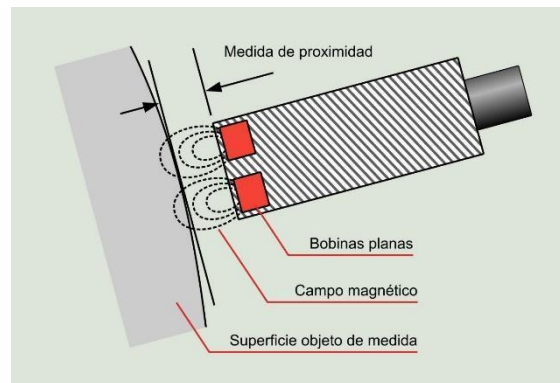


Figura 3: Esquema de funcionamiento de un proxímetro

Se instalan en las cubiertas de los cojinetes y detectan el desplazamiento del eje en relación a su posición de reposo. No tienen un límite inferior de frecuencia de trabajo y se emplean en la medición de vibración de ejes, posición axial de ejes y expansión de la carcasa de la máquina.

Los transductores de desplazamiento se ven afectados por errores de lectura eléctricos y mecánicos conocidos como “slow roll”, en inglés. La parte variable tiene incluida señales provenientes de defectos superficiales del eje como rayas, variaciones de conductividad, porosidades, entre otras. El slow roll debe conocerse antes de realizar mediciones y no debe superar el 25% de la amplitud pico a pico permitida ó $6\mu\text{m}$. Puede reducirse por técnicas mecánicas, mejorando la calidad superficial, o electrónicas, cuantificando a bajas rpm.

El modo de utilización es de a dos sensores, a 90° entre ellos, para obtener el desplazamiento en el plano del eje.

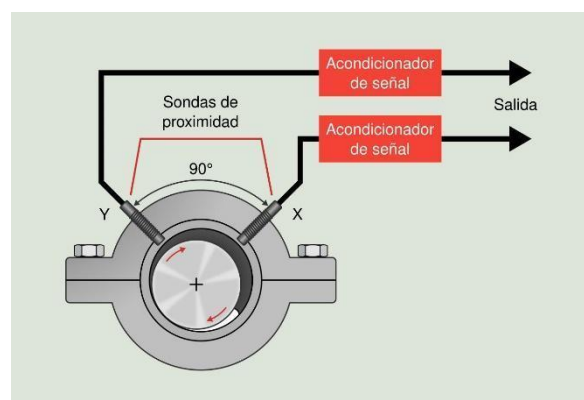


Figura 4: Instalación de proxímetros en un cojinete

Algunas ventajas de este transductor son las siguientes:

- Mide el movimiento relativo entre la punta del sensor y el eje de giro de la máquina.
- Su empleo es de especial utilidad en maquinaria rígida donde se transmite muy poca vibración.
- Mide tanto la componente continua como alterna de una señal vibratoria. La tensión continua permite localizar físicamente el eje en el cojinete objeto de estudio. La tensión alterna suministra información de la forma de onda y del espectro de vibración, lo que permite prever y observar defectos mecánicos.

Desventajas del transductor de desplazamiento:

- Deben instalarse permanentemente. Esto es siempre costoso, e incluso imposible en algunos casos.
- El rango de frecuencias está limitado desde 0 a 1.000 Hz.
- Se requiere un acondicionador de señal.

Sensores de velocidad

El transductor sísmico de velocidad se aplica a máquinas donde las amplitudes de vibración en la carcasa son grandes. El principio físico de funcionamiento es un imán permanente ubicado en el centro de una bobina de hilo de cobre. Cuando la carcasa vibra, el imán se mantiene estático por efectos inerciales, induciendo una tensión proporcional a la velocidad del movimiento, según la ley de Faraday. Este sensor está completamente solidario con el cuerpo a medir.



Figura 5: Transductor sísmico de velocidad

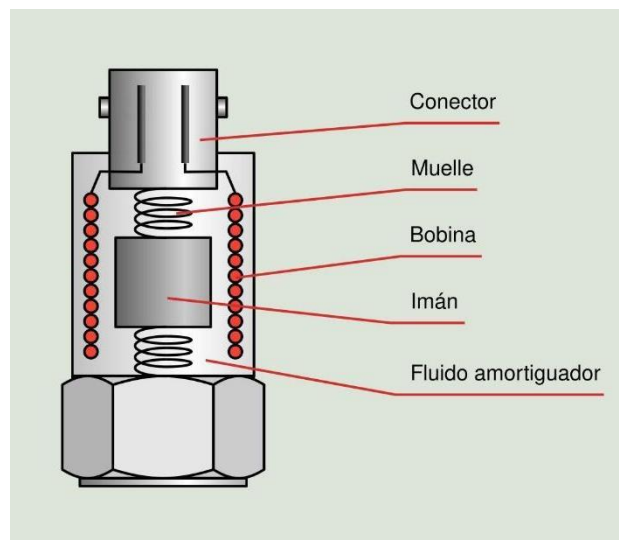


Figura 6: Componentes de un transductor sísmico de velocidad

Este transductor presenta las siguientes ventajas:

- Mide directamente la velocidad, que es proporcional a la severidad de la vibración.
- El sensor es auto energizado, es decir, produce su propia señal eléctrica, lo que permite enviar la señal a lo largo de grandes distancias por cable.
- La señal de salida es proporcional a la vibración y tienen una relación de señal muy buena respecto al ruido eléctrico de su rango de frecuencia de uso. Esto hace que no sea necesario acondicionarla.

Las desventajas que presenta el transductor sísmico son las siguientes:

- Las dimensiones del transductor son relativamente grandes. El rango de frecuencias de proporcionalidad lineal es de: 10-1.000 Hz.
- La salida del transductor depende de la temperatura. A elevadas temperaturas, la salida se reduce al debilitarse el campo magnético. Pero se han desarrollado transductores específicos para altas temperaturas.
- La orientación de la medida, vertical u horizontal del transductor puede alterar la señal de salida del orden de un 5-10%.
- La calibración puede perderse por el desgaste y los cambios de temperatura.
- Se puede afectar la medición de cuerpos pequeños por la masa del sensor.
- Como funciona como antena receptora de campos magnéticos hay que tener cuidado para que no capte señales externas.

Los sensores de velocidad son de contacto directo a la pieza para medir las vibraciones, esto puede representar una limitante en cuanto al acceso. Como solución a este problema existen los vibrometros láser, que pueden medir la vibración no solo sin tener contacto, sino que pueden estar a metros, e incluso se pueden usar espejos para dirigir la dirección del láser. El principio físico de este tipo de sensores es el efecto Doppler.

Sensores de aceleración

Los sensores de aceleración, o simplemente acelerómetro piezoeléctrico, como su nombre lo indica, utilizan como principio físico un material piezoeléctrico que genera una diferencia de potencial a través de su deformación. La tensión de salida es proporcional a la fuerza que se le impone al material para deformarlo, por lo tanto, hay una relación directa con la masa y la aceleración del sensor, Segunda Ley de Newton. (*Ver ecuación 5, capítulo 2*)

Si se desea aceleración no se requiere acondicionamiento de señal, no obstante, integrando la señal de salida de este tipo de sensores se obtienen velocidad y desplazamiento.



Figura 7: Acelerómetro piezoeléctrico

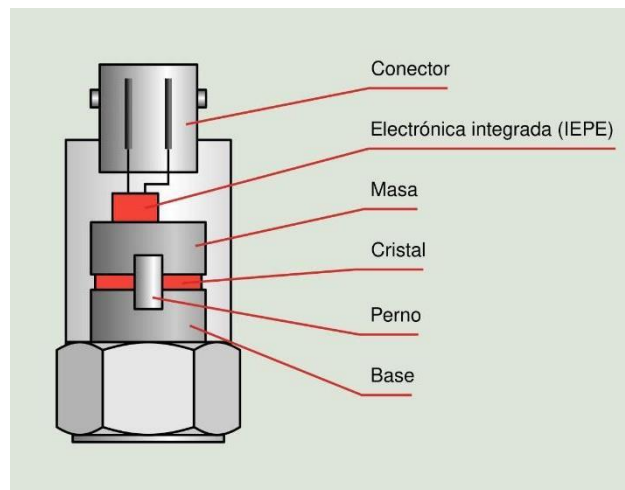


Figura 8: Componentes de un transductor piezoeléctrico

Algunas ventajas de este transductor son:

- La mayoría de los sensores tiene un amplio rango de frecuencia, normalmente entre 2 Hz y 15.000 Hz.
- Se instalan fácilmente con adhesivos o atornillados. También se puede disponer de bases magnéticas para montajes temporales.

Las desventajas del acelerómetro son:

- Cuando se usa en modo manual de fijación a la máquina para medir altas frecuencias, la respuesta de señal es muy pobre por encima de 1.200 Hz.
- Necesitan una fuente de alimentación externa, ya que generan su propia señal, pero tienen una impedancia muy alta, así que hay que amplificarla.

Otras características de estos tipos de sensores es que operan por debajo de su frecuencia natural, ósea que hay efectos de resonancia propios del sensor. De todos modos, tiene una frecuencia natural muy alta por tener una rigidez muy grande y una masa muy pequeña. Ver *ecuación 11, capítulo 2*. La respuesta de los mismos es lineal hasta aproximadamente un tercio del valor de la frecuencia natural.

La sensibilidad está relacionada con su masa, a mayor masa mayor sensibilidad, pero menor frecuencia natural propia del mismo, por lo tanto, menor ancho de banda.

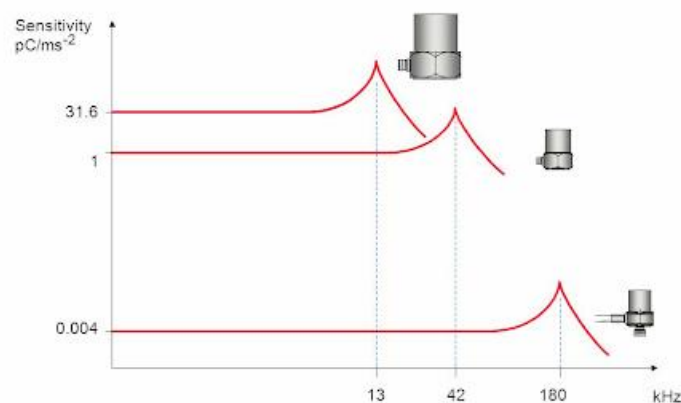


Figura 9: Rangos de sensibilidad y frecuencia de sensores de distinta masa

Estos sensores comercialmente vienen en dos configuraciones, cada una con sus ventajas y desventajas, los acelerómetros IEPE y los de carga.

Acelerómetros IEPE

Acelerómetros de circuito electrónico integrado, IEPE por sus siglas del inglés Integrated Electronics Piezo Electric.

Este acelerómetro amplifica la carga de la señal antes de salir del sensor, lo que logra mayor estabilidad, ante ruidos, de la señal. Esto implica el uso de una fuente de alimentación constante.

No necesitan interfaces o amplificaciones, la señal va directa al osciloscopio.

Funciona a altas temperaturas, en un rango de 125 a 185 °C.

Son más caros y menos robustos, lo que los hace más sensibles a los golpes, que los acelerómetros de carga.

Acclerómetros de carga

La carga es proporcional a la fuerza, se necesita un amplificador externo.

Tienen alta impedancia, requieren cables de bajo ruido e incluso que los cables no se muevan, para no perder la señal.

Son utilizables en altas temperaturas, rangos mayores a 185 °C. Esta es su mayor ventaja respecto a los acelerómetros IEPE.

La ganancia se controla desde el amplificador de carga.

Son sensibles a la suciedad de los conectores, ya que transmiten carga no tensión.

Son más costosos que los IEPE por los requisitos de instrumentación adicional.

Verificación de acelerómetros

Antes de su instalación en el punto de medición se hace una verificación por comparación con un patrón de referencia, se comparan dos acelerómetros y se verifica su respuesta en frecuencia. La función de coherencia y la función de transferencia.

La función de respuesta en frecuencia o función de transferencia se evalúan los resultados obtenidos tanto en amplitud como en fase. Y la función de coherencia es una medida de la linealidad entre la señal de dos acelerómetros, si es igual a uno la relación es lineal, si es menor que uno la relación es no lineal y está afectada por un ruido.

Fijación de sensores

El sensor debe instalarse lo más rígido posible para transmitir la máxima energía disponible. El montaje directo del acelerómetro sobre la superficie plana y lisa produce la frecuencia de resonancia más alta, lo que permite un rango de frecuencia utilizable más amplio.

El agregado de cualquier masa al acelerómetro, como adhesivo o una base magnética, reduce la frecuencia de resonancia del sistema de detección y puede afectar la precisión y el ancho de banda utilizable.

Tipos de fijación

La superficie de montaje debe ser plana, lisa y con el mayor acabado superficial posible. Libre de rebabas o partículas que interfieren en el contacto. Para lograr mayor precisión se coloca una capa de grasa o silicona, con esto se logra mayor estabilidad a altas frecuencias.

El sensor debe montarse con espárragos siempre que sea posible.

La fijación por perno proporciona la mayor transmisibilidad de energía, coincide con la configuración de calibración de fábrica. La segunda respuesta más segura es con sujeción por tornillo. Si no es práctico usar las configuraciones anteriores se utiliza adhesivo, que en ventaja brinda aislación eléctrica, y hay gran variedad de estos para distintos rangos de temperatura. Por último, en cuanto a disminución de rangos de frecuencia están las sujeciones magnéticas, que tienen particular utilidad en superficies curvas.

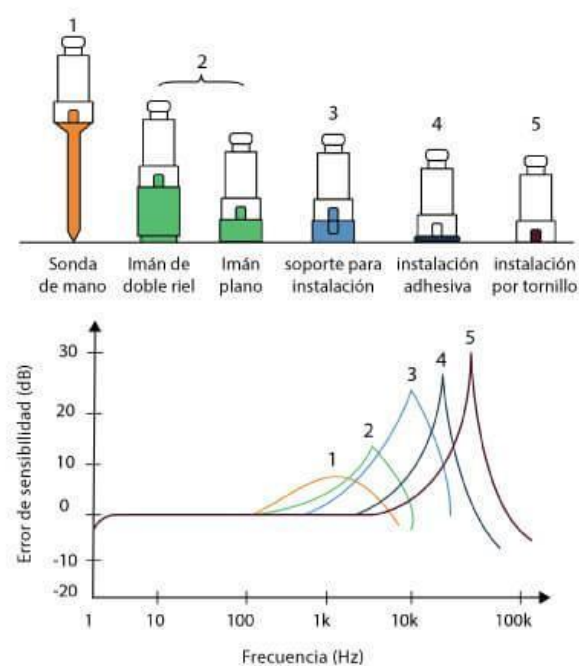


Figura 10: Distintos tipos de fijación de sensores

Selección de sensores

El mayor criterio de selección de estos es el rango de frecuencias a utilizar. La señal se debe atenuar lo menos posible. En el caso de los sensores electrodinámicos de velocidad el rango de frecuencia depende de su frecuencia natural. En el caso de los sensores de desplazamiento sin contacto hay que tener en cuenta el slow roll.

En resumen, para altas frecuencias conviene el uso de acelerómetros, para frecuencias medias el de velocímetros y para bajas frecuencias los sensores de desplazamiento. Para convertir las señales se hacen derivadas o integrales de las mismas.

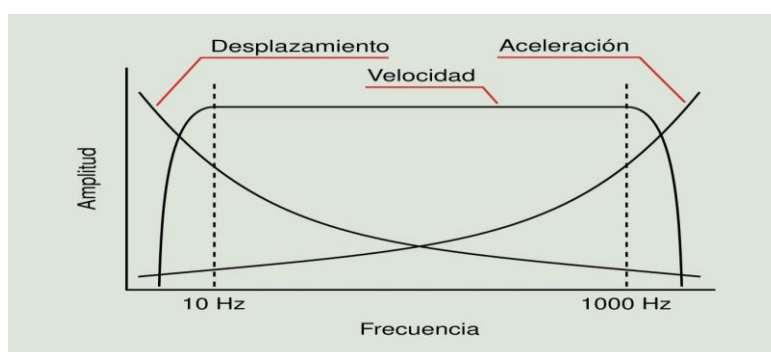


Figura 11: Anchos de banda de los distintos sensores

Otros conceptos a tener en cuenta en la selección de los sensores son la sensibilidad y el rango dinámico de estos. La sensibilidad, como se explicó anteriormente, es la relación entre la tensión de salida y la vibración medida. A mayor sensibilidad mayor relación señal-ruido.

El rango dinámico es la relación entre la mayor amplitud y la menor que el sensor puede medir, el mayor rango lo tiene el acelerómetro, seguido del velocímetro y por último el sensor de desplazamiento.

Mediciones en las bombas de la CNA II

En este trabajo se analizarán las mediciones realizadas por la División de Ensayos de componentes Estructurales (EECE) perteneciente al departamento de Ensayos No Destructivos y Estructurales (ENDE), de la CNEA. Fueron realizadas en el 20/07/2021 a tres niveles distintos de la cota del Río Paraná, la cota de referencia a 0.6 m, a 0,5 m y a 0.35 m.

Los sensores usados en las mediciones de las tres bombas de la toma de agua del río de la CNAII, identificadas como PAC-1020/30-AP001, fueron:

- Tres acelerómetros piezoeléctricos de la marca “Brüel & Kjaer”, modelo 8344, ubicados sobre las bridas de empaquetaduras de las bombas, con dirección de medición radial. Uno por bomba.
- Tres acelerómetros piezoeléctricos triaxiales, aunque solo se usó la medición en el eje Z, de la marca “Brüel & Kjaer”, modelo 4535-B-003, ubicados en los caños de impulsión de las bombas, para medir en dirección radial.

Por las condiciones de trabajo, los seis sensores fueron fijados mediante bases magnéticas y no fue posible hacer una verificación de los mismos, si se verificó la correcta conexión de equipos y el funcionamiento repitiendo las condiciones de referencia.

Acelerómetro Brüel & Kjaer. Modelo 8344

Estos sensores están diseñados y optimizados para mediciones de baja frecuencia y bajo nivel. Cuentan con preamplificadores integrados de bajo ruido, que hace que sea necesario un suministro de corriente constante, y con una hoja de datos electrónicos del transductor, TEDS por sus siglas en inglés. El diseño presenta una alta sensibilidad a altas frecuencias y alto aislamiento de deformaciones por temperatura. La carcasa está fabricada de acero inoxidable y cuenta con una rosca M5.

Algunas características se resumen en la *Tabla 1*.

Acelerómetros Brüel & Kjaer. Modelo 8344-B	
Aplicación	general
Temperatura [°C]	-60 a 125
Peso [gr]	176
Rango de Frecuencia [Hz]	0,2 a 3000 (amplitud +/- 10%); 0,5 a 1000 (fase +/- 5°)
Sensibilidad [(mV)/(m/s ²)]	250
Frecuencia de resonancia montado [kHz]	>10

Tabla 1: Características del sensor modelo 8344



Figura 12: Acelerómetro Brüel & Kjaer, modelo 8344

Acelerómetro Brüel & Kjaer. Modelo 4535-B

Es un sensor triaxial, es decir, puede medir aceleración en las tres dimensiones del espacio, sin necesidad de usar todas las direcciones de medición al mismo tiempo. Su rango de frecuencia es de 0.3 a 10 kHz.

Su carcasa está hecha de titanio para reducir el peso y aumentar su resistencia a los impactos. Tiene baja impedancia de salida lo que permite el uso de cables económicos y tiene compatibilidad con una amplia gama de equipos de acondicionamiento de señal. Tiene un conector estándar industrial, que está sellado herméticamente para alargar su vida útil. Cuenta con TEDS, y montaje de perno, rosca M3, que facilita la configuración de prueba. Algunas características se resumen en la *Tabla 2*.

Acelerómetros Brüel & Kjaer. Modelo 4535-B	
Aplicación	general
Temperatura [°C]	-60 a 125
Peso [gr]	6
Rango de Frecuencia [Hz]	X: 0,3 a 10 k; Y:0,3 a 10 k; Z=0,3 a 12,8 k
Sensibilidad [(mV)/(m/s ²)]	1
Aceleración mínima [mm/s ²]	9

Tabla 2: Características del sensor modelo 4535-B



130050

Figura 13: Acelerómetros Brüel & Kjaer, modelo 4535-B

CAPÍTULO 4:

*Cavitación, ¿qué es? ¿cómo surge? ¿cómo identificarla?
¿Cuáles son las bombas en análisis y por qué?*

Cavitación

La cavitación ocurre en un sistema líquido cuando la presión cae lo suficientemente baja en alguna región del flujo como para que se formen burbujas de vapor. Es un fenómeno ha sido investigado desde su conocimiento a partir de los años 1870 por los efectos negativos que conlleva sobre el rendimiento de las máquinas, el ruido que desprende y, en especial, por el daño que produce en las superficies cercanas.

Análisis macroscópico del punto de vista Mecánica de Fluidos

En términos generales cuando, en el seno de un fluido, la presión estática local cae por debajo de la presión de vapor del líquido se forma una cavidad de vapor, de aquí el nombre de cavitación.

La cavitación puede evitarse si la presión de cualquier punto de la máquina se mantiene sobre la presión de vapor del líquido en cuestión. A velocidad constante, esto requiere que una presión positiva, mayor que la presión de vapor del líquido, se mantenga en la entrada de la bomba, en la succión.

La carga neta de succión positiva (NPSH, por sus siglas en inglés), se define como la diferencia entre la presión de estancamiento absoluta en el flujo en la succión de la bomba y la presión de vapor del líquido, expresada como carga del líquido circulante.

La carga neta de succión positiva requerida (NPSHR) por una bomba específica para suprimir cavitación, varía con el líquido bombeado y la temperatura de este, así como la condición de la bomba en cuanto a las características geométricas, si estas están afectadas por la erosión. NPSHR se puede medir.

La carga neta de succión positiva disponible (NPSHD) debe ser mayor que NPSHR para eliminar cavitación. Esta está definida por la instalación, en el caso de las bombas en estudio la máxima posible es de 15.5 m en altura de columna de agua.

Las condiciones nominales de trabajo de la bomba son:

$$Q = 13300 \text{ kg/s}$$

$$H = 3 \text{ bar (30.6 m)}$$

$$T = 20^\circ\text{C}$$

Este punto de diseño es considerado con las tres bombas funcionando en paralelo, enviando en conjunto un caudal de 39900 kg/s, con un nivel de río normal, esto es, con una cota de 1.94 m. Ver Figura 1.

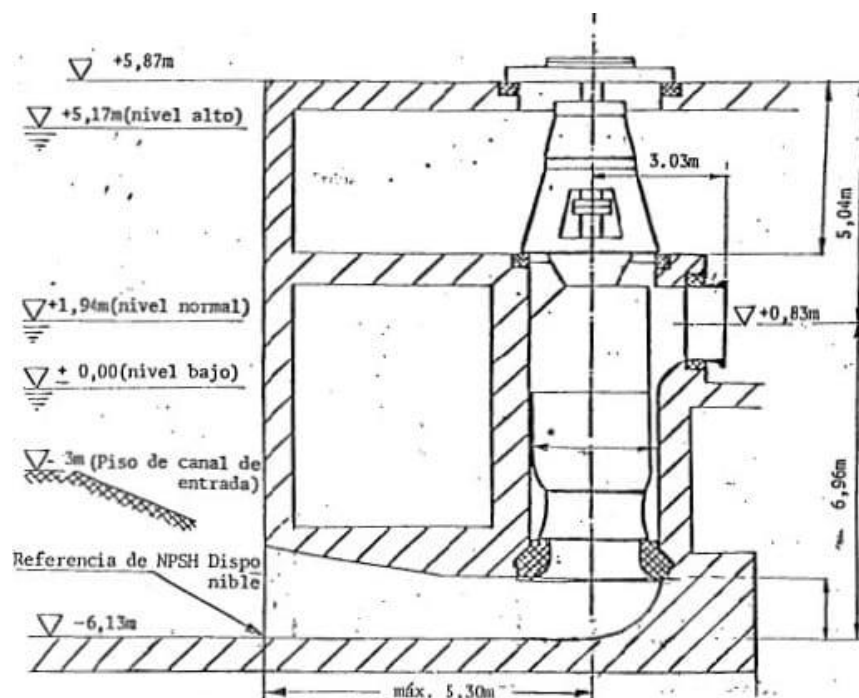


Figura 1: Plano de instalación de una bomba en la toma de agua del río de la CNAII

Las condiciones de operación de las bombas se sitúan en el punto 1 de las curvas características de las mismas (Ver Figura 2), con un caudal de 13300 kg/s, una altura un poco menor a la nominal de 30.6 m, con los alabes a un ángulo de 19° y un NPSHR de 10.6 m. Estas condiciones están establecidas como las más eficientes basados en un estudio en un banco de pruebas de un modelo a escala de las turbomáquinas en estudio.

Como el nivel de agua del río está por debajo del nominal y se busca suministrar el mismo caudal constante a los condensadores, se puede llevar a la bomba a los puntos de operación 2, 3 y 4, en donde, en este último caso, el NPSHR aumenta hasta el valor límite de 15 m. Esto es aumentar la altura de impulsión de las bombas para poder mantener el caudal, y se logra aumentando el ángulo de los álabes. Ver *Tabla 1*.

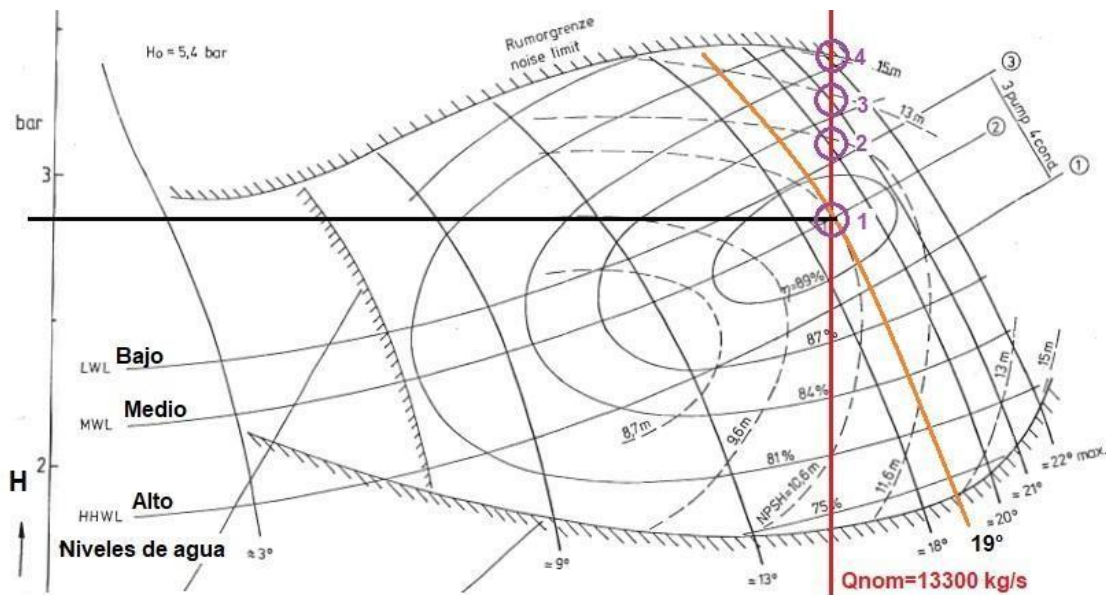


Figura 2: Curvas características de las bombas de la toma de agua del río de la CNAII

Q=13300 kg/s	Ángulo del álabes [°]	NPSHR [m]	Rendimiento %
1	19	10,6	90
2	20	11,6	87
3	21	13	85
4	22	15	82

Tabla 1: Puntos de operación de las bombas de toma de agua del río de la CNAII

Características de la cavitación

Inicio de la cavitación

Para analizar las variables que intervienen en el fenómeno de la cavitación Brennen¹ define el número de cavitación σ (Ver ecuación 1), el cual proporciona información sobre qué tan cerca está la presión en el flujo de líquido a la presión de vapor.

$$\sigma = \frac{p_{\infty} - p_V(T_{\infty})}{\frac{1}{2} \rho_L U_{\infty}^2} \quad (1)$$

Donde U_{∞}, p_{∞} y T_{∞} hacen referencia a la velocidad, presión y temperatura fluido inalterado por la sección de mínima presión, p_V hace referencia a la presión de vapor del líquido a la temperatura de trabajo y ρ_L es la densidad del líquido. En todo el evento la temperatura se mantiene prácticamente constante.

El número de cavitación es un número pequeño, y el primer valor donde se produce la cavitación se denomina número de cavitación incipiente σ_i , tal que valores por debajo de este provocan aumento de número y tamaño de burbujas de vapor.

El valor de la presión más baja de un líquido antes de evaporarse, viene dado por el coeficiente de presión mínimo del líquido en cuestión. Es un valor empírico y negativo que depende de las características del fluido y de las condiciones de contorno de este. El inicio de la cavitación se da cuando:

$$\sigma_i = -C_{pmin} \quad (2)$$

Pero hay muchos factores que desvían esta igualdad y es importante tenerlos en cuenta para los cálculos, algunos de estos son:

- La capacidad del líquido para mantener la tensión en la superficie de las burbujas, de modo a que estas no crecen hasta tamaños observables y la presión no cae por

¹ Brennen, C. E. (1995). Profesor emérito de ingeniería mecánica, Instituto de Ingeniería de California, EEUU.

debajo de la presión de vapor. La magnitud de esta tensión es función de la densidad del líquido, los contaminantes y el tamaño y propiedades de las burbujas microscópicas (núcleos de cavitación).

- El tiempo necesario para que los núcleos de cavitación crezcan hasta un tamaño observable.
- Las mediciones y cálculos realizados para el coeficiente mínimo de presión son valores promediados en el tiempo. Los flujos en la práctica son de régimen turbulento, y los núcleos en el seno de un fluido turbulento pueden experimentar presiones por debajo de la presión de vapor, por más que la presión media sea mayor que está. Además, los experimentos son realizados a escala reducida, y es fundamental saber cómo ampliar este tipo de efectos que se dan en la práctica.

Analizando la estabilidad de las burbujas de vapor que se forman en la zona de baja presión del fluido, conviene analizar las presiones dentro y fuera de la burbuja.

La presión local que rodea la burbuja p_∞ debe ser menor que la presión de vapor del líquido p_V para que se produzca un crecimiento explosivo de la burbuja de vapor. Como p_V es función, entre otras variables, del tamaño de la burbuja R (radio de la burbuja), hay un tamaño crítico de los núcleos para el cual superando este el valor se volvería inestable, crecerá explosivamente. Mientras que los núcleos cuyos tamaños sean menores a este tamaño crítico reaccionan de forma pasiva. Aunque la respuesta de las burbujas es dinámica y p_∞ cambia continuamente se ha demostrado que los tamaños críticos de los núcleos vienen dados aproximadamente por:

$$R \approx \frac{4S}{p_V - p_\infty} \quad (3)$$

Donde S es la tensión superficial del líquido, y $p_V - p_\infty$ es una medida representativa de la tensión superficial en la región de baja presión.

Se puede deducir de la *ecuación 3* que mientras menor sea el valor de p_∞ , menor será el tamaño crítico y mayor el número de núcleos que se activan. Esto explica el aumento de número de burbujas en un flujo en condición de cavitación a medida que se reduce la presión.

Otras de las características importantes demostradas en Brennen, C. E. (1995) es que sea cual sea el tamaño inicial de la burbuja, todos los núcleos activados crecen

aproximadamente al mismo tamaño máximo, porque la tasa de crecimiento es asintótica y el tiempo de crecimiento es independiente del tamaño del núcleo original.

Colapso de la burbuja y fenómeno de cavitación

El colapso de las burbujas, en ausencia de efectos térmicos, puede conducir a velocidades de interfase y presiones localizadas muy altas, que pueden dañar las superficies cercanas. Los estudios desarrollados sobre el colapso parten del supuesto que la burbuja es esférica, aunque en la realidad no sea así.

Suponiendo que las burbujas parten de una presión parcial inicial del gas en el núcleo de aproximadamente 1 bar cuando nuclean en un tamaño R_0 de aproximadamente 10^{-4} mm ; estas terminan con una presión aproximada de 10^{-6} bar en su tamaño final R_m , que es del orden de 100 veces R_0 . Al haber cambio de volumen, hay cambio de presión, y también de temperatura, la cual aumenta aproximadamente 4 órdenes de magnitud. Todos estos efectos se mitigan con la difusión del gas en el líquido y la compresibilidad del mismo. Este cálculo supuesto es ilustrativo y sirve para entender el potencial de generación de altas presiones y temperaturas durante el colapso y la potencial generación de ondas de choque y ruido.

Rayleigh² y Plesset³ desarrollaron ecuaciones diferenciales para describir el crecimiento de la burbuja de cavitación. El desarrollo de estas ecuaciones complejas se hace bajo muchos supuestos que abstraen de la realidad física del fenómeno, pero necesarios para poder modelar matemáticamente. Plesset junto con otros científicos renombrados encontraron soluciones numéricas de flujo compresible para estas ecuaciones diferenciales partiendo de la base de que siempre que haya un gas no condensable en la burbuja para desacelerar el colapso. La importancia principal de la compresibilidad del líquido no es el efecto en la dinámica de la burbuja, sino en la formación de ondas de choque durante el rebote que sigue al colapso.

² John William Strutt, tercer barón de Rayleigh, físico y catedrático universitario británico galardonado con el Premio Nobel de Física en 1904.

³ Milton Spinoza Plesset, físico estadounidense que trabajó en el campo de la mecánica de fluidos y la energía nuclear, profesor de ingeniería en el California Institute of Technology.

Distorsión de la forma durante el colapso

Como cualquier interfaz acelerada liquido-gas, la superficie de la burbuja es susceptible a la inestabilidad de Rayleigh-Taylor⁴, y es potencialmente inestable cuando la dirección de la aceleración es del gas menos denso al más denso, en este caso líquido, esta inestabilidad está un poco mitigada por la forma esférica de las burbujas.

La burbuja es más inestable a perturbaciones no esféricas cuando experimenta los valores más grandes de aumento de tamaño en función del tiempo, que durante el ciclo de crecimiento y colapso este periodo de mayor inestabilidad se da en la fase inicial, que puede causar un leve endurecimiento de la superficie de la burbuja.

Interpretaciones actuales del daño por cavitación

Cuando se reingresa a la zona de alta presión las burbujas vuelven a condensar.

El efecto más dañino y, por ende, más importante es la fase de rebote final. Cuando la burbuja está llegando a su tamaño final, el incremento de su volumen lleva el ritmo más bajo, al llegar el momento del colapso su tamaño se reduce bruscamente, generando una implosión.

Esta inestabilidad tiene varias consecuencias diferentes. Cuando el entorno de la burbuja es fuertemente asimétrico, por ejemplo, cerca de una superficie, la perturbación que se desarrolla es un micro chorro, en inglés “micro jet”, reentrante en la burbuja. La superficie de la burbuja más alejada de la pared se acelera hacia adentro más rápidamente que el lado cercano a la pared y esto da como resultado un micro jet de alta velocidad, aproximadamente 130 m/s, que penetra la burbuja y que impacta con la superficie y puede generar desprendimiento de material de la misma. La *Figura 3* ilustra el proceso de formación del micro jet.

⁴ Geoffrey Ingram Taylor, físico y matemático británico, figura clave en mecánica de fluidos y teoría ondulatoria.

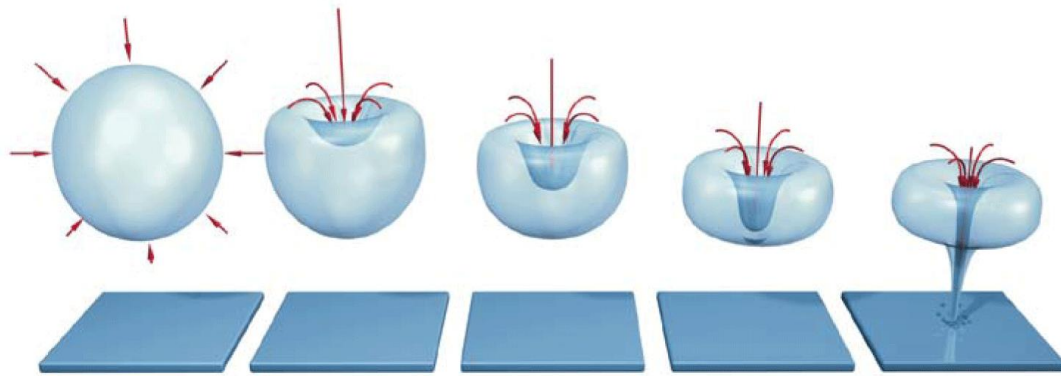


Figura 3: Procedimiento de formación de un Micro Jet

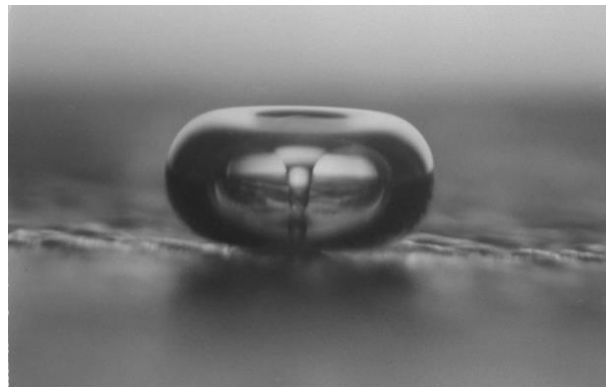


Figura 4: Fotografía de un Micro Jet real. Brennen, C. E. (1995)

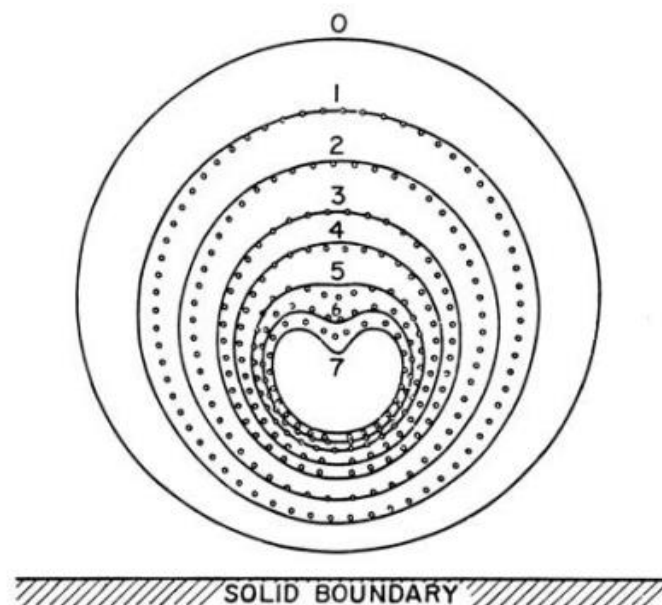


Figura 5: Comparación de la forma teórica (líneas continuas) y experimental (líneas punteadas) de la deformación de una burbuja de cavitación. Brennen, C. E. (1995)

Otros posibles contornos asimétricos es una nube de burbujas, en donde el borde exterior de burbujas tenderá a desarrollar micro jets dirigidos hacia el centro de la nube.

Cuando no hay una asimetría fuerte, el análisis de la inestabilidad de Rayleigh-Taylor muestra que el modo más inestable de distorsión puede ser un modo de orden más alto. Justo después del tamaño máximo, la burbuja aparece como una nube de muchas burbujas pequeñas.

Daño por cavitación

De los problemas de ingeniería que conlleva la cavitación, el de particular interés en este trabajo es el daño que esta produce en las superficies cercanas, para el caso de estudio los álabes de las bombas de toma de agua del río de la CNAII.

Es un problema que involucra fenómenos de flujo inestable combinados con la reacción de materiales sólidos. El colapso de la burbuja de cavitación es un proceso violento que genera ondas de choque altamente localizadas y de gran amplitud y micro jets. Estas perturbaciones generan tensiones superficiales transitorias y altamente localizadas.

Si los materiales de las superficies expuestas son blandos se generan picaduras individuales, fáciles de observar. Pero con materiales más duros utilizados en la mayoría de las aplicaciones, la repetición de la carga debido al alto número de colapsos provoca una falla local por fatiga superficial y el posterior desprendimiento de partes de material. Por lo tanto, el daño por cavitación a los metales generalmente tiene la apariencia cristalina de falla por fatiga.

Las burbujas que crecen y colapsan en un flujo están sujetas a deformaciones que pueden alterar la dinámica del colapso, modificar o eliminar los micro jets, y alterar el ruido y la propagación de las ondas de choque.

Las observaciones de flujos reales muestran que las burbujas de cavitación son distorsionadas por los gradientes de presión del flujo en las que se generan.

Otro factor a tener en cuenta es el tamaño relativo de las burbujas en función de la capa límite viscosa. Para altos números de Reynolds, que son los típicos de la mayoría de los flujos en los que la cavitación es un problema, la capa límite suele ser mucho más delgada

que la dimensión típica de la burbuja. En todos los casos la forma de la burbuja durante la fase inicial de crecimiento es de casquete esférico, la burbuja se separa de la superficie por la fina capa de líquido del mismo orden de magnitud que la capa límite, luego la geometría de la burbuja va a depender de la forma de la cabeza y del número de Reynolds. En algunos casos la burbuja entra en la zona del gradiente de presión adverso la superficie frontal superior de la burbuja presiona hacia adentro dándole a esta una apariencia de cuña.

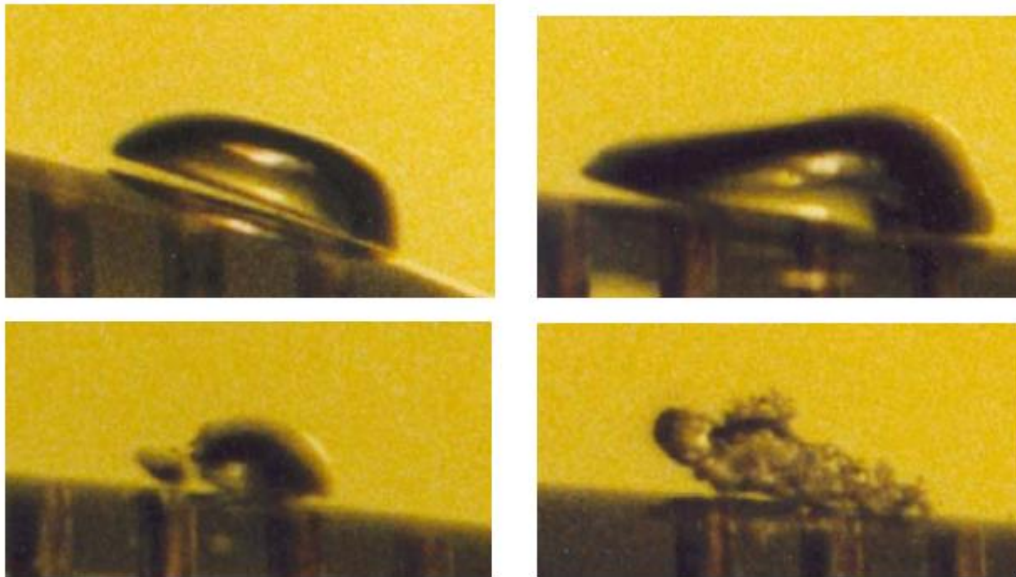


Figura 6: Serie de fotografías que ilustran el crecimiento, deformación y colapso de una burbuja en forma de cuña. Brennen, C. E. (1995)

Así, el colapso se inicia en la parte superior frontal exterior de la burbuja, y esto lleva a que la burbuja se separe en dos burbujas, una adelante y una atrás. Al mismo tiempo la burbuja va adquiriendo una amplitud significativa de vorticidad a través de su interacción con la capa límite durante la fase de crecimiento. En consecuencia, a medida que avanza el colapso, la vorticidad se concentra y la burbuja evoluciona en un (posiblemente dos o más) vórtices de cavitación cortos con ejes en sentido transversal al movimiento. Estas burbujas de vórtice colapsan y parecen rebotar como una nube de burbujas mucho más pequeñas.

Esto da lugar a fenómenos adicionales. En algunos casos, la capa de líquido se interrumpe debido a esta inestabilidad, creando una capa burbujeante de líquido que quedará detrás de la burbuja principal. En otros casos se desarrollan rayas de cavitación en las extremidades laterales en sentido transversal de la burbuja, y luego a medida que la burbuja principal avanza estas rayas se extienden por detrás y los extremos de las colas se

unen a la superficie sólida e inician una cavitación adjunta sobre toda la estela que permanecen un periodo de tiempo mayor al de la burbuja principal. Este “parche de cavitación” adherido, parece rebotar como una nube de burbujas más pequeñas. Y pueden tener un efecto importante sobre el ruido producido.

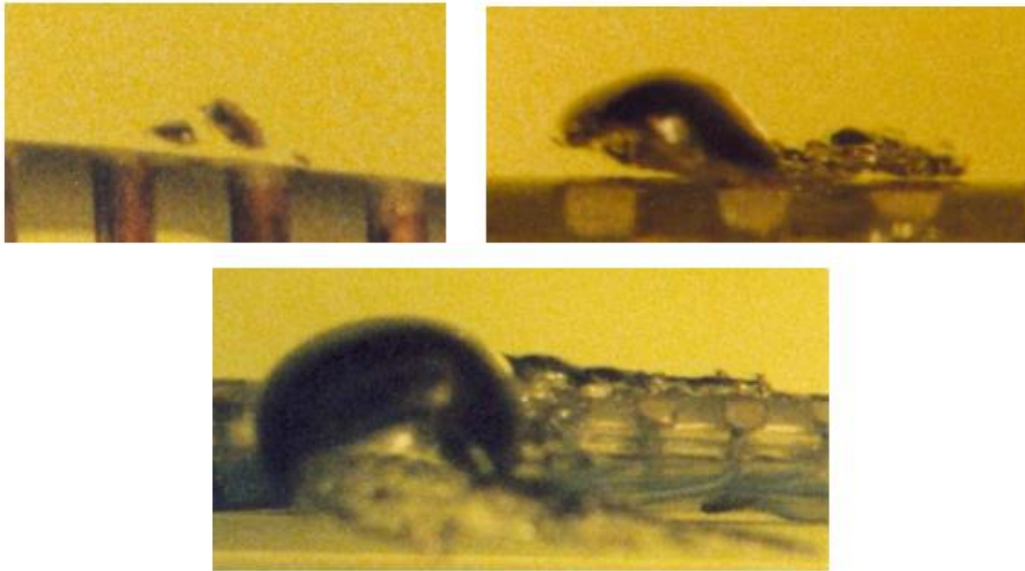


Figura 7: Serie de fotografías que ilustran el colapso de una burbuja y forman un parche de cavitación sobre la superficie del material. Brennen, C. E. (1995)

En resumen, las burbujas de cavitación se deforman sustancialmente y su dinámica y acústica se alteran por los campos de flujo en los que ocurren. Esto necesariamente cambia el ruido y el daño producido por esos eventos de cavitación.

El daño por cavitación se va a localizar en los bordes de ataque de los álabes y en los puntos de mayor distancia al centro, en donde la velocidad del flujo es mayor, y por ende la presión menor.

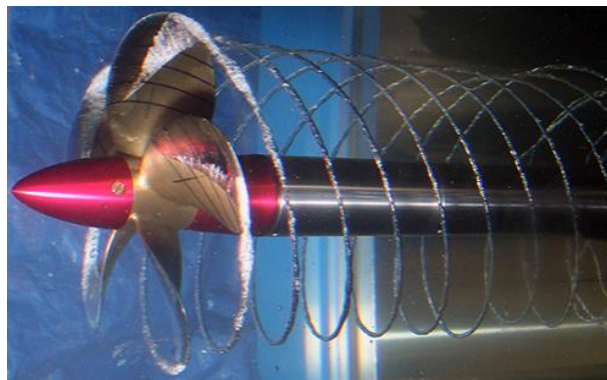


Figura 8: Cavitación en álabes de una turbina axial en un banco de ensayo. Shanghai Jiao Tong University



Figura 9: Daño por cavitación de un propulsor de una bomba axial

Ruido de cavitación

El colapso de las burbujas de cavitación da como resultado la producción de ruido que es consecuencia de las grandes presiones momentáneas, que se generan cuando el contenido de la burbuja está muy comprimido. El sonido particular que acompaña a la cavitación es una de las características evidentes del fenómeno, y a veces es práctico para detectar la cavitación en turbomáquinas, es más, muchos autores sugieren métodos empíricos para determinar el nivel de daño midiendo el ruido generado.

En la Figura 10, a modo ilustrativo, se muestra en la curva más baja un flujo turbulento no cavitante perteneciente a un número de cavitación $\sigma = 0.523$, y entre de 5 y 10 kHz muestra para dos números de cavitación distintos incrementos de los picos de energía, correspondientes a un flujo en cavitación.

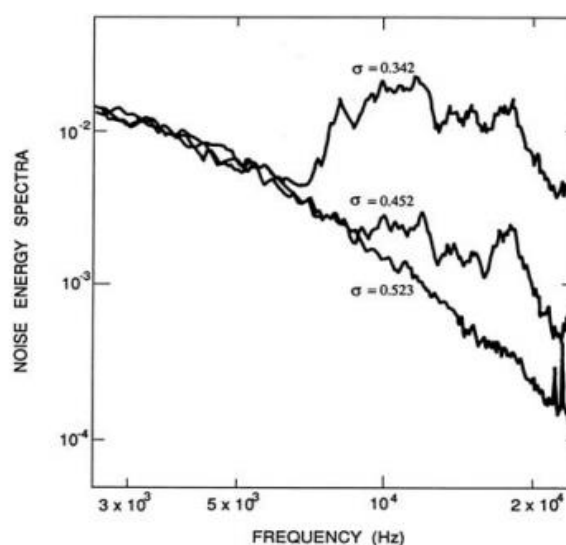


Figura 10: Espectros de vibraciones de flujos a distintos números de cavitación. $\sigma = 0.523$, flujo no cavitante. $\sigma = 0.452$ y $\sigma = 0.342$, flujo cavitante. Brennen, C. E. (1995)

La cavitación normalmente genera energía aleatoria de banda ancha de alta frecuencia, a partir de los 5-10 KHz, que a veces se superpone con los armónicos de frecuencia de paso del fluido por los álabes de la bomba.

Cada implosión de una burbuja tiende a generar vibraciones aleatorias de alta frecuencia. Este fenómeno suena como "grava" que pasa a través de la bomba. *Ver Figura 11.*

Las mediciones para detectar la cavitación generalmente no se toman en carcasas de cojinetes, sino en la tubería de succión o en la carcasa de la bomba.

La cavitación se reconoce mejor al observar la onda compleja o la variación de presión dinámica utilizando un osciloscopio y un transductor de presión. La forma de onda de presión no es sinusoidal y las amplitudes máximas aparecen como picos agudos. Entre estos picos hay picos de baja amplitud, suaves y redondeados.

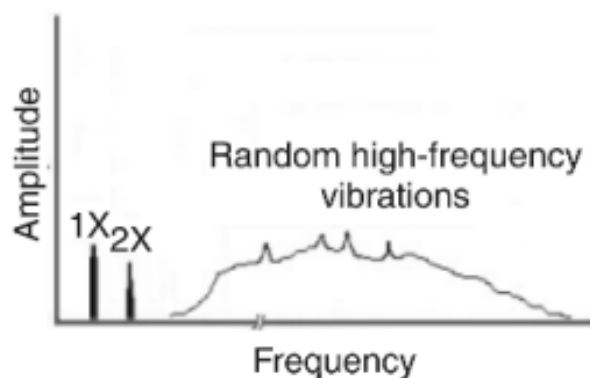


Figura 11: Espectro con cavitación observable en altas frecuencias. Scheffer, C. (2004)

La mayoría de los enfoques analíticos del ruido se basan en el conocimiento de la dinámica del colapso de una sola burbuja. Y en muchas investigaciones lo hacen con la Transformada de Fourier de la señal sonora y normalizando la frecuencia. En este trabajo se analizan espectros no normalizados.

La *Figura 12* muestra una señal acústica típica de cavitación individual, en donde se pueden observar dos picos. El primero y más energético aproximadamente a 450 μ s correspondiente al primer colapso de la burbuja y el segundo a 1100 μ s correspondiente al rebote del primer colapso, con algunas oscilaciones propias de la instalación en el medio.

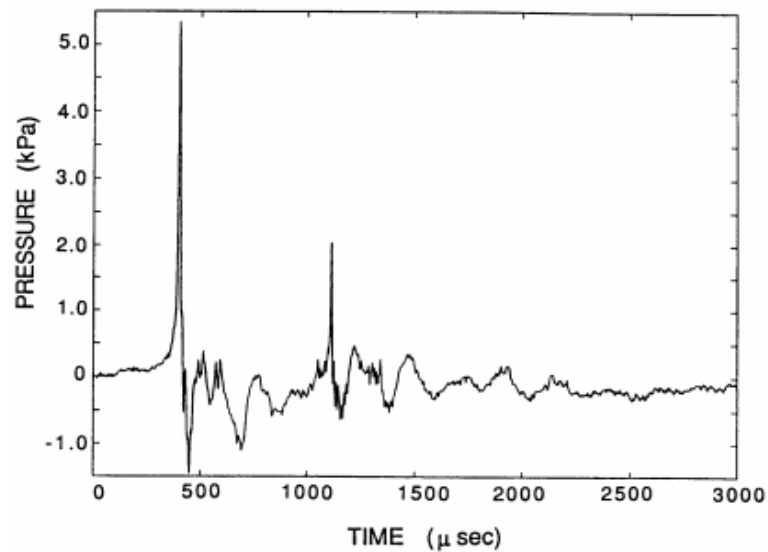


Figura 12: Espectro de presión de cavitación de una burbuja. Brennen, C. E. (1995)

Cavitación en bombas

Las bombas tienen rotores que pueden vibrar en respuesta a fuerzas de excitación. El desequilibrio mecánico e hidráulico son los dos principales orígenes de factores dinámicos de vibraciones de las bombas, mantener las vibraciones dentro de los límites aceptables evita fallas e ineficiencias.

Dentro de las posibles fallas de una bomba y orígenes de vibraciones se pueden clasificar en la siguiente tabla:

Rotodinámicas	Fluidodinámicas	Estructurales
Velocidades críticas laterales de la bomba	Inestabilidades hidráulicas	Resonancia de la carcasa de cojinetes
Velocidades críticas de torsión	Recirculación	Distorsiones de carcasa causadas por la tensión de la tubería
Rozamientos y desgaste de sellos	Pulsaciones de presión y resonancias acústicas	Resonancias del impulsor
Desbalances	Golpe de ariete	Resonancias mecánicas en tuberías laterales
Acoplamiento o desalineación de eje a eje	NPSH inadecuado	Resonancias de cimentos
Inestabilidades de eje	Problemas de distribución de flujo del sistema	Tornillos de sujeción flojos

Tabla 2: Consecuencias de vibraciones excesivas en bombas. Birajdar, R. y Keste, A. (2018)

El campo de estudio de este trabajo son las causas fluidodinámicas, en particular las inestabilidades hidráulicas, y dentro de ellas solo la cavitación. Que no es más que la interacción de un fluido con la estructura.

Vibraciones en bombas de turbinas verticales

Las bombas del circuito terciario, de la CNAII, son bombas de este tipo.

El funcionamiento correcto de la bomba de turbina vertical depende en gran medida de las condiciones de succión, el sistema de tuberías de descarga y las condiciones de funcionamiento del sistema.

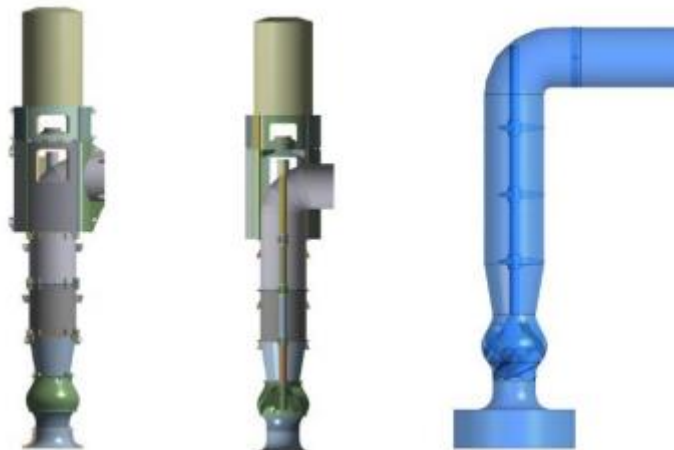


Figura 13: Render de bomba de turbina vertical. Birajdar, R. y Keste, A. (2018)

El sistema de bombeo de una bomba de turbina vertical se puede dividir en tres partes (Ver Figura 14):

Toma de la bomba

La admisión de la bomba describe la calidad del flujo de aproximación a la boca de la campana de la bomba. Un diseño adecuado de la campana de admisión evita fenómenos indeseables relacionados con el flujo como remolinos y vórtices.

Sistema de bombeo

Esta es la fuente de presión dinámica generada por la bomba, en donde se producen vórtices y estelas entre las puntas de las paletas del impulsor y las paletas estacionarias. Las

fluctuaciones producidas pueden causar vibraciones en el impulsor y propagarse por el eje de la bomba.

En este lugar, más precisamente en el flujo anterior al rodete de la bomba se puede producir el fenómeno de cavitación. Es la zona de menor presión.

Sistema de descarga

Formado por los componentes aguas debajo de la cámara del rodete de la bomba. Consta de la columna de la bomba, el eje, del cabezal de descarga y el motor. La salida del flujo resultante del sistema de bombeo puede actuar como una fuente de vibración.

La interacción fluido-estructura en el sistema de bombeo, analizando las mediciones de vibraciones hechas por la división de ENDE de CNEA, es el particular campo de estudio de este trabajo, y en particular generar herramientas para identificar el fenómeno de la cavitación si este llegase a ocurrir producto de la bajante de la cota del Río Paraná.

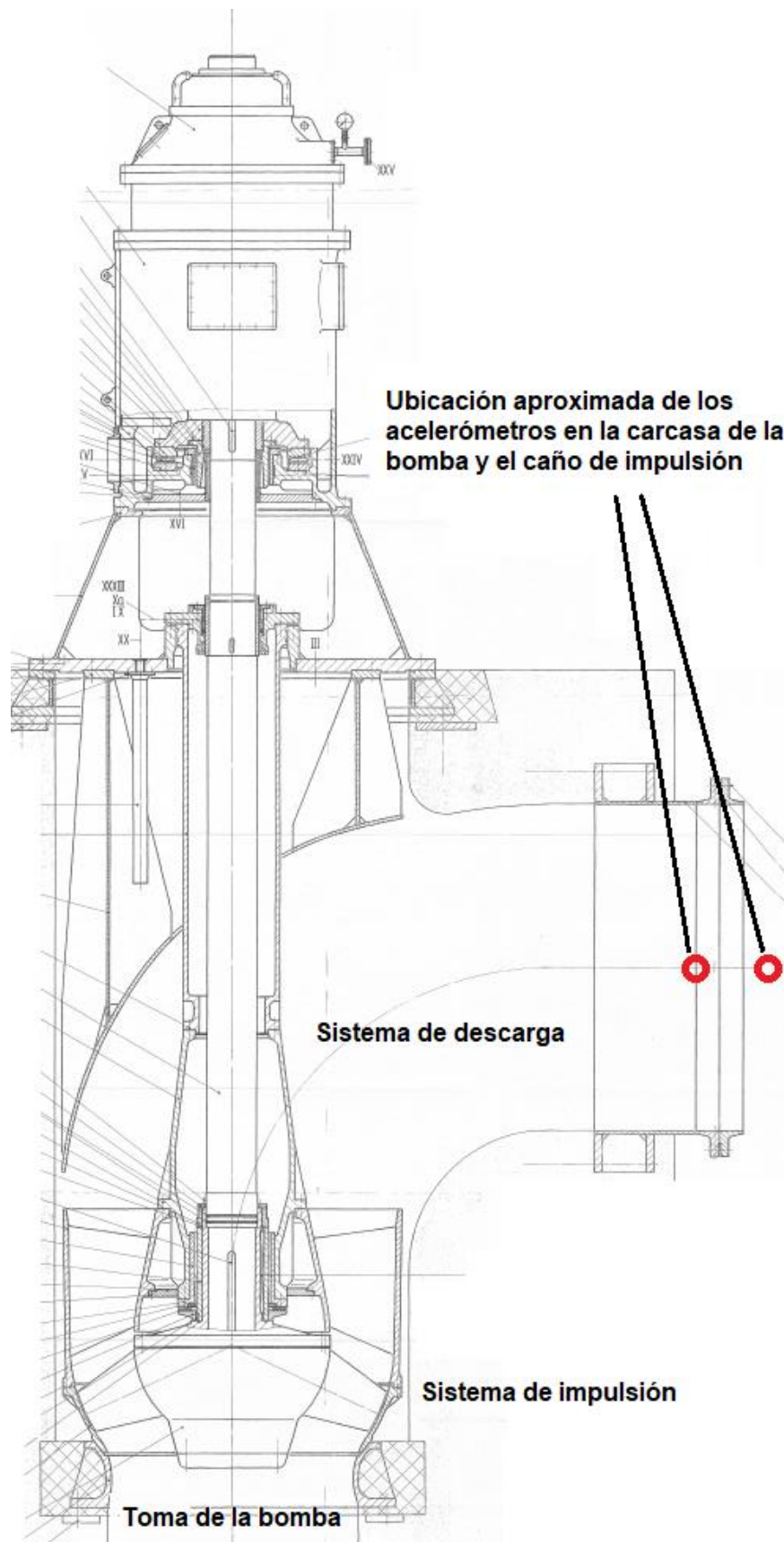


Figura 14: Vista en corte del modelo de bomba en estudio. Ubicación aproximada de los acelerómetros en la bomba y el caño de impulsión; y zonas de estudio de la misma

CAPÍTULO 5:

*Informe de División Estudio y Ensayo de Componentes Estructurales.
Análisis de mediciones realizadas en las bombas de CNAII.*

Mediciones

La División de Estudio y Ensayos de Componentes Estructurales, pertenecientes a CNEA, realizó mediciones de vibración en las tres bombas de refrigeración de agua de río identificadas como PAC-10/20/30-AP001 y sus correspondientes caños de impulsión para evaluar posibles fenómenos de cavitación a distintos niveles de agua del río.

Estas bombas pertenecen a la Central Nuclear Atucha II, y tienen como objetivo enviar agua del río al condensador de la turbina.

Las mediciones fueron realizadas el día 20 de julio de 2021 en las instalaciones de CNAII mediante acelerómetros piezoeléctricos, cuyo principio se describió en capítulos anteriores.

Durante la medición no fue posible realizar la verificación de los sensores, ya que los mismos se encontraban instalados en las bombas y cañerías, pero se verificaron las conexiones y el funcionamiento repitiendo las condiciones de ensayo del Registro de Verificación de los Sensores (05/07/21).

La ubicación de los sensores, como se puede ver en la *Figura 14 del capítulo 4*, fue dispuesta en las bridas de empaquetaduras de las bombas, uno en cada una de las bombas y uno en cada uno de los caños de impulsión.

Se realizaron registros temporales en las tres bombas en operación durante dos condiciones de nivel del río, a 0.5 m y a 0.35 m consecuentemente.

Resultados obtenidos

Los datos obtenidos se comparan con los resultados de la última medición de referencia, la misma fue realizada a una cota de 0.6 m sobre el nivel del río.

Bomba 10

Se observan incrementos de amplitud vibratoria entre 1000 Hz y 2500 Hz. En 1328 Hz se observa el pico más alto tanto en las mediciones de 0.5 como la de 0.35 m, y luego se observa un segundo pico en 1519 Hz, también en ambas mediciones, que no se manifiesta en las condiciones de referencia.

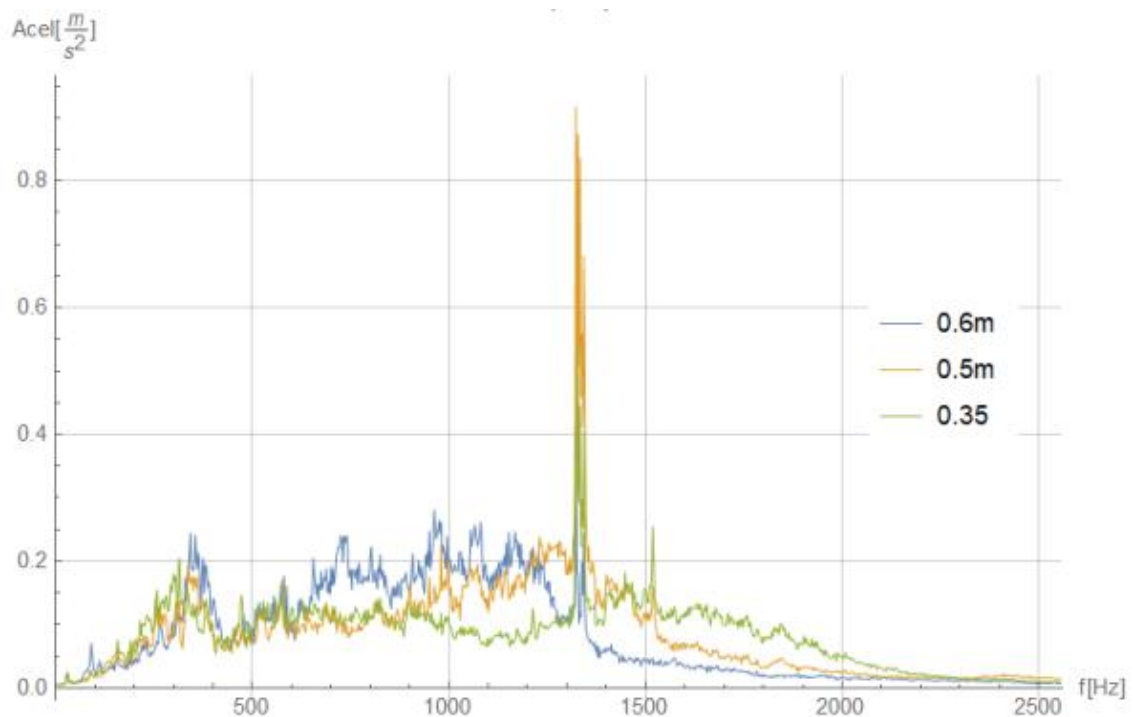


Figura 1: Espectros de la bomba B10 medidos a 0.6, 0.5 y 0.35 m respectivamente

Bomba 20

Se observa un incremento de amplitudes en la banda de 1000 Hz a 2500 Hz, aún mayor que el observado en la bomba 10. En la banda de 500 Hz a 1000 Hz existen múltiples picos de respuesta que se ven incrementados en magnitud, esto se debe a que los álabes de la bomba estuvieron fijos a 19° para realizar esta prueba.

Estos niveles de río tienen un nivel de componente aleatoria mayor, es decir, aparece una zona en el espectro de ancho de banda amplio y con una amplitud considerable respecto al resto de las componentes individuales. Estas señales tienen mucha aleatoriedad por la turbulencia del flujo y es natural del funcionamiento. Por otro lado, los niveles de bajada de río tienen cierta influencia en la turbulencia del flujo lo cual excita con amplitudes mayores las vibraciones sobre las máquinas. Dichas vibraciones aleatorias también se ven amplificadas cuando se colocan ciertos valores angulares de paso de álabe en B20.

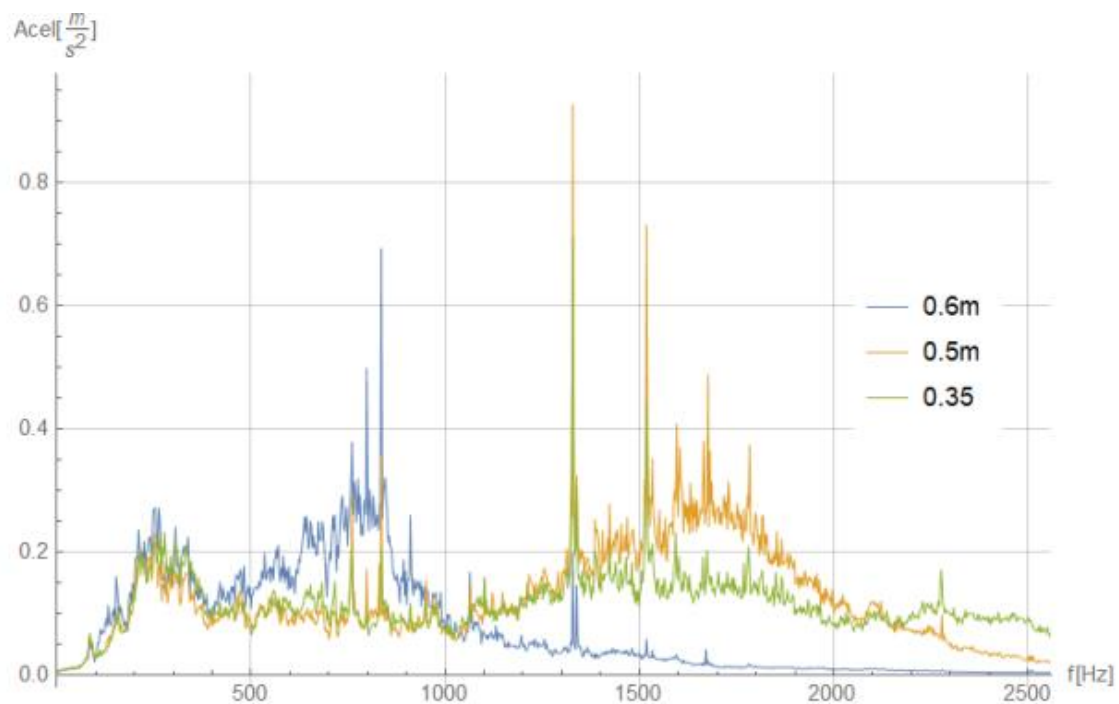


Figura 2: Espectros de la bomba B20 medidos a 0.6, 0.5 y 0.35 m respectivamente

Bomba 30

Las mediciones obtenidas en esta bomba no presentan diferencias con las medidas de referencia, salvo la amplificación del pico en 1328 Hz.

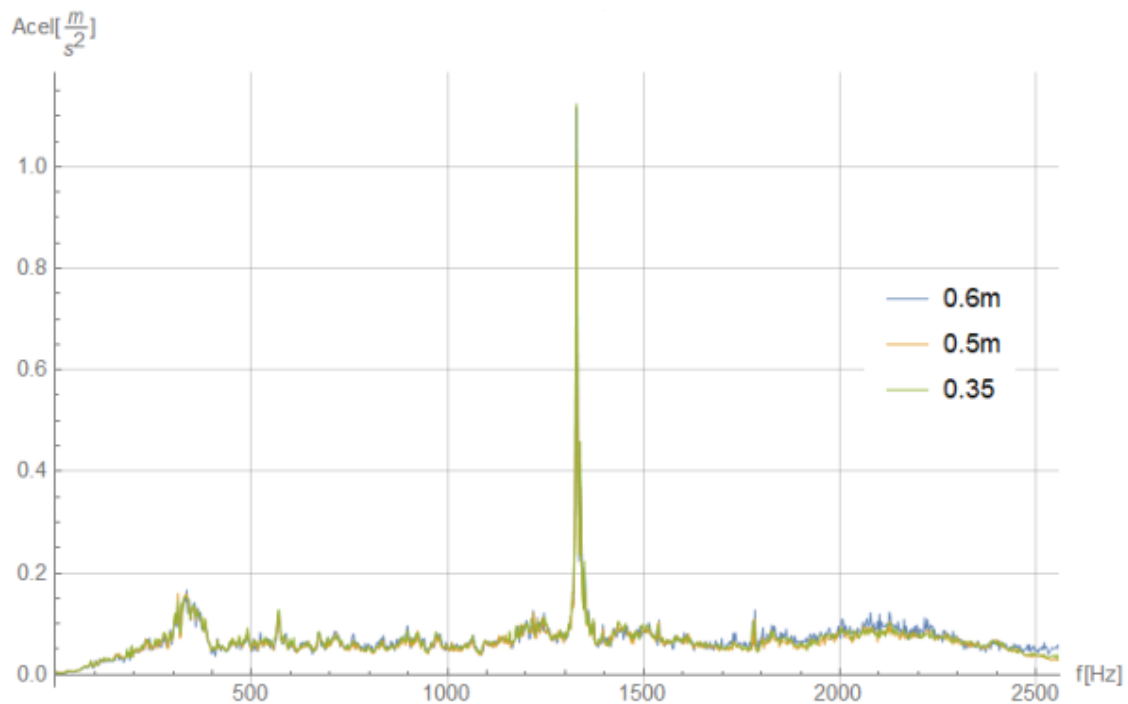


Figura 3: Espectros de la bomba B30 medidos a 0.6, 0.5 y 0.35 m respectivamente

Espectro de bombas B10, B20 y B30 a 0.5 m

La no alteración del espectro de las condiciones medidas de B30 respecto a la condición de referencia se puede deber a un flujo asimétrico proveniente del canal de alimentación, que provoca que las bombas B10 y B20 estén sometidas a un flujo con turbulencia en la banda de 1000 Hz a 2500 Hz.

El pico en 1328 Hz se debe a una reducción planetaria, la frecuencia está relacionada con el número de dientes de la corona, del orden de 53 dientes, multiplicado por la frecuencia de giro del motor que es de 25 Hz, eso da como resultado un valor de 1325 Hz, que se puede observar en el espectro. Además, aparecen bandas laterales de 5 Hz, que es la frecuencia de giro de la bomba, a ambos lados de la frecuencia central de 1325 Hz, esto puede deberse a algún tipo de vibración que se traslada por la flexión dinámica del eje.

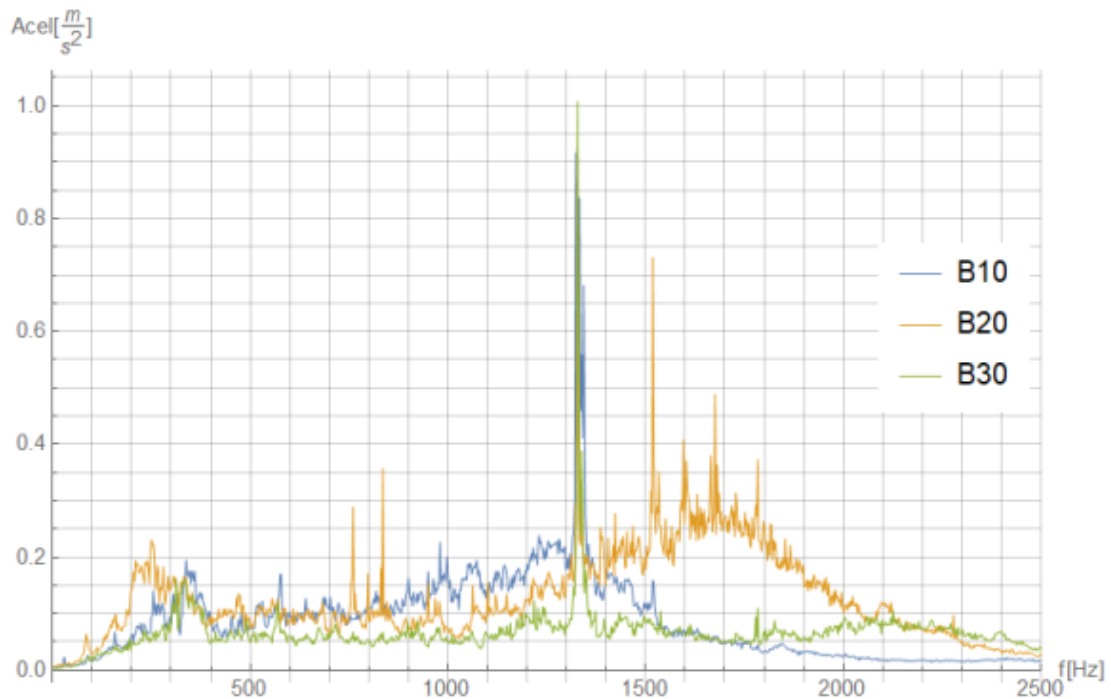


Figura 4: Espectros de las bombas B10, B20 y B30 medidos a 0.5 m

Caños de impulsión C10, C20 y C30

Las cañerías de impulsión C10 y C20, correspondientes a las bombas B10 y B20 respectivamente, presentan un nivel vibratorio similar en el espectro, excepto en el ancho de banda de 750 Hz a 1500 Hz respecto a las mediciones de referencia con la cota del río a 0.6 m no se observaron variaciones significativas en las magnitudes al comparar las mediciones a 0.35 m y 0.5 m de nivel del río.

En las mediciones, la cañería de impulsión C30 prácticamente no muestra diferencias en los niveles vibratorios, tanto de 0.35 m como la de 0.5 m, respecto a la medición de referencia a 0.6 m.

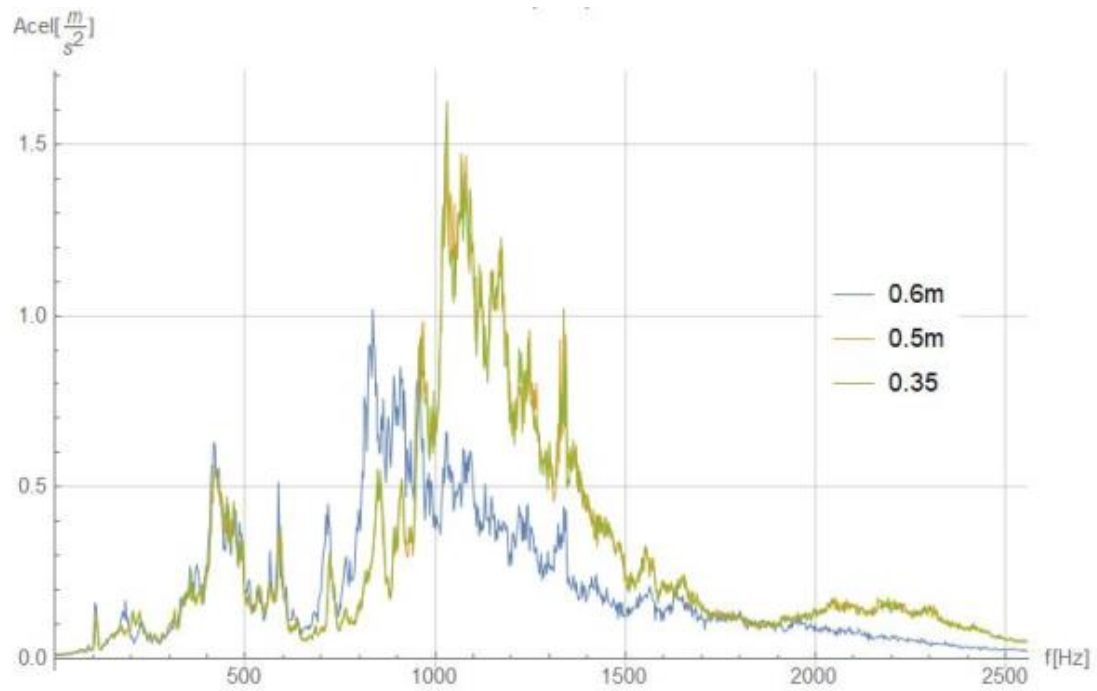


Figura 5: Espectros de los caños de impulsión C10 medidos a 0.6, 0.5 y 0.35 m respectivamente

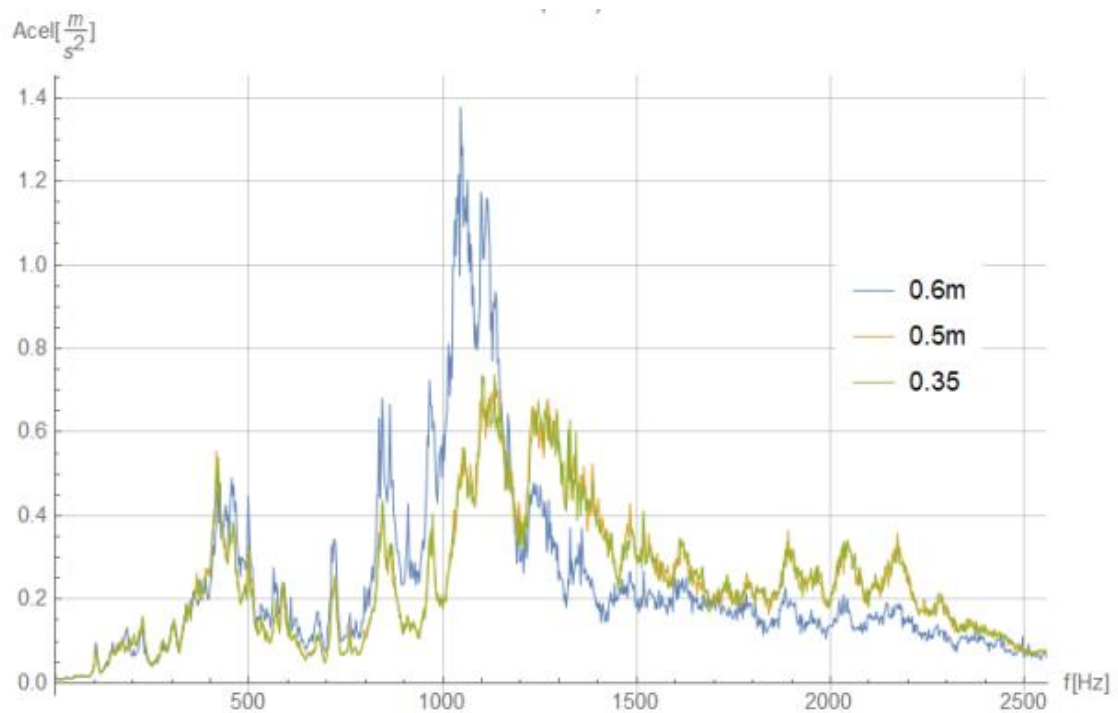


Figura 6: Espectros de los caños de impulsión C20 medidos a 0.6, 0.5 y 0.35 m respectivamente

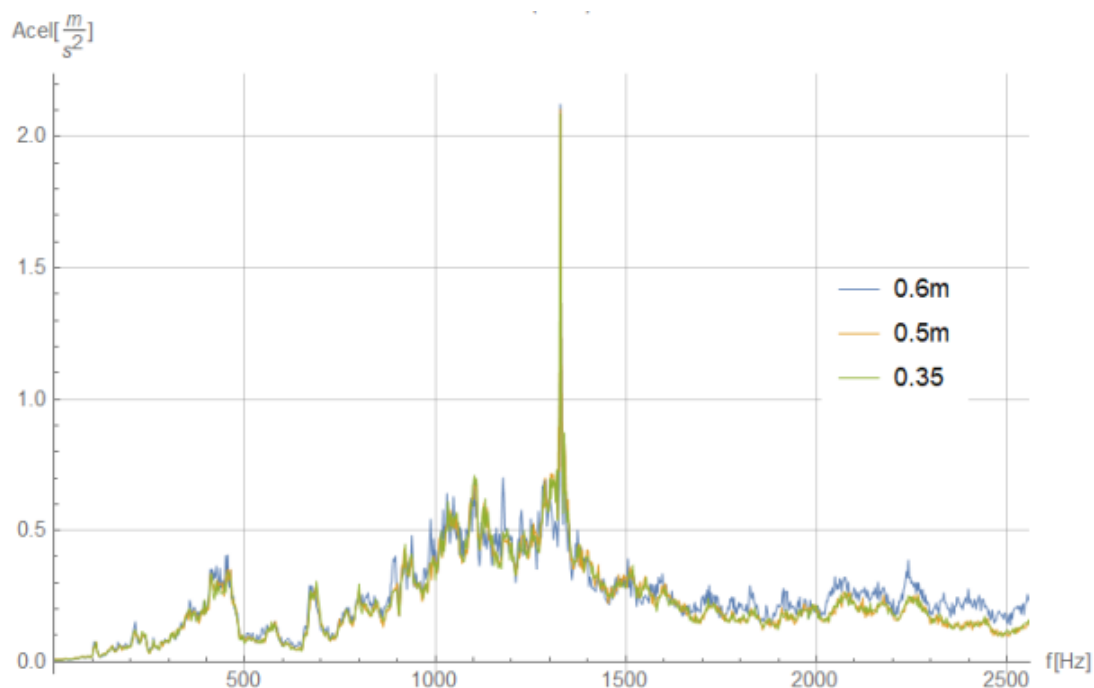


Figura 7: Espectros de los caños de impulsión C30 medidos a 0.6, 0.5 y 0.35 m respectivamente

Valores RMS

Los valores RMS calculados a partir de las mediciones se observa que B10 mantiene su nivel de vibración, mientras que B20 muestra un incremento del 32% respecto a la medición de referencia. B30 casi no muestra variaciones respecto a la condición de referencia.

Para las cañerías de impulsión C10 muestra un incremento del 48% respecto a la medición de referencia, mientras que las otras, C20 y C30, muestran valores de RMS menores que las mediciones de referencia.

	0,6 m	0,5 m	0,35 m		
RMS=	B10	2,8068	2,88878	2,49005	[m/s ²]
	B20	2,83631	3,74006	3,10671	
	B30	2,12857	1,98128	2,08869	
	C10	7,12742	10,5694	10,5961	
	C20	8,13776	7,15714	7,17321	
	C30	7,41206	6,93777	6,92546	

Tabla 1: Valores RMS de las bombas B10, B20 y B30, de las cañerías de impulsión C10, C20 y C30; medidos a 0.6, 0.5 y 0.35 m respectivamente

Conclusiones del informe

Las magnitudes de las vibraciones de las bombas B10 y B20 se ven amplificadas por el nivel del río respecto a la medición de referencia. Se observó un incremento en las componentes aleatorias producto de la turbulencia del flujo en un ancho de banda de 1000 Hz a 2500 Hz.

En cuanto a las cañerías de impulsión, C10 presenta incrementos en la amplitud de vibración en un ancho de banda de 1000 Hz a 1500 Hz, mientras que C20 y C30 muestran una leve disminución. En cuanto al cálculo de RMS C10 muestra un aumento del 48% respecto al nivel de referencia.

Se concluye que la operación de las bombas en los niveles medidos es segura y que no se manifiesta el fenómeno de cavitación, ya que se esperaría que en caso de que ocurriese esto se espera un incremento mucho mayor en los valores de RMS y en todas las bombas.

Se interpretó que, debido a las casi nulas variaciones de los espectros vibratorios de la bomba B30 y su respectiva cañería de impulsión C30, implica la existencia de asimetría en el flujo que alimenta las bombas y que afecta a las bombas B10 y B20.

Como conclusiones del informe, CNEA recomienda

Se recomienda monitorear las bombas y comparar con las mediciones realizadas a 0.6 m, 0.5 m y 0.35 m, observando el ancho de banda de entre 1000 Hz y 2500 Hz, a fin de detectar condiciones vibratorias que comprometan el funcionamiento de la máquina en sí.

Por último, se recomienda establecer un nivel de vibración admisible para el funcionamiento de la bomba en condición segura, por valores de RMS en velocidad o aceleración y el ancho de banda en que se deben calcular.

CAPÍTULO 6:

Propuestas para mejorar el análisis de condiciones mecánicas e interacción fluidodinámicas.

Consideraciones sobre la medición de vibraciones

El presente trabajo se puede ver como un segundo análisis integrado del informe de CNEA con el objetivo de generar conocimientos que serán utilizados para evitar que las bombas del circuito terciario de la Central Nuclear Atucha II entren en condición de cavitación, no obstante, esta condición no es la única que puede afectar la bomba al punto de sacarla de servicio. Las propuestas en adelante explícitas son para un funcionamiento global y seguro de las bombas.

Las mediciones de vibraciones tomadas brindan mucha información del funcionamiento de los equipos, y con los espectros medidos se puede determinar si ocurre alguna falla en rodamientos, ruedas dentadas, u otras interacciones fluido-máquina dañinas como turbulencias, desprendimientos de vorticidades, entre otros detallados en la *Tabla 2 del capítulo 4*.

Con las mediciones realizadas se puede determinar si existe cavitación, pero este fenómeno es un comportamiento más evidente en altas frecuencias, mayor a 5 kHz. Lo que se sugiere es ampliar el espectro de medición de vibraciones a altas frecuencias, mayores a 5 kHz, para evidenciar el fenómeno, en caso de que ocurriese. Lo que se debería observar es un ensanchamiento del espectro, como una banda de ruido, en altas frecuencias como se ilustra en la *Figura 11 del capítulo 4*.

Se sugiere establecer un sistema de monitoreo continuo, en donde se pueda hacer una comparación gráfica en tiempo real del espectro medido en condiciones nominales de trabajo, la usada como referencia a 0.6 m, y las vibraciones en tiempo vivo. En el monitor también podrían estar caracterizados los picos cuyo origen ya se conocen como el pico de 1328 Hz, que pertenece a una reducción planetaria, así si estos aumentan sus amplitudes se pueden suponer desgastes, roturas, etc.

Se podría implementar también un software que calcule valores RMS de picos que surjan en el espectro, de modo tal que se pueda determinar las cargas impulsivas sobre la máquina, para rastrear el origen y estimar algún daño en rodamientos o en algún componente estructural.

En caso de que alguna de las tres bombas pueda ser sacada de servicio se recomienda llevarla a condición de cavitación forzada para registrar el espectro y tenerlo de referencia para su monitoreo continuo.

También, en caso de que alguna bomba salga de servicio, se sugiere hacer una inspección visual a ojo desnudo y con endoscopio de las superficies para detectar la existencia de daño por cavitación, sabiendo donde debería encontrarse dicho daño (*Ver Figuras 8 y 9 del capítulo 4*), para no confundirlo con otros tipos de daños como los causados por vorticidades.

Si se debiera reemplazar algún alabe dañado por cavitación se puede sugerir al fabricante que, en cuanto a los materiales de construcción de los álabes de las bombas, en este caso es acero inoxidable, el fenómeno de micro fatiga superficial está muy estudiado para el caso de ruedas dentadas, si bien el origen de la micro fatiga no es el mismo, la sollicitación del material es similar. Las ruedas dentadas se construyen de forma tal que la superficie es dura, esto se puede lograr con un tratamiento térmico superficial o un tratamiento térmico químico, y el cuerpo es más blando, para que tenga resiliencia, es decir, capacidad de absorber energía de deformación.

Otra característica a mejorar es la distribución de flujo en la entrada de las bombas, como se pudo observar en las *Figuras 3 y 4 del capítulo 5*, las bombas 10 y 20, a diferencia de la bomba 30, se ven afectadas por la asimetría del flujo.

CAPÍTULO 7:

Conclusiones.

Posible continuación del trabajo.

Conclusiones

Este informe logra, como parte del mantenimiento predictivo de equipos de alta disponibilidad, cumplir el objetivo de generar conocimientos para un estudio integral y profundo de las bombas de toma de agua del río de la CNAII.

Además de una recopilación y procesamiento de teoría de las vibraciones mecánicas de las máquinas y del fenómeno de cavitación desde el punto de vista micro y macroscópico, se logró complementar el informe de CNEA con un segundo análisis integrado sobre las bombas de la toma de agua del río.

Se concluye que en las condiciones medidas las bombas en análisis no están cavitando, y tampoco se observa ningún otro fenómeno de índole fluidodinámica en la lectura de los espectros de vibraciones estudiados.

Se sugiere continuar el trabajo con una serie de medidas a implementar, propuestas tanto por parte de CNEA como del autor del presente informe, para mejorar el mantenimiento predictivo sobre estas turbomáquinas hidráulicas, como, por ejemplo, la implementación de un sistema de monitoreo online que tenga en cuenta las variables y características estudiadas y aquí expuestas ampliando el rango a las altas frecuencias.

Más allá de las condiciones de nivel del Río Paraná, el estudio y análisis de vibraciones de las bombas va a servir para determinar cualquier tipo de fallas fluidodinámicas y de otros orígenes en las bombas.

Las vibraciones mecánicas son, en sí mismas, una ciencia que requiere conocimientos teóricos de física y matemática, métodos de medición e interpretación de las medias; y para entenderla se necesitan profesionales especializados, por lo tanto además, de la implementación de equipos y sistemas se necesita implementar recursos humanos especializados en la lectura de espectros de este tipo, con conocimientos de los equipos estudiados y sobre el comportamiento de materiales en distintas sollicitaciones.

CAPÍTULO 8:

Referencias bibliográficas.

Anexos.

Referencias

Arevalo, M. (2021). *Introducción a las vibraciones mecánicas* [Diapositivas de power point]. Material de División de estudio y ensayos de componentes estructurales CNEA.

Birajdar, R. y Keste, A. (2018). *Prediction of flow induced vibrations in vertical turbine pumps using one-way fluid-structure interaction*.

Brennen, C. E. (2005). *Fundamentals of multiphase flows*. California: Cambridge University Press.

Brüel & Kjaer (s/f). Recuperado de <https://www.bksv.com/en>

Figueroa Barra, J. C. (2015). *Análisis de órbita como técnica de diagnóstico en rotor machinery fault simulator-margnum*. (Tesis de grado). Universidad de Bio-Bio, Facultad de Ingeniería, Concepción, Chile.

Fox, R. W., y McDonald, A. T. (1997). *Introducción a la mecánica de los fluidos*. 4° Edición, McGrawHill.

Instrumentación electrónica I (s/f). Recuperado de <https://instrumentacionelectronica.wordpress.com/2013/09/24/instrumentacion-electronica/>

International Atomic Energy Agency (IAEA).(2018). *Maintenance optimization programme for nuclear power plants*. N° NP-T-3.8, Viena.

Muñoz Abella, Ma. B. (s/f). *Mantenimiento industrial*. Madrid: Universidad Carlos III

Plesset, M. S., y Chapman, R. B. (1970). Collapse of fan initially spherical vapour cavity in the neighbourhood of a solid boundary. California Institute of Technology.

Power-mi (s/f). Recuperado de <https://power-mi.com/es>

Sanzol Iribarren, L.(2010). *Implantación de plan de mantenimiento TPM en planta de cogeneración. (Tesis de grado)*. Escuela técnica superior de ingenieros industriales y de telecomunicaciones, Pamplona, España.

Scheffer, C. y Girdhar, P. (2004). *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*.