



Universidad  
de O'Higgins

**EFFECTO DEL DESBALANCE MECÁNICO DE IMPULSORES  
FABRICADOS CON IMPRESIÓN 3D EN EL COMPORTAMIENTO  
DINÁMICO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA**

SEBASTIÁN DANIEL JELDRES SEPÚLVEDA

TESIS PARA OPTAR AL GRADO DE  
MAGÍSTER EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA,  
MENCIÓN FÍSICA Y MECÁNICA APLICADAS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA:  
GUSTAVO CASTILLO

PROFESORES CO-GUÍA:  
ENRIQUE ORTIZ  
DANIEL CASAGRANDE

UNIVERSIDAD DE O'HIGGINS  
DIRECCIÓN DE POSTGRADO  
ESCUELA DE INGENIERÍA  
MAGISTER EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

RANCAGUA, CHILE  
NOVIEMBRE, 2025

# Resumen

El transporte de fluidos está presente en la mayoría de las industrias, tales como agua potable, tratamiento de aguas residuales, generación de energía y procesamiento químico. Las bombas centrífugas son las encargadas, en la mayoría de estas industrias, de realizar esta labor. Sin embargo, son susceptibles a generar vibraciones no deseadas que pueden llegar a acortar su vida útil, generando problemas como costos elevados de reparación y detenciones en la producción.

La vibración en bombas centrífugas es un tema ampliamente estudiado; sin embargo, aún existen subtemas específicos de esta materia en los que todavía es necesario profundizar el conocimiento, como lo es la vibración generada por el desbalance de un impulsor. El presente trabajo de investigación aborda el efecto del desbalance de un impulsor en las vibraciones de bombas centrífugas. Para ello, se utilizó la impresión 3D para la fabricación de impulsores, evaluando su desempeño hidráulico y vibratorio frente a los fabricados mediante métodos tradicionales. Se diseñó y llevó a cabo un montaje experimental que permitió analizar el comportamiento vibratorio de impulsores con diferentes niveles de desbalance, desde un estado base (sin desbalance) hasta un 200 % de desbalance sobre el nivel de vibración máximo permitido. Para la adquisición de datos se utilizaron acelerómetros colocados en las direcciones axial (paralela al eje) y radial (perpendicular al eje). Los datos adquiridos fueron analizados mediante el estudio del espectro de frecuencia basado en la densidad espectral de potencia y el cálculo de los valores RMS de la señal. En ambos casos, el procesamiento y análisis de los datos se realizó utilizando el software MATLAB.

Los resultados indican que los impulsores fabricados mediante impresión 3D logran un rendimiento hidráulico similar a los impulsores tradicionales, con menor vibración para condiciones similares de operación. En cuanto al efecto del desbalance en impulsores, a medida que aumenta el porcentaje de desbalance, se aprecia un aumento en el nivel de vibración general de la bomba. Sin embargo, los resultados mostraron que la menor vibración obtenida en las pruebas fue generada por el impulsor con un desbalance del 50 % sobre el nivel de vibración permisible, contradiciendo lo esperado, que era que el menor nivel fuera observado en el impulsor base. Este resultado sugiere que el proceso de impresión podría generar un impulsor con desbalance inherente.



*No Pressure, No Diamonds*

# Agradecimientos

Me gustaría dedicar este trabajo a las personas que me han acompañado durante este proceso. En primer lugar, a mis padres, Daniel y Nirvana, su apoyo incondicional me impulsa diariamente a ser mejor, a trabajar más duro y a esforzarme por lograr todo lo que me propongo. A mis abuelos Hector y Berta, que me cuidaron durante mi época universitaria haciéndome sentir en casa y dándome todo lo necesario para concentrarme solo en mis estudios. A BikeFlow, especialmente a Miguel, Abe, Jaison, Erick y Thomas, por hacer de la pandemia una de las mejores épocas de mi vida con pedaleos inolvidables que me quitaban el estrés de la universidad. A los primeros amigos que hice en la Universidad, Fabián y Nicolás, quienes hicieron que mis primeros años fueran espectaculares. A Franco, un compañero de trabajo y gran amigo, por su motivación en los momentos necesarios. A mi grupo de amigos, que he formado en estos últimos años: Lía, Yunel, Tomás, Consuelo, Sayli, Bárbara, Diego y Carolina, quienes se han convertido en un grupo muy importante en mi vida, con las juntas cargadas de risas y conversaciones interesantes. Finalmente, a la gran Generación Dorada, Adolfo, Enzo y Victor, nunca olvidaré la cantidad de trabajos a última hora, los asados, las ganas de pegarle a Vitoco y los momentos felices que he pasado junto a ellos.

# Tabla de Contenido

|                                              |           |
|----------------------------------------------|-----------|
| <b>1. Introducción</b>                       | <b>1</b>  |
| Bombas centrífugas . . . . .                 | 2         |
| Vibración en bombas . . . . .                | 3         |
| Análisis de señales . . . . .                | 4         |
| Desbalance de impulsores . . . . .           | 5         |
| Impresión 3D de impulsores . . . . .         | 11        |
| Objetivos . . . . .                          | 12        |
| Alcances y limitaciones . . . . .            | 12        |
| Contribuciones . . . . .                     | 13        |
| Estructura de la tesis . . . . .             | 13        |
| <b>2. Materiales y métodos</b>               | <b>14</b> |
| Montaje experimental . . . . .               | 14        |
| Fabricación del impulsor . . . . .           | 16        |
| Desbalance de impulsores . . . . .           | 20        |
| Procesamiento de datos . . . . .             | 24        |
| <b>3. Resultados</b>                         | <b>29</b> |
| Análisis comparativo de impulsores . . . . . | 29        |

|                                                              |           |
|--------------------------------------------------------------|-----------|
| Análisis de vibraciones vs desbalance del impulsor . . . . . | 31        |
| <b>4. Conclusiones</b>                                       | <b>36</b> |
| <b>Bibliografía</b>                                          | <b>39</b> |
| <b>Apéndice A. Diseño del impulsor</b>                       | <b>40</b> |
| <b>Apéndice B. Plano del impulsor</b>                        | <b>47</b> |
| <b>Apéndice C. Resultados previos</b>                        | <b>49</b> |

# Índice de Tablas

|                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 2.1. Características técnicas de los componentes del montaje experimental. . . . .                  | 15 |
| 2.2. Parámetros de impresión. . . . .                                                               | 18 |
| 2.3. Masa de desbalance calculada. . . . .                                                          | 22 |
| 2.4. Masa de desbalance utilizada en pruebas de vibración. . . . .                                  | 23 |
| 2.5. Características técnicas de los acelerómetros PCB 352C65. . . . .                              | 25 |
| 2.6. Características técnicas del acondicionador de señal PCB 480E09. . . . .                       | 25 |
| 2.7. Características técnicas del sistema de prototipado rápido dSpace MicroLab-Box DS1202. . . . . | 25 |
| 2.8. Parámetros para el análisis de señal. . . . .                                                  | 27 |
| 2.9. Desviación estándar para cada nivel de desbalance en ambas posiciones (en g). . . . .          | 27 |

# Índice de Figuras

|                                                                                                       |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1.1. Principales componentes de una bomba centrífuga. . . . .                                         | 2  |
| 1.2. Posiciones del sensor para medir vibración de una bomba centrífuga. . . . .                      | 4  |
| 1.3. Gráficos de aceleración en el espectro del tiempo y la frecuencia para una misma señal . . . . . | 5  |
| 1.4. Descripción gráfica del desbalance estático. . . . .                                             | 5  |
| 1.5. Descripción gráfica del desbalance del acoplamiento. . . . .                                     | 6  |
| 1.6. Descripción gráfica del desbalance dinámico. . . . .                                             | 6  |
| 1.7. Descripción gráfica del desbalance cuasi-estático. . . . .                                       | 7  |
| 1.8. Diagrama de desbalance de rotor en voladizo . . . . .                                            | 7  |
| 1.9. Descripción gráfica del desbalance permisible residual específico. . . . .                       | 9  |
| 1.10. Descripción gráfica del desbalance . . . . .                                                    | 10 |
| 2.1. Diagrama en 2D de montaje experimental completo. . . . .                                         | 14 |
| 2.2. Montaje experimental de sección de prueba utilizada. . . . .                                     | 15 |
| 2.3. Primera versión de impulsor impreso en 3D. . . . .                                               | 17 |
| 2.4. Versión final de impulsor impreso en 3D. . . . .                                                 | 17 |
| 2.5. Impulsor impreso en 3D sin post-procesado. . . . .                                               | 19 |
| 2.6. Montaje del tacómetro para la medición de velocidad de la bomba. . . . .                         | 21 |
| 2.7. Montaje del reloj comparador. . . . .                                                            | 22 |

|                                                                                                                                            |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 2.8. Gráfica correspondiente al desplazamiento medido en 13 puntos con el reloj comparador. . . . .                                        | 23 |
| 2.9. Ubicaciones axial y radial de los acelerómetros utilizados en las pruebas. . .                                                        | 24 |
| 2.10. Montaje utilizado para la adquisición de datos. . . . .                                                                              | 26 |
| 3.1. Curva HQ para comparación de rendimiento hidráulico de la bomba para impulsor original e impreso en 3D. . . . .                       | 30 |
| 3.2. Gráfica comparativa de la vibración (normalizada) generada por ambos impulsores a la entrada y salida de la bomba. . . . .            | 31 |
| 3.3. PSD de la aceleración general en las posiciones radial y axial. . . . .                                                               | 32 |
| 3.4. Valores máximos de aceleración para cada nivel de desbalance en las posiciones axial y radial . . . . .                               | 32 |
| 3.5. PSD de la aceleración en el intervalo entre 40 y 60 Hz para las posiciones radial y axial. . . . .                                    | 33 |
| 3.6. Valores máximos de aceleración para cada nivel de desbalance en las posiciones axial y radial en el intervalo de 40 y 60 Hz . . . . . | 34 |
| 3.7. Valores RMS para cada nivel de desbalance en las posiciones radial y axial. .                                                         | 35 |
| A.1. Primera versión de impulsor impreso en 3D. . . . .                                                                                    | 41 |
| A.2. Segunda versión de impulsor impreso en 3D. . . . .                                                                                    | 42 |
| A.3. Tercera versión de impulsor impreso en 3D. . . . .                                                                                    | 43 |
| A.4. Cuarta versión de impulsor impreso en 3D. . . . .                                                                                     | 44 |
| A.5. Fractura en acople del eje. . . . .                                                                                                   | 44 |
| A.6. Versión final de impulsor impreso en 3D. . . . .                                                                                      | 45 |
| A.7. Acople de bronce. . . . .                                                                                                             | 46 |

# Capítulo 1

## Introducción

En el ámbito del transporte de fluidos, las bombas centrífugas representan uno de los componentes clave en aplicaciones industriales como el suministro de agua potable, tratamiento de aguas residuales, generación de energía y procesamiento químico [1]. También se producen de pequeño tamaño para usos como bombear refrigerante en los motores de los vehículos o para la circulación de calor en casas y edificios. Estos equipos están compuestos por piezas móviles que intrínsecamente generan vibraciones durante su funcionamiento normal. En determinados casos, se pueden generar vibraciones excesivas que pongan en riesgo el equipo o las instalaciones, generando daños materiales y/o pérdidas de productividad para la empresa. La vibración en bombas centrífugas es un tema ampliamente estudiado [2, 3, 4]. Sin embargo, aún existen temas específicos en los que todavía es necesario profundizar el conocimiento, como lo es la vibración generada por el desbalance de un impulsor. Existen estudios sobre el desbalance de impulsores como los realizados por Birajdar et al. [2] y Yoshida et al. [5] enfocados en la vibración generada por el desbalance hidráulico.

Por otro lado, la mayoría de los impulsores son fabricados actualmente con métodos tradicionales como la fundición, maquinado CNC y moldeo por inyección de polímeros. La fabricación de impulsores por medio de la impresión 3D es un nuevo método que propone una producción fácil, accesible y con buenos resultados. Estudios precursores como los realizados por Fernández et al. [6] y Babayigit et al. [7] muestran que el uso de la impresión 3D puede generar un rendimiento hidráulico similar a los métodos tradicionales mencionados anteriormente, a un menor costo y menor tiempo de fabricación. Sin bien estos estudios consideran el rendimiento hidráulico de impulsores fabricados a través de la impresión 3D, no analizan su comportamiento dinámico en términos de la vibración generada.

Este capítulo está estructurado en cinco secciones que presentan: bombas centrífugas, vibración en bombas, análisis de señales, desbalance de impulsores e impresión 3D de impulsores. El capítulo finaliza presentando los objetivos del trabajo realizado, así como también alcances y limitaciones.



## Bombas centrífugas

Se utilizan para transportar fluidos mediante el movimiento de un flujo volumétrico específico a un nivel de presión determinado. Su diseño básico consta de componentes esenciales como la voluta, los cojinetes, el eje y el impulsor. Estos componentes se muestran en la figura 1.1. Un término importante a definir es el rotor, el cual es el conjunto de partes giratorias de la bomba centrífuga, que generalmente incluye el impulsor, el eje y otros componentes giratorios conectados al eje. Según un estudio del mercado realizado en 2023 por Vantage Market Research [8], se estimó que la ganancia del mercado de las bombas en 2022 fue de US 37.94 mil millones y se estima que los ingresos para 2030 sean de US 57.8 mil millones. Este estudio también indica que la región con mayor crecimiento es la de Asia-Pacífico.

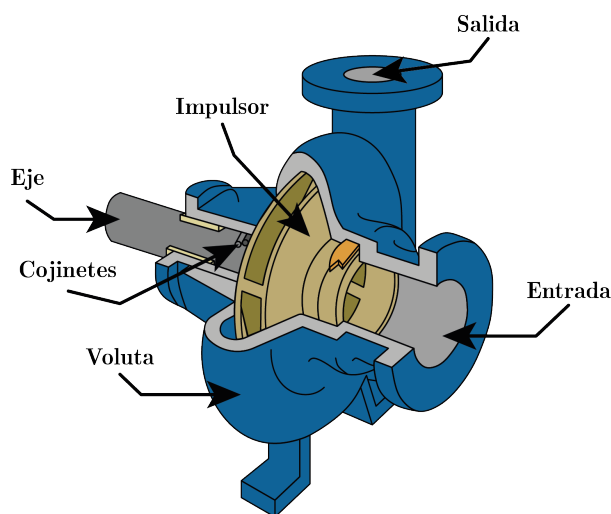


Figura 1.1: Principales componentes de una bomba centrífuga.

El funcionamiento de la bomba comienza cuando el fluido ingresa a través de la entrada y llega al impulsor, que está conectado al eje del motor. El impulsor transfiere la energía necesaria para transportar el fluido, acelerándolo en la dirección tangencial. Al salir del impulsor, el fluido es desacelerado al entrar en contacto con la voluta, que lo guía hacia la salida de la bomba, completando el proceso de transporte del fluido [1]. El rendimiento de una bomba, operando a una velocidad de rotor determinada, se caracteriza por el caudal suministrado, el incremento de presión alcanzado, la potencia absorbida en el acoplamiento, la eficiencia hidráulica y la altura neta positiva de succión (NPSH por sus siglas en inglés). Este depende en gran parte del diseño (tipo de impulsor, selección del material, etc.), condiciones de operación (punto de operación, cavitación, vibración, etc.) y de la aplicación (características del fluido, necesidades específicas de la industria, etc.) [1, 9, 10].

## Vibración en bombas

Las vibraciones excesivas pueden ocurrir por diferentes razones: desbalance mecánico y/o hidráulico, fallos mecánicos (eje desalineado, problemas de sellos o rodamientos, soportes de tuberías o fundación inadecuados), vibración inducida por flujo o alteraciones hidráulicas (cavitación, entrada de aire, resonancia hidráulica) y otros problemas mecánicos como la resonancia estructural (velocidad de operación cercana a la frecuencia natural de la estructura) [1, 2, 3, 4]. Gulich [1] indica que las vibraciones pueden distinguirse de acuerdo a la causa que las origina en básicamente 3 grandes tipos: la vibración libre que ocurre cuando un sistema es excitado por un evento único, las vibraciones forzadas que son producidas por fuerzas periódicas y las vibraciones auto-inducidas que son generadas por las partes móviles de la bomba. Mientras que las vibraciones libres rara vez son significativas en la operación de la bomba, las vibraciones forzadas y auto-inducidas generan problemas frecuentemente. Estas dos últimas pueden clasificarse según su tipo y ubicación de la siguiente manera:

- **Vibraciones laterales del eje:** Son consideradas como vibraciones forzadas debido a un inevitable desbalance residual de origen mecánico e hidráulico. Son medidas con sensores de proximidad cercanos a los rodamientos.
- **Vibraciones torsionales del eje:** Son oscilaciones que ocurren en el eje cuando el torque aplicado no es constante. Son generadas cuando el controlador entrega un torque inestable. Son comunes en motores eléctricos alimentados por un variador de frecuencia o controlados por un motor recíproco.
- **Vibraciones en la carcasa del rodamiento:** Se generan como reacciones a las vibraciones laterales del eje y a deformaciones inestables en la carcasa de la bomba. Son medidas con acelerómetros colocados en los ejes horizontales, verticales y axiales a la bomba.
- **Vibraciones del sistema placa/base:** Estas vibraciones son generadas por el rotor o las pulsaciones de presión y se transmiten a la base de la bomba. En el caso de bombas de alta presión, es fundamental analizar las bases debido al riesgo de resonancia con las frecuencias de excitación. Además, las vibraciones también pueden ser inducidas por el controlador o por las tuberías conectadas al sistema.
- **Vibraciones axiales del rotor:** Estas vibraciones son causadas por inestabilidades en el flujo tanto a la entrada como a la salida del impulsor. Se vuelven especialmente evidentes cuando la recirculación del flujo en la salida interactúa de manera inestable con las paredes laterales del impulsor. Por lo general, estos efectos ocurren en frecuencias bajas.

Para identificar los tipos de vibración nombrados anteriormente, es utilizada la tabla de vibraciones del instituto Charlotte [11]. Dependiendo de la frecuencia a la que gira el rotor y,

a través de gráficos de vibración en el dominio de la frecuencia, los tipos de vibraciones son identificados dependiendo de dónde se encuentre la máxima amplitud de vibración, también denominado como *peak*. La tabla también utiliza como referencia la posición de los sensores que miden la vibración, donde estas pueden ser radial, axial, motor o ventilador (figura 1.2). Otro de los motivos por los que se utiliza esta tabla es porque también da recomendaciones sobre cómo medir la vibración, cómo identificar problemas con dichas mediciones y cómo solucionarlos.

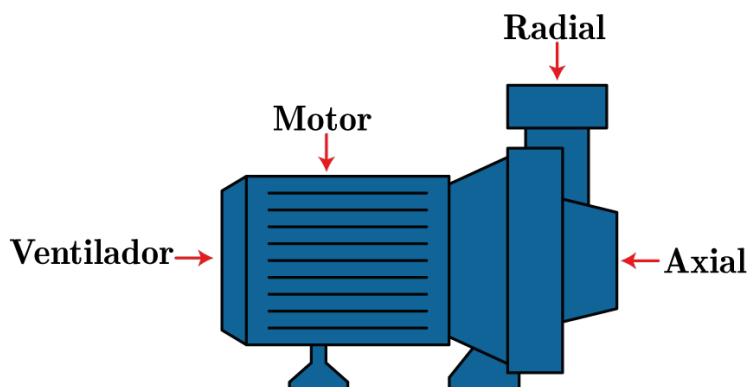


Figura 1.2: Posiciones del sensor para medir vibración de una bomba centrífuga.

## Análisis de señales

Las medidas de vibración pueden ser presentadas de 2 formas: por su respuesta en el tiempo o en la frecuencia. La respuesta en el tiempo es utilizada para realizar un análisis de vibración de forma general; esto permite realizar un análisis rápido y directo de la amplitud de la vibración. La respuesta en frecuencia muestra una o más frecuencias discretas en las que la energía está concentrada. Dado que las características dinámicas de un componente individual son conocidas, se pueden asociar frecuencias a componentes específicos. Por ejemplo, la figura 1.3a muestra la aceleración en el dominio del tiempo de una máquina que ha sufrido vibración excesiva. Esta figura sirve para estimar el valor medio de vibración de la máquina; sin embargo, no puede ser utilizada para identificar la causa de la vibración; en cambio, al transformar la gráfica al dominio de la frecuencia (figura 1.3b) esta muestra que la energía está concentrada alrededor de los 25 Hz. Esta frecuencia puede ser relacionada, por ejemplo, con la velocidad rotacional de un motor, lo que indica que este mismo sería la causa de la vibración [12, 13, 14].

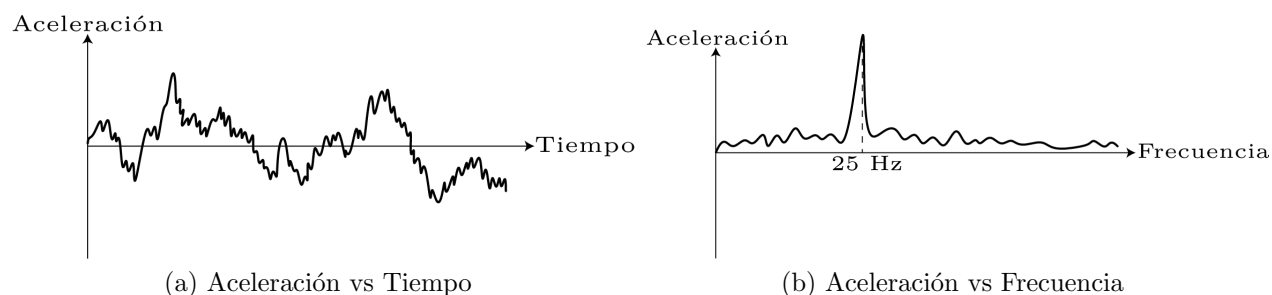


Figura 1.3: Gráficos de aceleración en el espectro del tiempo y la frecuencia para una misma señal. Adaptado de "Vibraciones Mecánicas" [12].

## Desbalance de impulsores

El rotor de la bomba, como un elemento móvil y origen de transferencia de energía, es la fuente de todas las vibraciones que excitan la bomba [1]. De acuerdo con Birajdar et al. [2], el desbalance (U) en la geometría de un impulsor puede ser clasificado en dos tipos: desbalance hidráulico y desbalance mecánico. El desbalance hidráulico ocurre cuando el fluido entra de forma no uniforme al impulsor y/o hay desviaciones geométricas en el mismo. El desbalance mecánico ocurre cuando su masa no está distribuida de manera homogénea alrededor de su eje de rotación y está perfectamente balanceado cuando su eje de rotación está alineado con su eje de inercia [2, 15]. A medida que aumenta el flujo en la bomba, el desbalance hidráulico se incrementa y sobrepasa al desbalance mecánico. En cuanto a la forma de solucionar el desbalance, la diferencia entre el mecánico y el hidráulico es que el mecánico puede ser reducido balanceando el impulsor; en cambio, para el hidráulico no existe un mecanismo directo para hacerlo [2]. Los tipos de desbalance mecánico son clasificados según la posición de su eje de inercia y su centro de masa. Se dividen en los siguientes tipos:

- **Desbalance Estático:** Este tipo de desbalance existe cuando el centro de masa no coincide con el centro de rotación. Tiene la particularidad que el eje de rotación es paralelo al eje central.

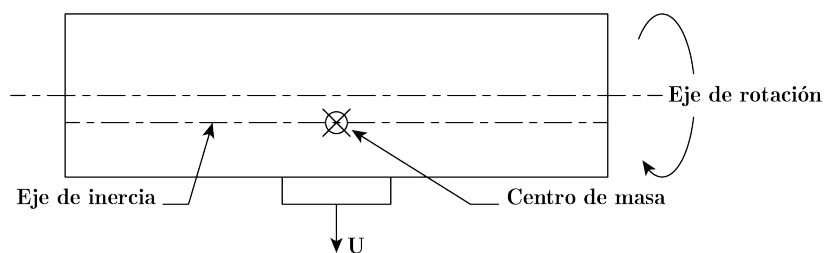


Figura 1.4: Descripción gráfica del desbalance estático.

- **Desbalance del Acoplamiento:** Existe cuando el eje central de inercia no es paralelo al eje de rotación. Tiene la condición adicional de que el centro de masa se encuentra en el eje de rotación.

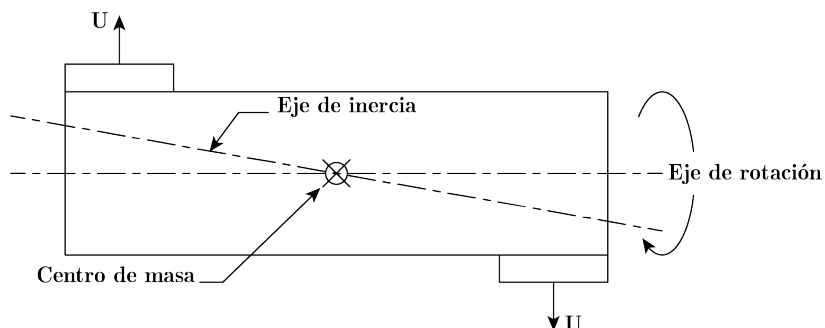


Figura 1.5: Descripción gráfica del desbalance del acoplamiento.

- **Desbalance Dinámico:** Es una combinación entre el desbalance estático y el de acoplamiento ya que el eje central no es paralelo al eje de rotación y este no es interceptado por el centro de masa. Este tipo de desbalance es también conocido como desbalance en 2 planos debido a que es necesaria una corrección en ambos planos para eliminar el desbalance.

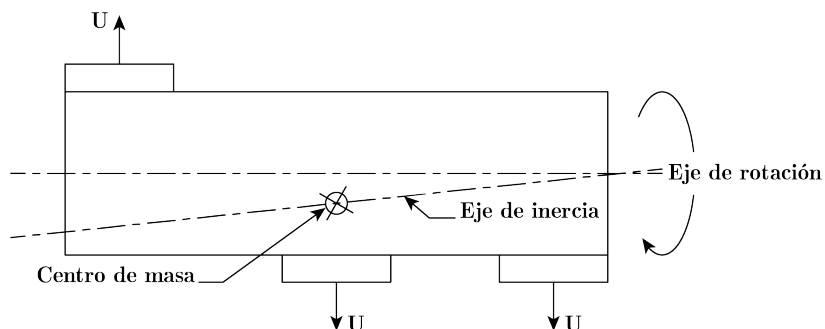


Figura 1.6: Descripción gráfica del desbalance dinámico.

- **Desbalance Cuasi-estático:** Ocurre cuando los vectores del desbalance estático y de acoplamiento se encuentran en el mismo plano. El eje principal intercepta el eje de rotación pero el centro de masa no se encuentra en el eje de rotación.

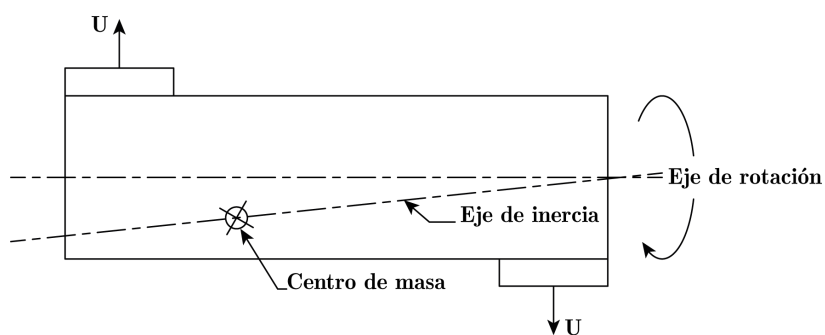


Figura 1.7: Descripción gráfica del desbalance cuasi-estático.

La norma ISO 1940-1 [16] define al desbalance como la condición que ocurre en un rotor cuando las fuerzas o movimientos vibratorios son transmitidos a sus cojinetes debido a fuerzas centrífugas. Esta norma también indica que el desbalance de un rotor puede ser causado por diseño, material, manufactura y armado. Todo rotor tiene un desbalance distribuido a lo largo de su estructura, incluso si es producido en serie. En el análisis de vibración, el desbalance genera grandes amplitudes de vibración a 1X RPM en las direcciones radial y axial (figura 1.8), por lo que se puede decir que si hay un componente a 1X RPM en el espectro de frecuencia, el desbalance será la principal causa de la vibración [11, 17, 18].

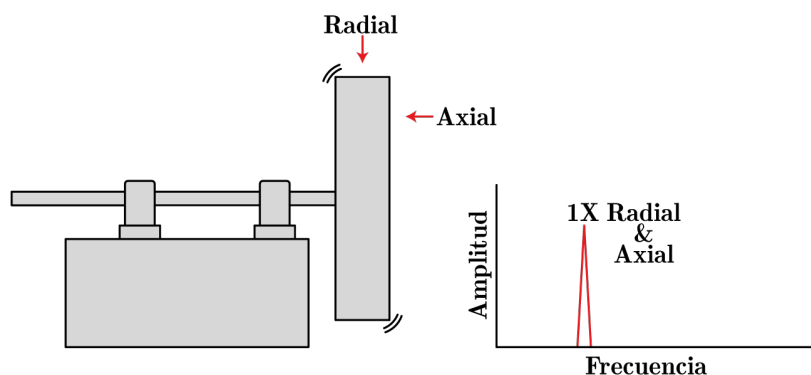


Figura 1.8: Diagrama de desbalance de rotor en voladizo. Adaptado de la tabla de vibraciones Charlotte [11].

En cuanto a investigaciones sobre el desbalance en impulsores, Yoshida et al. [5] analiza el desbalance hidráulico causado por desviaciones de fabricación en impulsores. Se fabricaron siete impulsores, de los cuales uno fue utilizado como referencia (impulsor base), mientras que los otros seis fueron modificados para diferenciarse en la distribución de masa y la geometría de los álabes. El desbalance mecánico de los impulsores fue minimizado mediante el uso de una máquina de balanceo dinámico de alta precisión. El procedimiento experimental consistió en medir la vibración mecánica generada por el impulsor base, al cual se le añadieron masas en su parte trasera. Esta medición se realizó en el aire para descartar cualquier influencia de las fuerzas hidráulicas. Por otro lado, la vibración de los otros seis impulsores fue medida

en agua para capturar los efectos del desbalance hidráulico. Los resultados mostraron que la magnitud de la fuerza de desbalance hidráulico aumenta a medida que incrementan las desviaciones de fabricación. El estudio concluyó que el desbalance hidráulico solo puede ser compensado añadiendo un desbalance mecánico. Finalmente, se demostró que el desbalance hidráulico es significativamente mayor en magnitud que el desbalance mecánico.

En el estudio realizado por Birajdar et al. [2], se analizó numéricamente el efecto del desbalance hidráulico en el impulsor de una bomba vertical. El objetivo fue evaluar el impacto del desbalance hidráulico en las vibraciones inducidas por el flujo, comparando dos geometrías de impulsor. En la primera geometría, las vibraciones se generan exclusivamente por las fuerzas inducidas por el flujo en el punto de operación. En la segunda geometría, las vibraciones son causadas tanto por las fuerzas de desbalance hidráulico, debidas al desplazamiento del eje de rotación del volumen de fluido, como por las fuerzas inducidas por el flujo en el punto de operación. El análisis se llevó a cabo utilizando simulaciones de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus siglas en inglés) en el punto de operación, empleando el software ANSYS-CFX<sup>®</sup>. Para estudiar la interacción fluido-estructura, se utilizaron métodos de acoplamiento unidireccional y bidireccional. El acoplamiento unidireccional considera únicamente la presión ejercida por el fluido sobre la estructura, mientras que el acoplamiento bidireccional incluye además las fuerzas que el flujo genera sobre el fluido debido a las deformaciones estructurales. Los resultados demostraron que el método de acoplamiento unidireccional es capaz de predecir los desplazamientos vibratorios, considerando tanto las fuerzas inducidas por el flujo como las derivadas del desbalance hidráulico. Esto lo convierte en una herramienta útil para prever las vibraciones inducidas por el fluido y establecer los límites aceptables de desbalance hidráulico en los impulsores.

## Cálculo de desbalance

De acuerdo con la revisión de literatura realizada, se encontraron dos documentos que permiten comprender mejor y que proponen soluciones para el desbalance de rotores. Entre los documentos encontrados destacan la norma ISO 1940-1 [16] que establece el grado de desbalance de rotores en máquinas rotativas y el libro "Balancing Theory and Application" realizado por Manni [15] que presenta una guía completa sobre el proceso de balance de rotores, explicando los principios básicos, las tolerancias de balance, tipos de balance y máquinas que lo miden. En cuanto al cálculo del desbalance, esta guía se basa en la norma ISO 1940-1, pero da una explicación más detallada del desbalance.

La norma ISO 1940-1 [16] entrega especificaciones para rotores en un estado constante, es decir, el desbalance no cambia considerablemente con la velocidad. Especifica las tolerancias de balance, el número necesario de planos de corrección y métodos para verificar el desbalance residual. La norma define conceptos importantes para entender el desbalance de rotores, algunos de los cuales se presentan a continuación:

- **Desbalance permisible:** Es el máximo nivel de desbalance permitido en un rotor, es decir, si el desbalance de un rotor no supera el desbalance permisible, el rotor se encuentra balanceado.
- **Desbalance permisible residual ( $U_{per}$ ):** El desbalance residual es el que permanece en un rotor una vez balanceado, si este desbalance no supera al desbalance permisible, es conocido como desbalance permisible residual. Este desbalance es obtenido con la ecuación 1.1.

$$U_{per} = e_{per} \cdot M[\text{g} \cdot \text{mm}] \quad (1.1)$$

Donde  $M$  es la masa del rotor en kg y  $e_{per}$  es el desbalance permisible residual específico en  $\text{g} \cdot \text{mm}/\text{kg}$ .

- **Desbalance permisible residual específico ( $e_{per}$ ):** En un rotor con un desbalance resultante único, como un disco perpendicular al eje de rotación,  $e_{per}$  representa la distancia entre el centro de masa del rotor y el eje de rotación. Sin embargo, en rotores más complejos que presentan tanto un desbalance resultante como un momento de desbalance,  $e_{per}$  se convierte en una cantidad teórica que combina los efectos de ambos fenómenos. Esto significa que, en estos casos,  $e_{per}$  no corresponde a una distancia física medible en el rotor, sino que es un valor calculado que integra los efectos combinados del desbalance y del momento de desbalance (Figura 1.9).

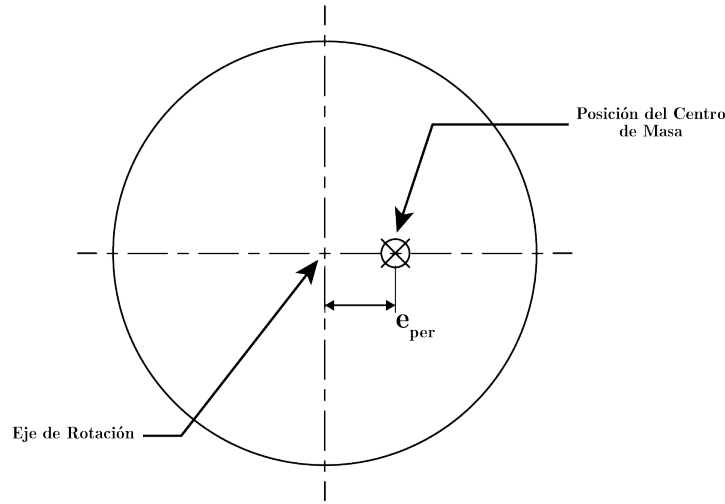


Figura 1.9: Descripción gráfica del desbalance permisible residual específico.

- **Grados de calidad de balance ( $G$ ):** Han sido establecidos para permitir la clasificación de requerimientos de calidad de balance para diferentes tipos de maquinarias típicas. Los grados de calidad de balance son diseñados de acuerdo a la magnitud del producto de  $e_{per} \cdot \Omega$  expresada en  $\text{mm}/\text{s}$ , donde  $\Omega$  es la velocidad angular del rotor a su máxima velocidad de servicio. En algunos casos es necesario un graduado más fino, especialmente cuando un balanceo de alta calidad es necesario, pero no debe ser menos



que un factor de 1,6. Los valores de los grados de calidad  $G$  para máquinas rotativas se encuentran en la Tabla 1 de la norma.

De acuerdo a Manni [15], un rotor desbalanceado es aquel en el que su masa no está distribuida equitativamente alrededor del eje de rotación y su representación matemática se presenta en la ecuación 1.2, en donde  $U$  es el desbalance de un rotor,  $m$  la masa de desbalance y  $r$  la distancia radial de la masa de desbalance al eje de rotación (Figura 1.10).

$$U = m \cdot r \text{ [g} \cdot \text{mm]} \quad (1.2)$$

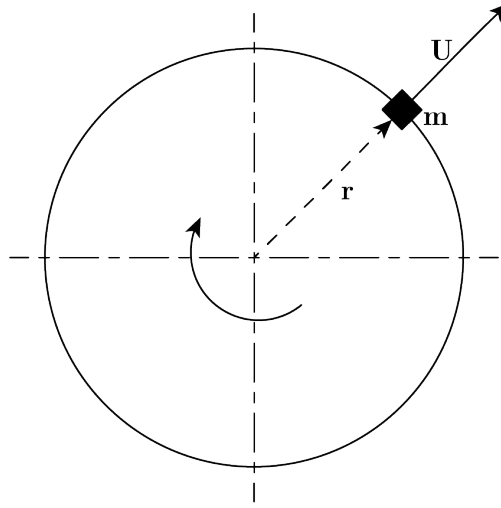


Figura 1.10: Descripción gráfica del desbalance. Adaptado de "Balancing Theory and Application" [15].

Aquí, el desbalance permisible residual específico ( $e_{per}$ ) es nombrado como excentricidad, conservando la misma definición presentada anteriormente. La norma ISO 21940-1 [16] ofrece un gráfico que permite obtener la excentricidad total aceptable de un rotor dependiendo de la velocidad de servicio  $N$  en rpm. En su defecto, el uso del gráfico puede ser reemplazado por la ecuación 1.3.

$$e_{per} = \frac{9550}{N} \cdot G \text{ [g} \cdot \text{mm/kg]} \quad (1.3)$$

También se muestra que el desbalance residual permisible puede obtenerse en gramos, combinando las ecuaciones 1.1 y 1.2, dando como resultado la ecuación 1.4.

$$m_{per} = \frac{U_{per}}{r} \text{ [g]} \quad (1.4)$$

## Impresión 3D de impulsores

Los impulsores de bombas centrífugas son producidos utilizando herramientas tradicionales de fabricación. Sin embargo, los avances en las tecnologías de impresión 3D han permitido la transición de muchas industrias de los métodos tradicionales a la impresión 3D, no solo por propósitos de prototipado rápido, sino también para el diseño y producción de partes complejas [19]. En los últimos años ha existido un aumento en la investigación correspondiente al uso de la tecnología de fabricación aditiva para la creación de impulsores.

En 2016, Fernández et al. [6] realizaron un estudio cuyo objetivo fue validar el uso de tecnologías de impresión 3D como método de fabricación de impulsores para bombas centrífugas. Para ello, compararon dos impulsores fabricados en acrilonitrilo butadieno estireno (ABS) mediante impresión 3D con el impulsor original de la bomba. Ambos impulsores impresos compartían la misma geometría, pero diferían en su post-procesado: uno fue sometido a un tratamiento con acetona durante 20 segundos para reducir la aspereza superficial característica del proceso de impresión. Posteriormente, se evaluó el rendimiento hidráulico de cada impulsor a través de la elaboración de curvas altura-caudal (H-Q). Los resultados indicaron que el impulsor tratado con acetona logró un rendimiento hidráulico superior al del impulsor original, con una desviación estándar positiva del 2,1 %, mientras que el impulsor sin tratamiento presentó un rendimiento inferior, con una desviación estándar negativa del 2 %. Cabe destacar que ninguno de los impulsores impresos sufrió daños tras las pruebas.

El estudio presentado por Polák [20] trata con la comparación de 5 impulsores con geometría idéntica: hierro fundido, acero, compuesto (ABS + hierro fundido), carcasa impresa en 3D(ABS) e impulsor impreso completo en 3D (ABS). Los dos primeros impulsores fueron fabricados utilizando moldes de fundición hechos con arena, mientras que los tres restantes fueron fabricados utilizando impresión 3D con ABS. Las pruebas realizadas mostraron que los impulsores fabricados con impresión 3D consiguieron una mejor eficiencia a altos flujos de caudal, debido a la menor aspereza en la superficie, y una mayor factibilidad de rápida fabricación del impulsor.

Babayigit et al. [7] también llevaron a cabo una investigación para comparar impulsores fabricados mediante impresión 3D con impulsores tradicionales, evaluando tanto su comportamiento mecánico como hidráulico. Para ello, se imprimieron impulsores utilizando diversos materiales (ABS, HIPS, PLA y fibra de carbono) y se contrastaron con un impulsor convencional fabricado en acero fundido GG25. En una primera etapa, se realizaron ensayos de tracción sobre probetas de cada material para analizar sus propiedades mecánicas. Los resultados mostraron que el PLA con un 80 % de relleno presentó la mayor resistencia a la tracción. No obstante, debido a consideraciones prácticas como el peso, el costo y el tiempo de fabricación, optaron por utilizar el impulsor de PLA con un 60 % de relleno para el resto de las pruebas. Una vez completada la caracterización mecánica, se instalaron los impulsores en una bomba centrífuga y se obtuvieron las curvas características de la bomba. Los resultados indicaron que el impulsor de PLA alcanzó un rendimiento hidráulico muy cercano al del

impulsor de acero fundido, posicionándose como una alternativa técnicamente viable para aplicaciones experimentales y potencialmente operativas.

Zhang et al. [21] desarrollaron una investigación orientada al estudio de distintos perfiles de álabes en impulsores de bombas centrífugas fabricados mediante tecnologías de impresión 3D. En este trabajo, se utilizó impresión en resina con el material UTR9000, una resina de propiedades similares al ABS y reconocida por su buena durabilidad. El objetivo principal fue comparar el comportamiento hidráulico de diferentes geometrías de álabes. Se diseñaron varios impulsores con perfiles de tipo arco simple, doble arco, espiral logarítmica y arco B-spline, los cuales fueron fabricados con impresión 3D y posteriormente sometidos a ensayos en un banco de pruebas. Las pruebas incluyeron curvas de altura versus caudal ( $H$ - $Q$ ) y curvas de eficiencia ( $\eta$ - $Q$ ). Los resultados mostraron que el perfil de espiral logarítmica ofreció el mejor desempeño hidráulico, mientras que el perfil de arco simple fue el menos eficiente, destacando la influencia significativa del diseño geométrico de los álabes en el rendimiento de la bomba.

## Objetivos

El objetivo principal de esta investigación es analizar el efecto del desbalance mecánico en las vibraciones de una bomba centrífuga utilizando impulsores fabricados mediante impresión 3D. Adicionalmente, se busca validar el uso de la impresión 3D para la fabricación de un impulsor, utilizando tanto el rendimiento hidráulico como el vibratorio.

## Alcances y limitaciones

Este trabajo abordó el análisis del efecto del desbalance mecánico sobre la vibración en bombas centrífugas utilizando impulsores fabricados mediante impresión 3D. Se estudiaron distintos niveles de desbalance (0 % a 200 %) y su impacto en la vibración. Se validó el uso del impulsor impreso en cuanto a rendimiento hidráulico y se implementaron metodologías de análisis en MATLAB para obtener la densidad espectral de potencia y el valor RMS de la vibración. El estudio se realizó bajo condiciones de laboratorio, con caudal constante y un único tipo de impulsor (material PLA al 60 % de relleno).

No se contó con una máquina de balanceo de alta precisión, por lo que no fue posible tener una referencia perfectamente balanceada. Tampoco se analizó el efecto del desbalance en componentes como rodamientos, tuberías o cavitación. Los resultados se limitan a las condiciones ensayadas y no consideran variaciones en temperatura, presión o ciclos prolongados de operación.

## Contribuciones

Las contribuciones más importantes del trabajo realizado son:

1. Validación del uso de impulsores fabricados con impresión 3D.
2. Análisis del efecto del desbalance mecánico de un impulsor en la vibración de una bomba centrífuga.

## Estructura de la tesis

La tesis está estructurada en cuatro capítulos. El capítulo 2 aborda la metodología empleada, presentando el montaje experimental, los componentes utilizados y las pruebas llevadas a cabo. En el capítulo 3 se pueden encontrar los resultados obtenidos en las mediciones experimentales. El capítulo 4 presenta una recapitulación del trabajo realizado, junto con conclusiones y sugerencias para continuar con el trabajo. Por último, los anexos presentan información adicional respecto al diseño y fabricación de los impulsores utilizados.

# Capítulo 2

## Materiales y métodos

### Montaje experimental

Se presenta el montaje experimental utilizado en el presente estudio, basado en el realizado por [22]. Este montaje está compuesto por dos bombas centrífugas que son controladas por un variador de frecuencia, un estanque y secciones de tuberías, como se muestra en la figura 2.1. El sistema completo fue diseñado para llevar a cabo diferentes pruebas, tales como el análisis de vibraciones en tuberías, la obtención de curvas de rendimiento de bombas y estudios de flujo en canal abierto, entre otros. Sin embargo, en esta sección se describirá únicamente la utilizada para las pruebas de vibración en bombas.

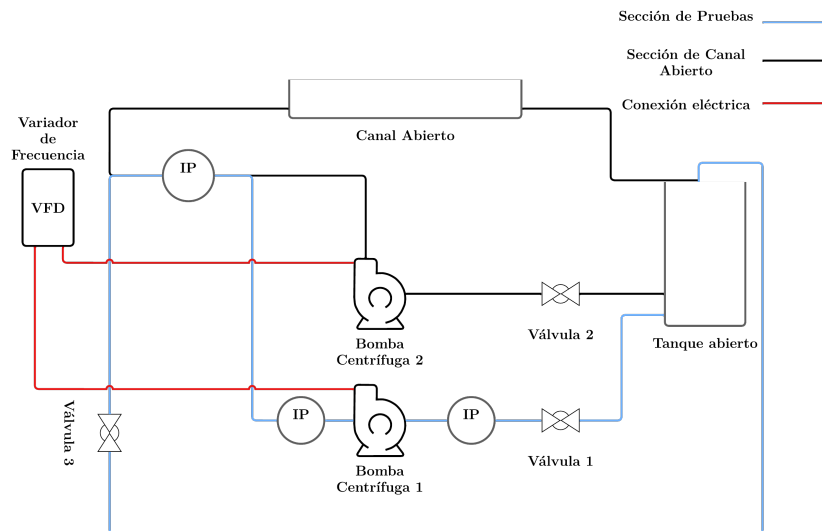


Figura 2.1: Diagrama en 2D de montaje experimental completo.

El circuito comienza en el estanque, de donde el agua es extraída por la bomba; a su entrada y salida se encuentran instalados dos manómetros para medir las presiones correspondientes. Posteriormente, el flujo pasa a través de un caudalímetro, seguido por una llave de paso utilizada para regular el caudal. Finalmente, el flujo atraviesa una sección recta de tubería diseñada para futuros estudios de vibraciones en tuberías antes de regresar al estanque, completando el ciclo (figura 2.2). El diseño del montaje permite, además, la obtención de curvas de rendimiento de la bomba. Las características técnicas de los principales componentes del montaje se presentan en la tabla 2.1.

Tabla 2.1: Características técnicas de los componentes del montaje experimental.

| Componentes                        | Especificación        | Valor           |
|------------------------------------|-----------------------|-----------------|
| Bomba centrífuga: Reggio SCF1 100T | Caudal máximo         | 350 l/min       |
|                                    | Altura máxima         | 13 m            |
|                                    | Potencia              | 1 hp            |
|                                    | Velocidad de rotación | 2.850 RPM       |
|                                    | Diámetro              | 2"              |
| Manómetro: Itahydraulic            | Rango de presiones    | -1 a 2 bar      |
| Caudalímetro                       | Rango de caudal       | 7.5 a 500 l/min |

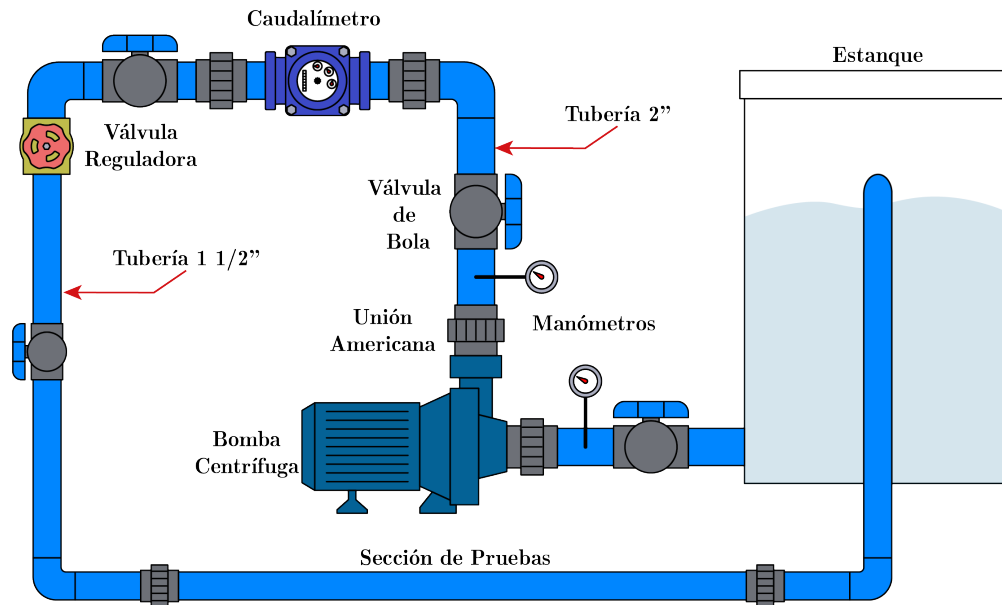


Figura 2.2: Montaje experimental de sección de prueba utilizada.

## Fabricación del impulsor

Para generar el desbalance en el impulsor de la bomba, se evaluaron diversas alternativas. Sin embargo, la mayoría de estas opciones presentaron desafíos significativos, principalmente debido a la gran cantidad de masa requerida para inducir el desbalance, lo que podría alterar la geometría del impulsor, así como a la necesidad de desmontar el impulsor de la bomba para su modificación. Este último punto representaba un riesgo adicional, ya que la reinstalación podría modificar la posición original del impulsor, afectando la reproducibilidad y confiabilidad de las mediciones.

En este contexto, se tomó la decisión de fabricar un impulsor con características que facilitaran el proceso de desbalance, además de que sea fácilmente replicable y manipulable. Tras analizar las distintas posibilidades, se concluyó que la impresión 3D representaba la opción más adecuada para satisfacer estas necesidades, gracias a su capacidad para producir piezas con alta precisión geométrica, repetibilidad y corto tiempo de fabricación.

A continuación, se describen de manera detallada las etapas llevadas a cabo para la fabricación del impulsor.

### Modelado 3D del impulsor

Para el modelado del impulsor se tomó como referencia el impulsor original perteneciente a la bomba centrífuga utilizada en el montaje experimental. El impulsor fue medido y modelado en el software Autodesk Fusion 360<sup>®</sup>. El modelo fue sometido a modificaciones a medida que se realizaban las pruebas para adaptarse a las características del proceso de impresión 3D, con el objetivo de optimizar y facilitar su fabricación. Inicialmente, se diseñó un impulsor geoméricamente similar al original; sin embargo, este diseño tuvo que ser ajustado progresivamente para mejorar su rendimiento mecánico, dado que, al ser de un material diferente al original, tendía a fracturarse en ciertas partes. Otra de las razones por las que se ajustó el diseño fue para adecuarse a las limitaciones del método de fabricación, como son los soportes, voladizos y superficies, con el fin de ahorrar tiempo y evitar problemas a la hora del post-procesado del impulsor. El detalle de las versiones diseñadas se puede revisar en el anexo A. En la figura 2.3, se presentan las vistas frontal (2.3a) y posterior (2.3b) de la primera versión del impulsor impreso en 3D. Por su parte, en la figura 2.4, se muestran las vistas frontal (2.4a) y posterior (2.4b) correspondientes a la versión final del impulsor, que incorpora las modificaciones realizadas tras las pruebas iniciales.

La principal diferencia entre la primera versión del impulsor y la versión final fue la actualización de la sección correspondiente al eje. En la versión final, se incorporó un diseño que permite el uso de un adaptador de bronce (Figura 2.4b) en lugar de insertar el impulsor directamente en el eje de la bomba. Este cambio se implementó con el objetivo de minimizar



problemas de concentricidad entre el impulsor y la bomba, garantizando una mejor alineación y reduciendo posibles fuentes de error en las mediciones.

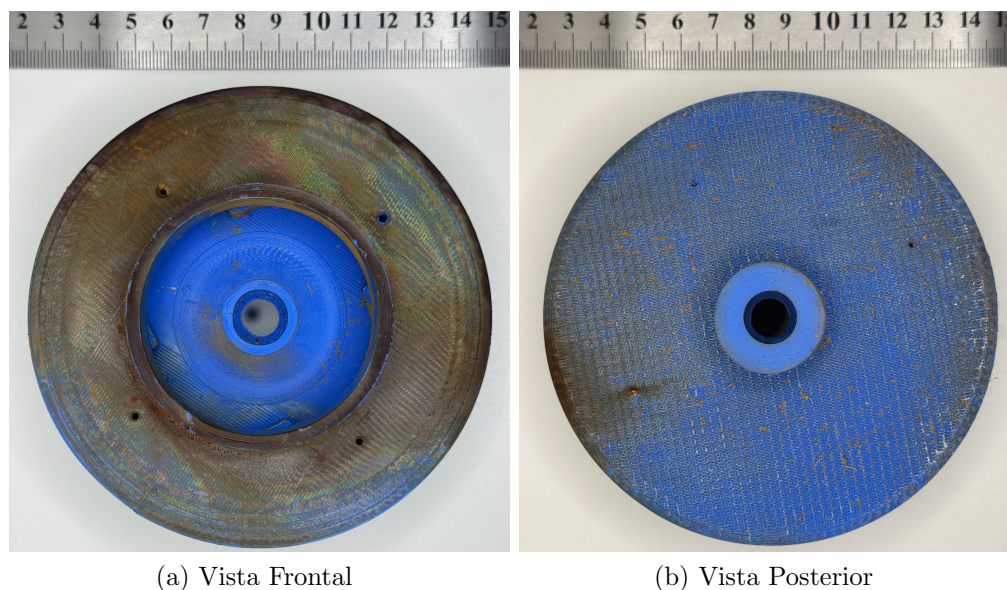


Figura 2.3: Primera versión de impulsor impreso en 3D.

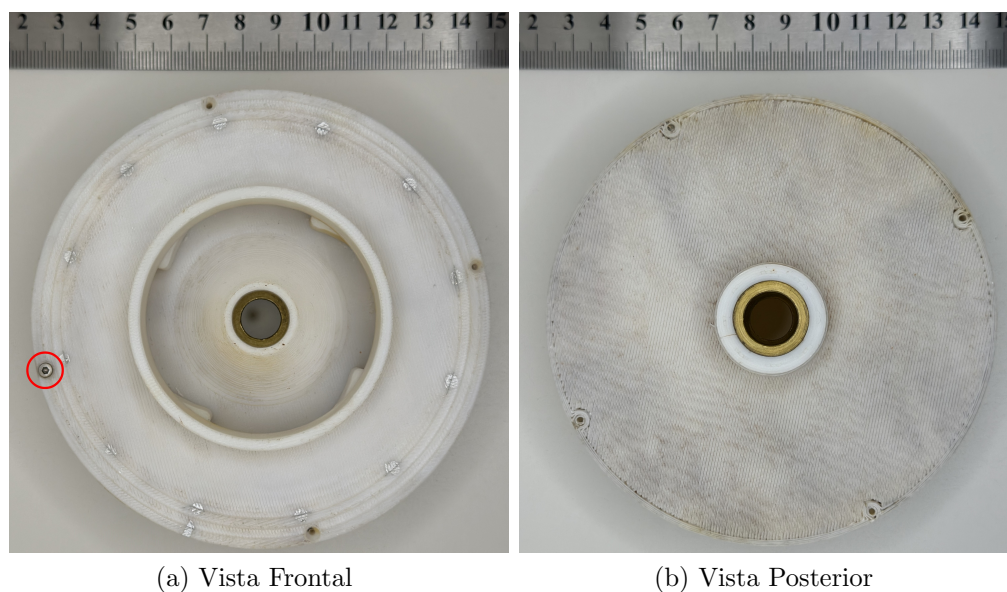


Figura 2.4: Versión final de impulsor impreso en 3D.

Además, para facilitar el proceso de generación de desbalance en el impulsor, se incluyeron



perforaciones equidistantes entre sí en los cuatro álabes, situadas a una distancia de 56 mm del centro del impulsor. Estas perforaciones fueron diseñadas para eliminar la necesidad de utilizar taladros manuales, debido a que conllevan el riesgo de realizar perforaciones imprecisas, dada la dificultad de localizar el centro de los álabes y mantener una distancia uniforme al centro del impulsor. En la figura 2.4a se observa una de las masas utilizadas para el desbalance resaltada en rojo. Para más detalle revisar el plano del impulsor disponible en el anexo B.

## Proceso de impresión del impulsor

Con el modelado 3D del impulsor finalizado, el siguiente paso fue seleccionar el método de impresión y el material más adecuado para su fabricación. Entre los distintos métodos disponibles para la impresión 3D, el modelado por deposición fundida (FDM, por sus siglas en inglés) fue el elegido. Este método consiste en calentar un material termoplástico a través de una boquilla, que lo deposita capa por capa sobre una superficie plana hasta formar la pieza deseada. La elección de este método se fundamentó en su facilidad de uso, bajo costo de los materiales y la abundante documentación técnica disponible. Una vez definido el método de impresión, se procedió a seleccionar el material a emplear. Tomando como referencia el trabajo realizado por Babayigit [7] se decidió utilizar PLA al 60 % de relleno debido a que en los estudios que realizaron presentó un rendimiento hidráulico comparable al impulsor tradicional con una buena resistencia mecánica. El siguiente paso fue preparar el modelo 3D para la impresión. Para ello, se utilizó un software de corte o laminador, encargado de convertir el diseño 3D en instrucciones comprensibles para la impresora. El laminador seleccionado fue Creality Print, elegido por su compatibilidad con la impresora utilizada. Los principales parámetros de impresión se presentan en la tabla 2.2.

Tabla 2.2: Parámetros de impresión.

| Parámetro               | Valor    |
|-------------------------|----------|
| Relleno                 | 60 %     |
| Velocidad               | 200 mm/s |
| Altura de capa          | 0,2 mm   |
| Capas superior/inferior | 5        |
| Líneas de pared         | 4        |
| Estilo de soporte       | Zig-Zag  |

Finalmente, una vez completada la impresión, el impulsor es retirado de la impresora y se realiza la extracción de los soportes. Ya retirados los soportes, se procede a la instalación del adaptador de bronce, el cual es colocado a presión en el impulsor (Figura 2.4b), dejando la pieza lista para su instalación en la bomba. Debido a la buena definición lograda al momento

de imprimir, el impulsor no necesitó post-procesado aparte del retiro de los soportes. En la figura 2.5 se puede observar el impulsor antes del post-procesado.



Figura 2.5: Impulsor impreso en 3D sin post-procesado.

### Validación del impulsor

Una vez diseñados e impresos los impulsores, fue necesario llevar a cabo un proceso de validación tanto del rendimiento hidráulico como del comportamiento vibratorio, con el fin de garantizar que el impulsor impreso tuviera un desempeño similar al del impulsor original trabajando bajo las mismas condiciones. El proceso de validación comenzó con la evaluación del rendimiento hidráulico. Para ello, se generaron las curvas de altura y caudal de ambos impulsores. La validación consistió en operar la bomba a su máximo caudal y cerrar progresivamente la válvula de regulación. Se registraron diez mediciones de caudal y presión, siendo la última con la válvula completamente cerrada. Posteriormente, los valores de presión fueron transformados en altura mediante el principio de presión estática, obteniendo así el gráfico de altura-caudal (H-Q) correspondiente.

Para comparar las características de vibración de ambos impulsores, se realizaron mediciones de vibración en cada uno de los caudales utilizados durante la prueba de rendimiento hidráulico. Para ello, se instalaron dos acelerómetros idénticos, uno en la entrada y otro en la salida de la bomba, permitiendo registrar señales de aceleración en ambas ubicaciones. A partir de estas señales, se calcularon los valores RMS con el objetivo de obtener una medida cuantitativa del nivel de vibración. Con los valores obtenidos, se elaboró un gráfico de amplitud RMS en función del caudal, lo que permitió una comparación visual del comportamiento vibratorio de ambos impulsores.

Además de las mediciones de vibración, se registraron los valores de corriente y voltaje

consumidos por la bomba con el objetivo de calcular la potencia eléctrica absorbida. La medición de corriente se realizó directamente desde el variador de frecuencia, el cual entregaba la lectura correspondiente al punto de operación de la bomba en cada uno de los caudales evaluados durante la prueba H-Q. Al combinar estos datos eléctricos con la potencia hidráulica generada, fue posible determinar la curva de eficiencia de la bomba, lo que permitió evaluar su desempeño energético en distintas condiciones de operación.

## Desbalance de impulsores

Para llevar a cabo este estudio, fue necesario generar un desbalance en el impulsor impreso en 3D. Este procedimiento se realizó considerando los conceptos descritos en la revisión bibliográfica y tomando como referencia la norma ISO 1940-1 [16] y la guía realizada por Manni [15]. En primer lugar, se realizó el cálculo del desbalance utilizando como guía lo visto en la revisión de la literatura. Luego, se llevó a cabo la implementación del desbalance, en donde se utilizaron tornillos como masas para inducir el desbalance en el impulsor. A continuación, se describe en detalle el proceso empleado para producir el desbalance y las metodologías asociadas.

### Cálculo del desbalance

El cálculo del desbalance permisible de un impulsor requiere conocer los siguientes parámetros [15]: La velocidad de rotación del rotor ( $N$ ) en rpm, la masa del rotor ( $M$ ) en kg y el grado de calidad ( $G$ ). Para determinar la velocidad de rotación del rotor, se utilizó un tacómetro, cuya disposición se muestra en la figura 2.6. Dado que el ventilador está montado en el mismo eje que el impulsor, ambos operan a la misma velocidad de rotación; por ende, si se obtiene la velocidad del ventilador, se obtendrá la del impulsor. La medición se llevó a cabo con el variador de frecuencia ajustado a 50 Hz, lo que permitió que la bomba operara a su velocidad máxima. Además, todas las válvulas del sistema fueron abiertas por completo para asegurar el flujo máximo. Bajo estas condiciones, se registró una velocidad de rotación  $N$  de 2.820 rpm. Para determinar el grado de calidad ( $G$ ), se utilizó como referencia la guía incluida en la norma ISO 1940-1 para rotores en estado rígido [16]. Según esta norma, las bombas centrífugas deben presentar un grado de calidad  $G$  de 6,3. No obstante, estudios previos no evidenciaron una relación concluyente entre el desbalance y el nivel de vibración. Considerando lo anterior, en este estudio se optó por incrementar el grado de calidad al valor siguiente en la tabla que corresponde a  $G = 16$ , con el objetivo de amplificar el efecto del desbalance y facilitar su análisis.

Según la revisión de la literatura, el desbalance permisible residual ( $m_{per}$ ) se obtiene con la ecuación 1.4. Para calcularlo, es necesario obtener el desbalance permisible residual ( $U_{per}$ ) y el

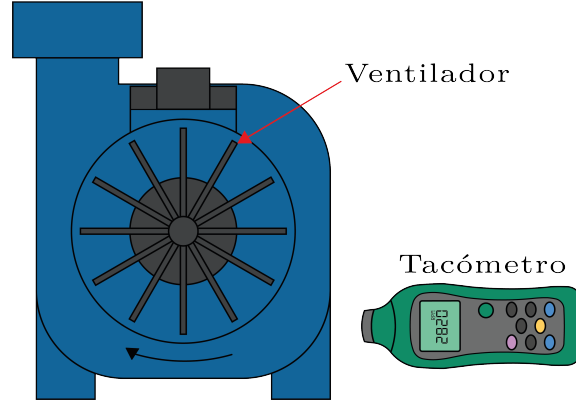


Figura 2.6: Montaje del tacómetro para la medición de velocidad de la bomba.

desbalance permisible residual específico ( $e_{per}$ ) con las ecuaciones 1.1 y 1.3 respectivamente. Para un impulsor con una masa de  $M = 0,09303$  kg, una velocidad de rotación de  $N = 2.820$  rpm, y un grado de calidad de  $G = 16$ , el cálculo del desbalance residual permisible ( $m_{per}$ ) se realizó de la siguiente manera:

$$e_{per} = \frac{9550}{2820} \cdot 16 \longrightarrow e_{per} = 54,187 \text{ g} \cdot \text{mm/kg} \quad (2.1)$$

$$U_{per} = 54,187 \cdot 0,09303 \longrightarrow U_{per} = 5,04 \text{ [g} \cdot \text{mm]} \quad (2.2)$$

$$m_{per} = \frac{5,04}{56} \longrightarrow m_{per} = 0,09 \text{ [g]} \quad (2.3)$$

El desbalance permisible resultante fue de 0,09 g. Esto implica que cualquier valor superior a este límite corresponde a un estado de desbalance en el impulsor. La tabla 2.3 presenta los distintos niveles de desbalance considerados en este estudio, los cuales varían desde 0 % hasta 200 %, con incrementos de 50 %. Estos valores corresponden a porcentajes relativos al desbalance permisible previamente calculado, donde un 0 % representa el impulsor base (sin desbalance) y un 200 % representa un impulsor con un desbalance equivalente al doble del valor permisible. Esta clasificación permite evaluar de manera controlada el efecto progresivo del desbalance sobre el comportamiento vibratorio de la bomba.

## Implementación del desbalance

El primer paso para la implementación del desbalance fue verificar la concentricidad entre el impulsor y el eje de la bomba, con el fin de reducir el efecto de un impulsor desalineado en

Tabla 2.3: Masa de desbalance calculada.

| Desbalance | Masa desbalance [g] |
|------------|---------------------|
| 0 %        | 0,09001             |
| 50 %       | 0,13502             |
| 100 %      | 0,18002             |
| 150 %      | 0,22503             |
| 200 %      | 0,27004             |

el desbalance. Se utilizó un reloj comparador, con el cual se midieron 12 puntos distribuidos uniformemente en la parte frontal del impulsor, como se muestra en la figura 2.7. En primer lugar, se realizaron mediciones en el impulsor original para establecer una referencia con la que comparar el impulsor fabricado mediante impresión 3D. Los resultados indicaron un desplazamiento similar en ambos impulsores, lo que sugiere que presentan una concentricidad comparable. La figura 2.8 muestra 4 medidas realizadas con el reloj comparador, siendo 2 realizadas con el impulsor original y 2 a impulsores impresos en 3D; de estos últimos, se utilizó el impulsor con la menor variación en sus medidas.



Figura 2.7: Montaje del reloj comparador.

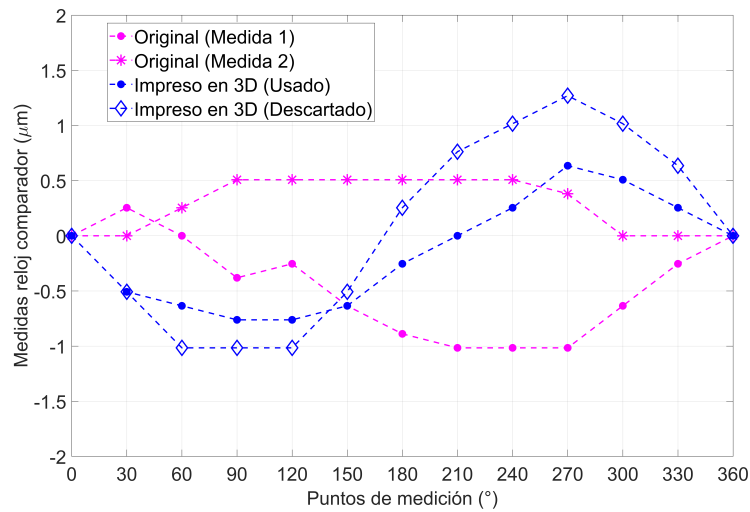


Figura 2.8: Gráfica correspondiente al desplazamiento medido en 13 puntos con el reloj comparador.

Con el impulsor correctamente alineado con el eje de la bomba, el siguiente paso fue implementar el desbalance en el impulsor. Para ello, el diseño 3D fue modificado incorporando cuatro perforaciones equidistantes en los álabes, con el objetivo de distribuir simétricamente el material retirado y minimizar la posibilidad de generar un desbalance adicional no deseado. En una de estas perforaciones se instalaron tornillos con diferentes masas, los cuales permitieron generar los niveles de desbalance desde 0 % hasta 200 %, según lo establecido previamente. Las masas utilizadas en cada prueba fueron medidas con una balanza digital de precisión de 0,001 g, y se presentan en la tabla 2.4. Cabe destacar que las masas reales presentan una leve variación respecto a los valores teóricos debido a la dificultad de ajustar con precisión la masa del tornillo.

Tabla 2.4: Masa de desbalance utilizada en pruebas de vibración.

| Desbalance | Masa desbalance utilizada[g] |
|------------|------------------------------|
| 0 %        | 0,000                        |
| 50 %       | 0,135                        |
| 100 %      | 0,180                        |
| 150 %      | 0,225                        |
| 200 %      | 0,270                        |

## Procesamiento de datos

En esta sección se medirá la vibración generada por el desbalance del impulsor utilizando acelerómetros instalados en la bomba. Se explicará el montaje y los componentes utilizados para la adquisición de los datos, así como la metodología y los parámetros utilizados para la medición. Finalmente, se detallará el proceso realizado para el análisis de los datos obtenidos, incluyendo las herramientas empleadas y los gráficos generados.

### Montaje del sistema de adquisición de datos

Los acelerómetros utilizados en este estudio son del tipo 352C65 de la marca PCB. Estos fueron instalados en la posición axial (paralela al eje de la bomba) y radial (paralela al radio del rotor) (figura 2.9). Para garantizar la consistencia en la posición de los acelerómetros entre mediciones, estos fueron fijados a la bomba utilizando cianoacrilato, lo que aseguró su estabilidad durante las pruebas. El posicionamiento utilizado fue realizado en base al trabajo realizado por Yuan [22] y lo descrito en la tabla Charlotte [11], donde se recomienda colocar los sensores de manera perpendicular a la dirección del flujo.

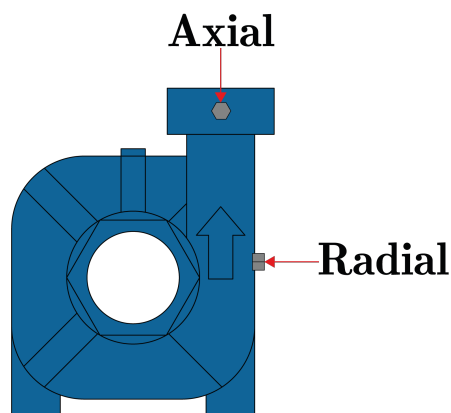


Figura 2.9: Ubicaciones axial y radial de los acelerómetros utilizados en las pruebas.

La señal medida por los acelerómetros fue procesada inicialmente a través de acondicionadores de señal 480E09 de la marca PCB, los cuales tienen la función de preparar la señal adquirida por los sensores de tal forma que sea compatible con el sistema de adquisición de datos que se utilice. Posteriormente, las señales acondicionadas fueron capturadas mediante el sistema MicroLabBox DS1202 de la marca dSpace, que es un sistema de prototipado rápido que transforma las señales analógicas en señales digitales, permitiendo su almacenamiento y análisis en la computadora. Las principales características de los componentes utilizados para la adquisición de datos son presentadas en las tablas 2.5, 2.6 y 2.7. El montaje completo del sistema de adquisición de datos se ilustra en la Figura 2.10.

Tabla 2.5: Características técnicas de los acelerómetros PCB 352C65.

| Especificación           | Valor                        |
|--------------------------|------------------------------|
| Rango de medición        | $\pm 50$ g pk                |
| Resolución               | 0,00016 g rms                |
| Rango de frecuencia      | ( $\pm 5$ %) 0,5 a 10.000 Hz |
| Frecuencia de resonancia | $\geq 35$ KHz                |
| Sensibilidad             | ( $\pm 10$ %) 100m V/g       |

Tabla 2.6: Características técnicas del acondicionador de señal PCB 480E09.

| Especificación                | Valor            |
|-------------------------------|------------------|
| Rango de frecuencia (x1, x10) | 0,5 a 100.000 Hz |
| Rango de frecuencia (x100)    | 0,5 a 50.000 Hz  |
| Ganancia del voltaje          | $\pm 2$ %        |

Tabla 2.7: Características técnicas del sistema de prototipado rápido dSpace MicroLabBox DS1202.

| Especificación      | Valor      |
|---------------------|------------|
| Entrada analógica   | 32 canales |
| Resolución de ADC   | 16 bits    |
| Voltaje de entrada  | -10 a 10 V |
| Salida analógica    | 16 canales |
| Voltaje de salida   | -10 a 10 V |
| Corriente de salida | $\pm 2$ %  |

## Adquisición de datos

Se tomaron medidas para cada nivel de desbalance. Entre cada prueba, se vació la bomba, se añadió la masa correspondiente al desbalance, y posteriormente se llenó y cebó nuevamente el sistema. Para registrar las vibraciones, se puso en marcha la bomba y se permitió que operara durante al menos 5 minutos antes de realizar las mediciones, con el fin de evitar capturar datos durante la fase transitoria. Para cada nivel de desbalance, se realizaron cinco mediciones de 15 segundos.

En las pruebas de vibración, la bomba operó a su caudal máximo, de aproximadamente 293 l/min, y los datos fueron adquiridos a una frecuencia de 8.000 Hz.



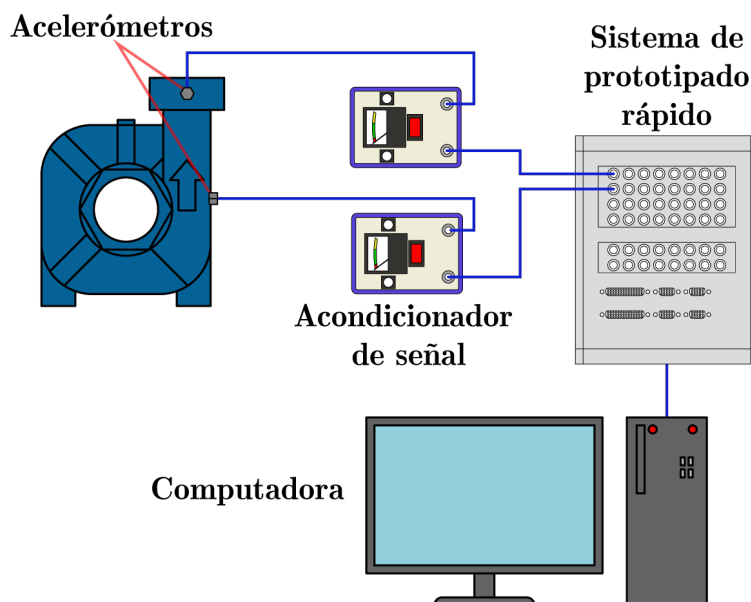


Figura 2.10: Montaje utilizado para la adquisición de datos.

## Análisis utilizado en los datos

Se utilizaron 2 parámetros para el análisis de los datos obtenidos. En primer lugar, se compararon los valores de vibración en el dominio de la frecuencia, con el fin de separar las distintas fuentes de vibración presentes en la bomba centrífuga y así centrarse únicamente en la generada por el desbalance. El otro valor utilizado fue el valor RMS de la señal para tener una estimación del efecto del desbalance en la vibración general de la bomba.

El primer paso para analizar las mediciones realizadas fue transformar la amplitud desde voltaje (V) a aceleración (g), utilizando los valores de sensibilidad correspondientes a cada sensor, los cuales fueron entregados por el fabricante. Para transformar los datos obtenidos desde el dominio del tiempo al de la frecuencia, se implementó un código en el software MATLAB. Antes de hacer la conversión, se realiza un preprocesamiento para que los vectores que contienen los datos de las señales registradas tengan la misma dimensión, ajustándolas al largo del archivo más corto. Para este estudio se utilizó la función `pwelch` de MATLAB, que implementa el método de Welch [23] para estimar la densidad espectral de potencia (PSD). Esta técnica consiste en dividir la señal en segmentos superpuestos, aplicar una ventana a cada uno y calcular su periodograma, es decir, una estimación de la distribución de energía en frecuencia basada en la magnitud al cuadrado de la FFT de cada segmento. Luego, los periodogramas individuales son promediados, lo que permite reducir la varianza de la estimación espectral y proporciona una visualización más clara y estable del contenido frecuencial. Esta función requiere algunos parámetros adicionales, como la longitud de la ventana, el tipo de ventana, el porcentaje de superposición, el número de puntos de la FFT

y la frecuencia de adquisición. Los valores utilizados se muestran en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8: Parámetros para el análisis de señal.

| Parámetro                 | Valor    |
|---------------------------|----------|
| Frecuencia de adquisición | 8.000 Hz |
| Largo de ventana          | 1 s      |
| Tipo de ventana           | Hanning  |
| Superposición             | 50 %     |
| Número de puntos          | 80.000   |

Esta función entrega dos vectores: el primero es la estimación de densidad espectral de potencia (PSD o pxx en MATLAB), y el vector de frecuencia normalizada. Para cada nivel de desbalance se realizaron cinco medidas, y una vez calculada la PSD para cada una, se calculó su desviación estándar y su valor medio para cada nivel de desbalance, como se muestra en la tabla 2.9. Debido a que el valor obtenido al calcular la desviación estándar indica que no hay una gran diferencia entre las medidas de cada nivel de desbalance, se optó por utilizar el valor promedio para obtener un solo gráfico representativo por nivel de desbalance. Con esto, es posible comparar visualmente cómo afecta el aumento del desbalance a la vibración generada.

Tabla 2.9: Desviación estándar para cada nivel de desbalance en ambas posiciones (en g).

| Desbalance | Posición Radial        | Posición Axial         |
|------------|------------------------|------------------------|
| 0 %        | $3.851 \times 10^{-5}$ | $2.052 \times 10^{-5}$ |
| 50 %       | $3.355 \times 10^{-5}$ | $1.847 \times 10^{-5}$ |
| 100 %      | $3.447 \times 10^{-5}$ | $1.796 \times 10^{-5}$ |
| 150 %      | $4.085 \times 10^{-5}$ | $2.164 \times 10^{-5}$ |
| 200 %      | $4.110 \times 10^{-5}$ | $2.264 \times 10^{-5}$ |

Además del análisis espectral, se utilizó el valor RMS como una forma de mostrar el efecto que tiene el desbalance en la vibración general de la bomba. La definición matemática del RMS para una señal  $x$  de  $N$  cantidad de datos se puede ver en la Ecuación 2.4.

$$rms(x) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |x_n|^2} \quad (2.4)$$

El valor RMS puede ser obtenido a partir del dominio de la frecuencia, utilizando el teorema de Parseval, que indica que la energía total de una señal en el tiempo es igual a la energía total en el dominio de la frecuencia (Ecuación 2.5) [14].

$$\sum_{n=1}^N |x_n|^2 = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |X_n|^2 \quad (2.5)$$

Donde  $x_n$  son los datos en el dominio del tiempo y  $X_n$  en el dominio de la frecuencia.

A partir de las ecuaciones 2.4 y 2.5, se reescribió la fórmula del RMS para obtenerlo directamente desde los datos en frecuencia (Ecuación 2.6):

$$rms(x) = \frac{1}{N} \sqrt{\sum_{n=1}^N |X_n|^2} \quad (2.6)$$

Finalmente, se utilizan los valores de la PSD obtenidos para el análisis espectral en la ecuación 2.6 y se calcula el valor RMS promedio para las cinco medidas en cada nivel de desbalance y para ambas posiciones de los acelerómetros.

# Capítulo 3

## Resultados

Los resultados preliminares de este estudio fueron presentados en la conferencia internacional FIV2024 realizada en Brasil en julio de 2024. Se incluye el trabajo enviado en el Anexo C. Además, se está preparando un manuscrito con los resultados presentados en esta sección para ser enviado a la revista The International Journal of Advanced Manufacturing Technology o similar indexada en Web of Science.

Los resultados obtenidos en esta investigación comprenden, por una parte, la validación del uso de tecnología de impresión 3D para la fabricación de impulsores, evaluada a través de pruebas de rendimiento hidráulico (curvas características de la bomba) y niveles de vibración. Por otra parte, se analizó el efecto del desbalance en las vibraciones de la bomba, lo cual se presentó mediante gráficos en el dominio de la frecuencia y el análisis de los valores RMS de aceleración.

### Análisis comparativo de impulsores

Debido a que el impulsor fue fabricado con tecnología de impresión 3D, fue necesario validar su funcionamiento tomando como referencia el impulsor original de la bomba. Ambos impulsores fueron sometidos a pruebas en igualdad de condiciones, en donde se realizaron pruebas de rendimiento hidráulico y vibratorio. El objetivo de estas pruebas fue verificar que el impulsor impreso en 3D presentara un comportamiento similar al original, asegurando así que los resultados posteriores del estudio no se vieran afectados. A continuación, se presentan los resultados obtenidos en dicha validación.

## Rendimiento hidráulico

Para evaluar el rendimiento hidráulico, se generó una curva de altura y caudal. El gráfico resultante se presenta en la figura 3.1. Los resultados indican un comportamiento hidráulico similar entre ambos impulsores, con el impulsor impreso en 3D mostrando algunas diferencias específicas: inicialmente, genera una pequeña diferencia positiva de altura en comparación al impulsor original, pero con un menor caudal máximo. En detalle, el impulsor impreso presenta una mayor altura en los caudales iniciales; sin embargo, cerca de los 75 l/min, ambos impulsores alcanzan la misma altura. A medida que el caudal aumenta, el impulsor original comienza a generar una mayor altura para los mismos caudales, con una diferencia máxima del 13.15 % entre las alturas generadas por ambos impulsores. A pesar de esta variación máxima, la diferencia promedio es de solo un 4.17 %, lo que demuestra que ambas curvas tienen un comportamiento general similar, dicho esto, se considera que el impulsor impreso en 3D está validado para su uso en los experimentos.

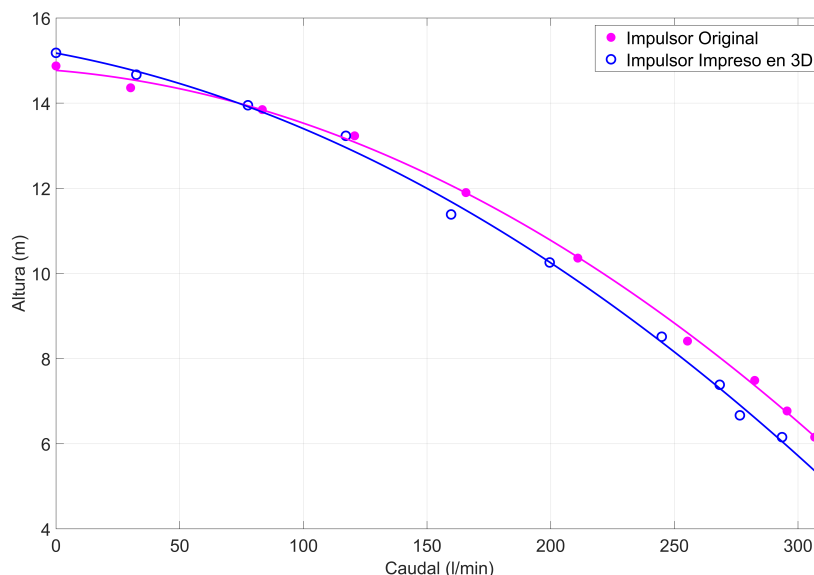


Figura 3.1: Curva HQ para comparación de rendimiento hidráulico de la bomba para impulsor original e impreso en 3D.

## Vibración generada

Los datos de vibración registrados en la entrada y salida de la bomba se presentan en el gráfico 3.2, donde se observa que ambas curvas presentan un comportamiento similar. En la entrada de la bomba, se aprecia una menor vibración generada por el impulsor impreso en 3D en comparación con el impulsor original. Por otro lado, en la salida de la bomba, ambas curvas muestran un comportamiento casi idéntico, excepto en el intervalo comprendido entre

220 l/min y 280 l/min, donde el impulsor impreso en 3D genera una vibración notablemente menor.

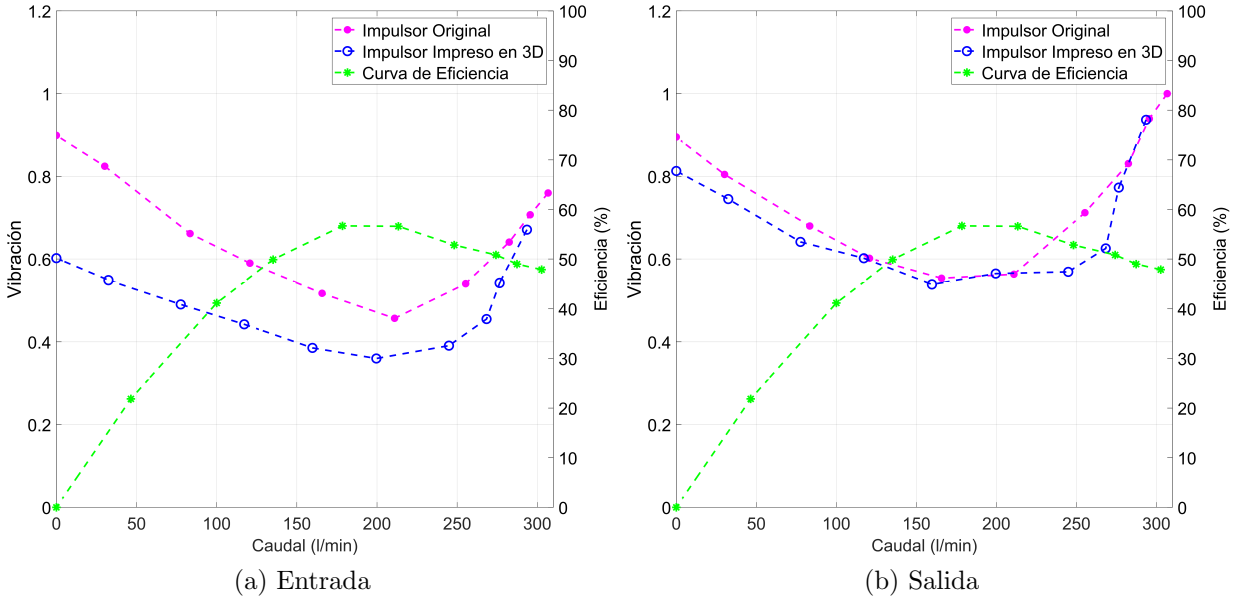


Figura 3.2: Gráfica comparativa de la vibración (normalizada) generada por ambos impulsores a la entrada y salida de la bomba.

En cuanto a la forma de las curvas, tanto en la entrada como en la salida de la bomba, se observa que la vibración disminuye a medida que aumenta el caudal, alcanzando su punto más bajo en un rango cercano a 150 l/min - 275 l/min. Posteriormente, la vibración comienza a incrementarse nuevamente. Este comportamiento puede explicarse a través de la curva de eficiencia de la bomba, la cual indica que el punto de máxima eficiencia (punto de diseño) coincide con el punto de menor vibración.

## Análisis de vibraciones vs desbalance del impulsor

Con el impulsor impreso en 3D validado, se procedió a realizar las pruebas de vibración para diferentes niveles de desbalance. Las mediciones se llevaron a cabo siguiendo la metodología descrita anteriormente, y los datos obtenidos fueron analizados utilizando MATLAB. Inicialmente, las señales se encontraban en el dominio del tiempo; sin embargo, al graficar, no se observó un patrón claro. Por esta razón, los datos fueron transformados al dominio de la frecuencia para un análisis más detallado.

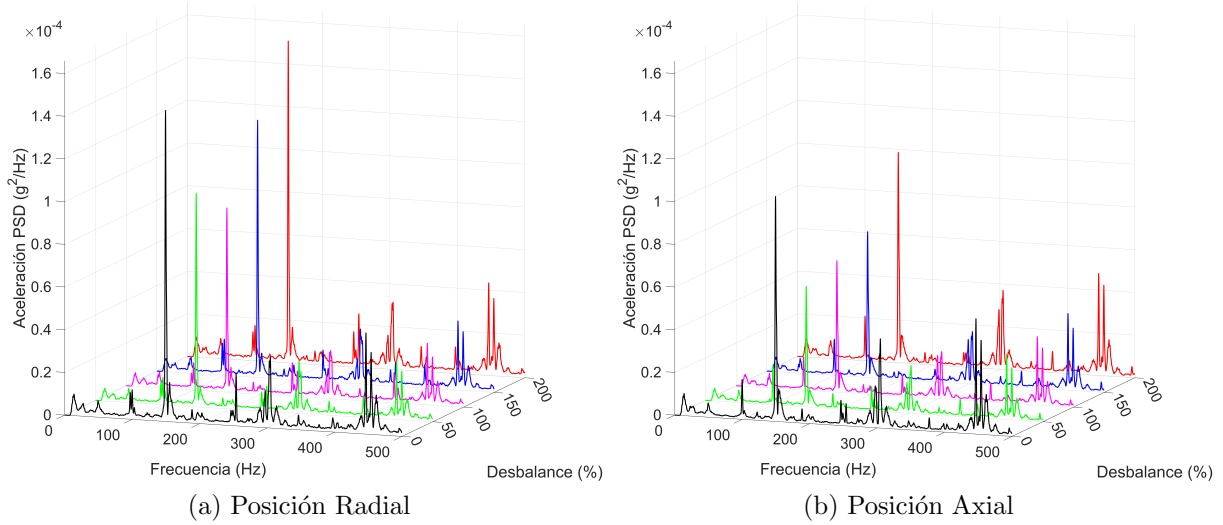


Figura 3.3: PSD de la aceleración general en las posiciones radial y axial.

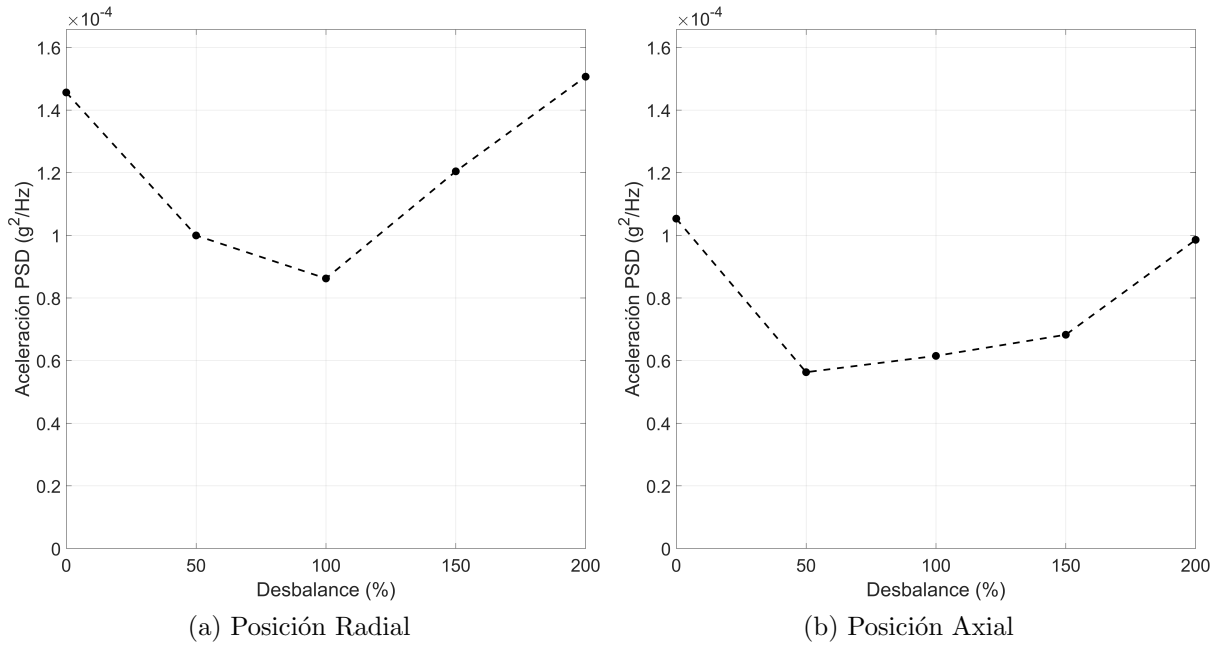


Figura 3.4: Valores máximos de aceleración para cada nivel de desbalance en las posiciones axial y radial según los datos utilizados en la figura 3.3.

Los gráficos obtenidos, mostrados en la figura 3.3, revelan que el *peak* de vibración se encuentra aproximadamente en los 150 Hz. En la posición radial (figura 3.3a), se observa que la vibración disminuye entre el 0 % y el 100 % de desbalance, pero aumenta nuevamente

hasta el 200 %. En contraste, en la posición axial (figura 3.3b), la vibración disminuye desde el 0 % hasta el 50 %, y posteriormente incrementa hasta el 200 % de desbalance. Además, se evidencia que la amplitud de vibración es mayor en la posición radial en comparación con la posición axial. Lo descrito anteriormente se aprecia con mayor claridad en la figura 3.4 que presenta un gráfico solo con los valores *peak* para cada porcentaje de desbalance en ambas posiciones.

Según la tabla de vibraciones del Instituto de Charlotte [11], se establece que, en caso de desbalance en el rotor, se debería observar una alta vibración en la frecuencia correspondiente a  $1X$ . En este estudio,  $1X$  es igual a 47 Hz, lo que implica que la vibración generada por el desbalance debería encontrarse en ese rango. Sin embargo, los resultados obtenidos muestran que el *peak* de vibración se encuentra cercano a  $3X$ , es decir, cercano a los 150 Hz. Esto sugiere que la mayor vibración generada en la bomba no proviene del desbalance del impulsor. Para realizar un análisis enfocado en la vibración generada por el desbalance se acotó el gráfico 3.3 en un intervalo cercano al punto de interés ( $1X$ )[11] con el fin de observar el comportamiento de la vibración en este rango. El gráfico 3.5 presenta la relación entre aceleración y frecuencia para los distintos niveles de desbalance en el intervalo de 40 a 60 Hz. Similar a lo visto en la figura 3.3, se observa un incremento en la vibración conforme aumenta el nivel de desbalance. Sin embargo, mientras que en la posición axial (figura 3.5b) se mantiene una forma similar al comportamiento mostrado en la figura 3.3b, en la posición radial (figura 3.5a) se evidencia un aumento en la vibración al 100 % de desbalance, que anteriormente correspondía al *peak* más bajo (figura 3.3a).

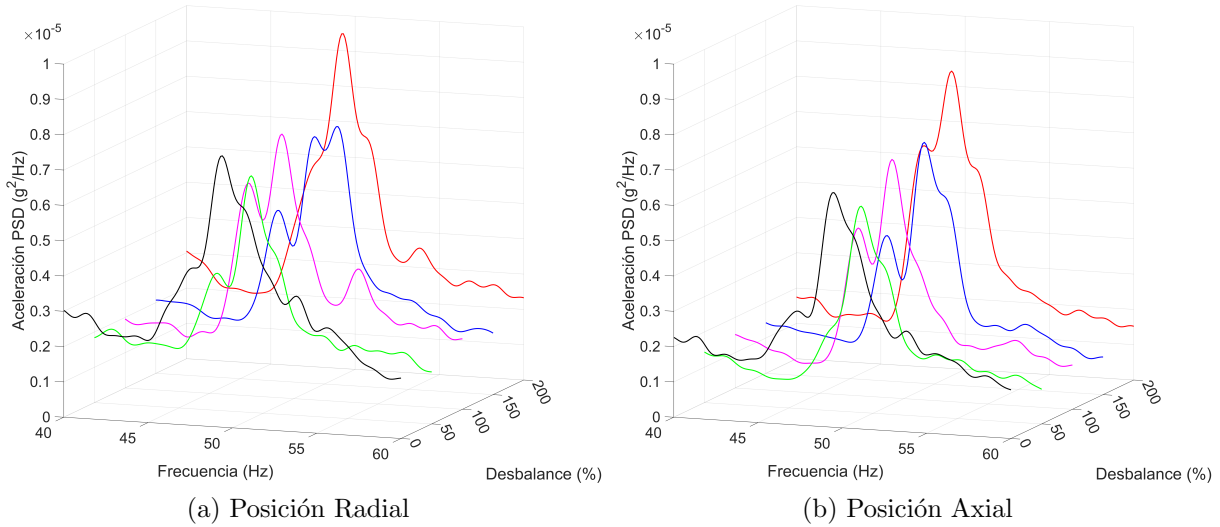


Figura 3.5: PSD de la aceleración en el intervalo entre 40 y 60 Hz para las posiciones radial y axial.

En la figura 3.6 se presentan con mayor detalle los *peaks* en el intervalo de 40 a 60 Hz,



confirmando lo descrito anteriormente. Una de las principales diferencias entre este intervalo graficado y los datos completos radica en que, en este caso, la diferencia entre la posición radial (figura 3.6a) y la posición axial (figura 3.6b) es menos significativa en comparación con los resultados previos mostrados en la figura 3.4. Esto genera una similitud en la forma de los gráficos, lo que sugiere un comportamiento más homogéneo entre ambas posiciones en este rango de frecuencia.

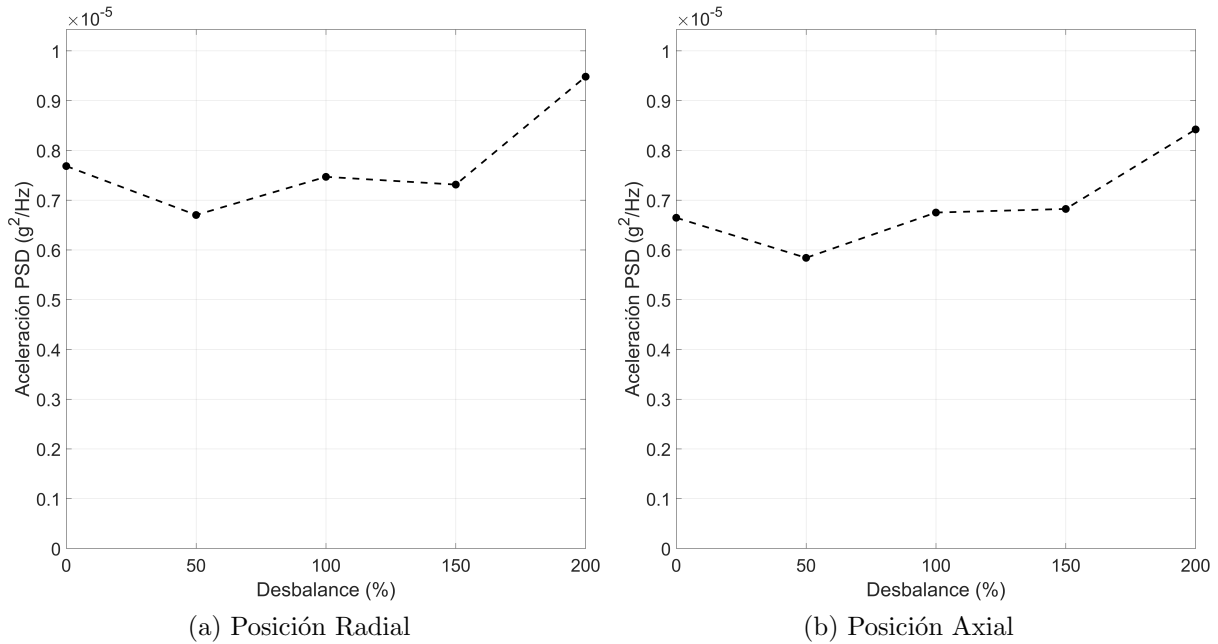


Figura 3.6: Valores máximos de aceleración para cada nivel de desbalance en las posiciones axial y radial en el intervalo de 40 y 60 Hz según los datos utilizados en la figura 3.5.

Finalmente, el análisis se complementó utilizando los valores RMS de vibración. Los valores obtenidos se presentan en la figura 3.7. Los gráficos obtenidos en las posiciones radial y axial (figuras 3.7a y 3.7b) presentan un comportamiento similar, mostrando una disminución de la vibración entre el 0 y el 50 % de desbalance y luego un aumento progresivo hasta el 200 % de desbalance. La principal diferencia entre ambas posiciones es que la posición radial (figura 3.7a) muestra una mayor amplitud que la posición axial (figura 3.7b).

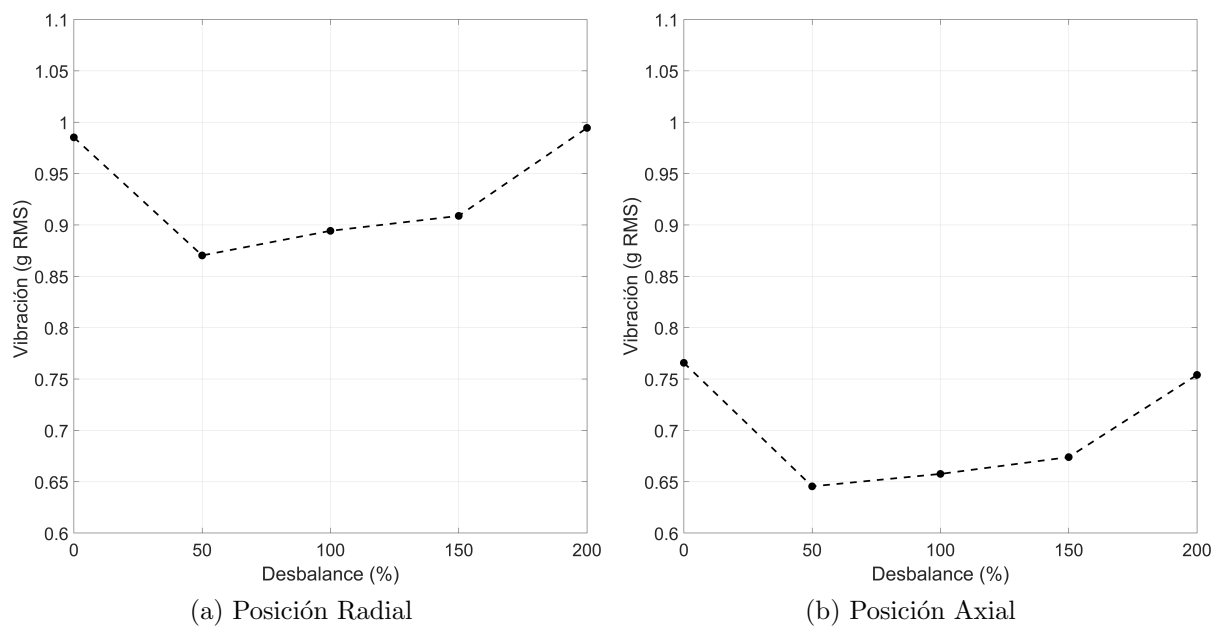


Figura 3.7: Valores RMS para cada nivel de desbalance en las posiciones radial y axial.

# Capítulo 4

## Conclusiones

Este estudio tuvo como objetivo analizar el efecto del desbalance mecánico del impulsor en las vibraciones de una bomba centrífuga, utilizando herramientas de análisis de señales como el análisis espectral y los valores RMS. Adicionalmente, se llevó a cabo una validación del uso de la tecnología de impresión 3D para la fabricación de impulsores, mediante la comparación de su desempeño hidráulico y vibratorio con el de un impulsor fabricado por métodos tradicionales.

Los resultados obtenidos validan el uso de tecnologías de impresión 3D en la fabricación de impulsores para bombas centrífugas, demostrando un rendimiento hidráulico comparable al de los impulsores tradicionales, con una diferencia promedio de 4,17 % entre las curvas HQ de ambos impulsores. Además, las pruebas de vibración mostraron que los impulsores impresos en 3D presentan un rendimiento superior, generando menores niveles de vibración bajo condiciones similares, lo que confirma su viabilidad como alternativa en aplicaciones experimentales.

Si bien los resultados demostraron que la impresión 3D fue efectiva para la fabricación del impulsor, es importante señalar que esta tecnología aún presenta ciertas limitaciones. Entre ellas se incluyen la necesidad de estructuras de soporte para geometrías complejas, la dificultad para asegurar una buena adhesión a la cama de impresión y los tiempos relativamente prolongados de fabricación. En el caso específico del impulsor, se presentaron principalmente dos de estas problemáticas: la presencia de soportes internos, cuya remoción demandaba un tiempo considerable y ponía en riesgo la integridad de la pieza, y fallas de adhesión durante la impresión. En algunos casos, el impulsor se despegaba de uno de sus extremos, lo que provocaba una deformación que afectaba su geometría final. A pesar de estas dificultades, durante el desarrollo del proyecto se pasó de utilizar una impresora con una velocidad de 60 mm/s a una capaz de alcanzar los 500 mm/s. Este avance evidencia el rápido desarrollo de la tecnología de impresión 3D, lo cual sugiere que muchas de estas limitaciones podrían ser superadas en un futuro cercano.

Las pruebas realizadas confirmaron que las vibraciones en la bomba aumentan progresivamente a medida que se incrementa el desbalance del impulsor. Si bien el *peak* de vibración general se ubicó en torno a los 150 Hz, la literatura señala que, idealmente, el desbalance mecánico debería manifestarse en frecuencias cercanas a la velocidad de giro de la bomba, que en este caso corresponde a 50 Hz. El hecho de que el *peak* de vibración no se encuentre en esta frecuencia podría atribuirse a la presencia de otras fuentes de vibración de mayor magnitud, como podrían ser desalineación, defectos en el eje o cavitación. Al analizar los *peaks* de vibración generados a los 50 Hz se observó un incremento progresivo de la amplitud con el aumento del desbalance. Este comportamiento también fue consistente en el análisis realizado mediante valores RMS, lo que muestra que el nivel de vibración crece a medida que aumenta el desbalance del impulsor.

Para finalizar, se considera que, a pesar de que el impulsor impreso en 3D presenta una geometría simétrica, es posible que no haya estado perfectamente balanceado desde su fabricación. Esta condición podría haber limitado la observación de un aumento progresivo y continuo de la vibración desde el estado base hasta el 200 % de desbalance, ya que las vibraciones comenzaron a incrementarse de forma significativa a partir del 50 %.

Para investigaciones futuras, sería recomendable contar con una máquina de balanceo que permita fabricar impulsores con un desbalance despreciable. Esto facilitaría establecer una referencia clara, precisa y controlada al momento de comparar el comportamiento vibratorio de impulsores con distintos niveles de desbalance. Asimismo, un aspecto relevante a considerar es el estudio de la degradación del impulsor a lo largo del tiempo, con el objetivo de estimar su vida útil bajo condiciones normales de operación. Este análisis permitiría determinar si el nivel de vibración cambia progresivamente con el desgaste del componente, lo que podría servir como base para estrategias de mantenimiento predictivo. Otra línea de investigación podría enfocarse en evaluar el efecto del desbalance sobre otros componentes del sistema, como rodamientos, tuberías o incluso cavitación. Entender estas interacciones contribuiría a un análisis más integral del comportamiento dinámico del sistema de bombeo. También, se podría realizar un análisis con diferentes tipos de impulsores variando la cantidad de álabes para observar cómo sería su respuesta en frecuencia. Finalmente, se podrían diseñar ensayos que consideren variaciones en parámetros de operación, tales como temperatura y presión, para evaluar cómo influyen estas condiciones en el nivel de vibraciones y el desempeño general de la bomba y en el impulsor impreso.

# Bibliografía

- [1] J. F. Gülich. *Centrifugal Pumps*. Springer, Gewerbestrasse 11, 6330 Cham, Switzerland, 2020.
- [2] Ravindra Birajdar and Appasaheb Keste. Prediction of flow-induced vibrations due to impeller hydraulic unbalance in vertical turbine pumps using one-way fluid-structure interaction. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, pages 417–430, 2020.
- [3] Hydraulic Institute. American national standard for rotodynamic pumps for vibration measurements and allowable values, 2009.
- [4] JC Wachel, JD Tison, and KE Atkins. Field instrumentation and diagnosis of pump vibration problems. Technical Report Rotating machinery and controls (ROMAC), University of Virginia, Virginia, 1983.
- [5] Yoshiki Yoshida, Yoshinobu Tsujimoto, Takashi Kawakami, and Toru Sakatani. Unbalanced hydraulic forces caused by geometrical manufacturing deviations of centrifugal impellers. *Journal of Fluids Engineering*, pages 531–537, 1998.
- [6] S. Fernández, M. Jiménez, J. Porras, L. Romero, M. Espinoza, and M. Domínguez. Additive manufacturing and performance of functional hydraulic pump impellers in fused deposition modeling technology. *Journal of Mechanical Design*, 2016.
- [7] Osman Babayiğit, Selahattin Sefaci, and Mehmet Şahbaz. Usage of 3d printing technology in centrifugal pumps and material selection. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2023.
- [8] Vantage Market Research. Centrifugal pump market: Global industry assessment & forecast. <https://www.vantagemarketresearch.com/industry-report/centrifugal-pump-market-1832>, 2023. Accessed: 2025-01-06.
- [9] Igor Karassik, Joseph Messina, Paul Cooper, and Charles Heald. *Pump Handbook*. McGraw-Hill Professional, fourth edition, 2008.
- [10] Robert R. Ross Val S. Lobanoff. *Centrifugal Pumps: Design And Application*. Butterworth-Heinemann, second edition, 1992.

- [11] Charlotte Institute of Technology. Tabla de Vibraciones del Instituto Charlotte, 2024. Referencia técnica para evaluación de vibraciones en máquinas rotativas.
- [12] Singiresu S. Rao. *Mechanical Vibrations*. Pearson Education, 6th edition, 2017.
- [13] Ronald Allen and Duncan Mills. *SIGNAL ANALYSIS*. John Wiley and Sons Ltd., 2004.
- [14] Anders Brandt. *Noise and Vibration Analysis*. John Wiley and Sons Ltd., second edition, 2023.
- [15] G. Manni. *Balancing Theory and Applications*. CEMB S.p.A., Via Risorgimento, 9 - MANDELLO DEL LARIO (LC) - ITALY, 1999.
- [16] ISO. Mechanical vibration — balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state. Standard, INTERNATIONAL STANDARD, 2003.
- [17] R. Kiliç. Determination of imbalance problem in electric motor and centrifugal pump by vibration analysis. *Acta Phys. Pol. A*, 2016.
- [18] Kristoffer McKee, Gareth Forbes, Ilyas Mazhar, Rodney Entwistle, and Ian Howard. A review of major centrifugal pump failure modes with application to the water supply and sewerage industries. *ICOMS Asset Management Conference*, 2011.
- [19] Gaurav Prashar, Hitesh Vasudev, and Dharam Bhuddhi. Additive manufacturing: expanding 3d printing horizon in industry 4.0. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)*, 17(5):2221–2235, 2023.
- [20] Martin Polák. Behaviour of 3d printed impellers in performance tests of hydrodynamic pump. In *PROCEEDING OF 7TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON TRENDS IN AGRICULTURAL ENGINEERING 2019*, pages 447–452, 2019.
- [21] Hui Zhang, Lingfeng Tang, and Yongtao Zhao. Influence of blade profiles on plastic centrifugal pump performance. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2020.
- [22] Ye Yuan, Shouqi Yuan, and Lingdi Tang. Investigation on the effect of complex impeller on vibration characteristics for a high-speed centrifugal pump. *Journal of power and energy*, 2019.
- [23] P. D. Welch. The use of fast fourier transform for the estimation of power spectra: A method based on time averaging over short, modified periodograms. *IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics*, 15(2):70–73, 1967.

# Apéndice A

## Diseño del impulsor

Durante las pruebas realizadas, el diseño del impulsor fue modificado en repetidas ocasiones hasta llegar a la versión final. El principal motivo fue la necesidad de adaptarse a la tecnología elegida para su fabricación, así como también superar los problemas surgidos en las pruebas. A continuación, se presentan en detalle las 5 versiones más representativas del proceso completo, así como las razones que llevaron a su rediseño.

### Versión inicial

La primera versión fue diseñada tomando en cuenta la geometría del impulsor de la bomba existente. En primer lugar, se optó por un diseño que permitiera facilitar el proceso de impresión utilizando la impresora **Artillery Sidewinder 2**. Por esta razón, se dividió el diseño del impulsor en dos partes: una superior y una inferior, con el fin de reducir la dificultad a la hora de retirar los soportes interiores. Si bien la forma de fabricación cumplió con el propósito previsto, ambas piezas debían ser unidas mediante tornillos o pegamento. Esto generó la posibilidad de introducir un desbalance no deseado por la variación de masa del material a utilizar. El impulsor, cuyo tiempo de impresión fue de 18 horas aproximadamente, puede verse en la figura [A.1](#).

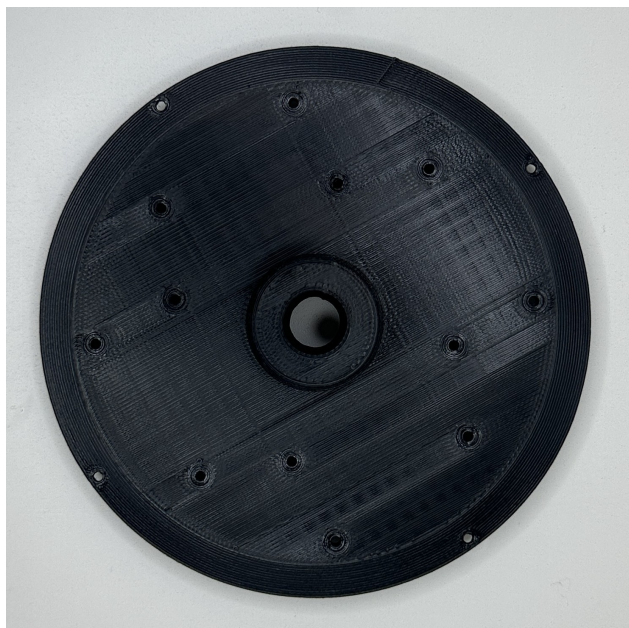




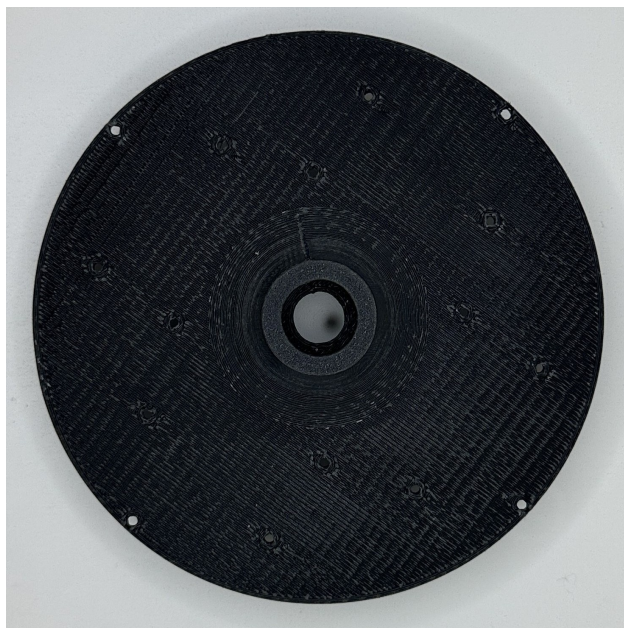
(a) Pieza superior vista 1



(b) Pieza superior vista 2



(c) Pieza inferior vista 1



(d) Pieza inferior vista 2

Figura A.1: Primera versión de impulsor impreso en 3D.



## Segunda versión: Pieza única

Esta versión comparte la misma geometría que su antecesora, pero con la diferencia de ser una pieza única. La principal desventaja respecto a la versión 1 fue la dificultad de retirar los soportes generados al interior del impulsor. Este impulsor tuvo un tiempo promedio de impresión de 20 horas y fue fabricado con la misma impresora que la versión anterior. Este modelo fue utilizado en las primeras pruebas de rendimiento en la bomba centrífuga, logrando resultados similares al impulsor original. Sin embargo, este modelo presentó una de las primeras fallas evidentes del proceso de fabricación, que fue la fractura del acople del eje, como se puede apreciar en la figura [A.2b](#).

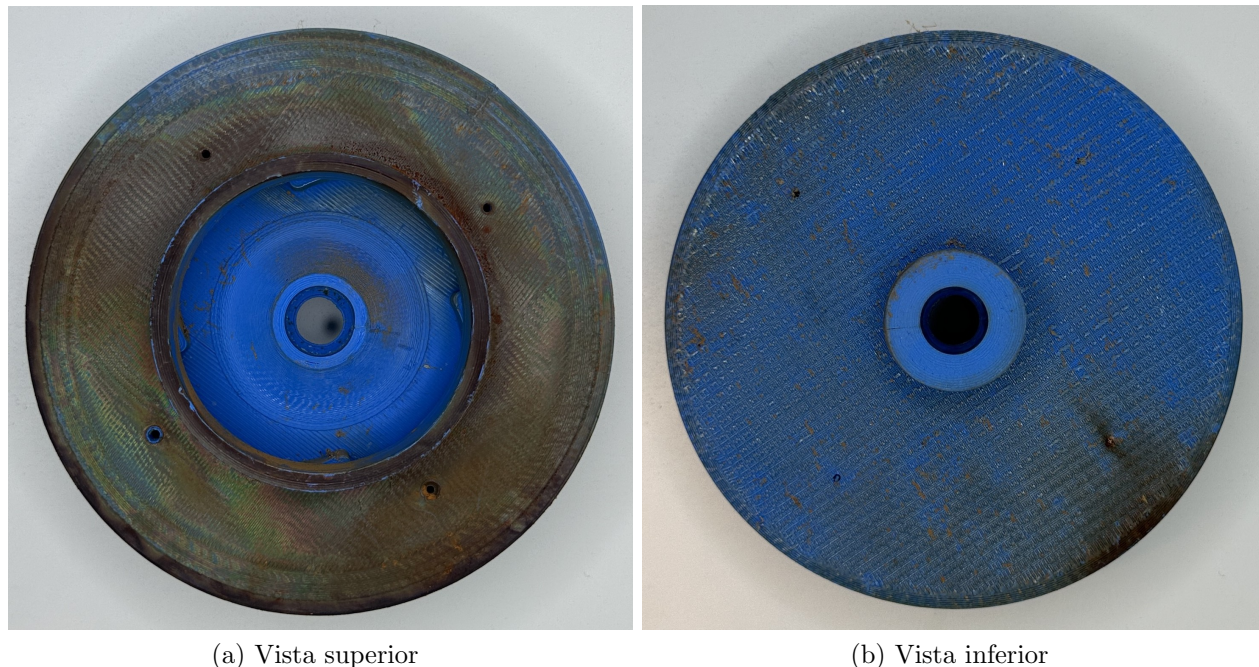


Figura A.2: Segunda versión de impulsor impreso en 3D.

## Tercera versión: Ajuste de dimensiones

En esta versión se debió ajustar el modelo al impulsor de una nueva bomba centrífuga. Además, se utilizó la impresora **Creality Ender 3 V3 SE** debido a su mayor velocidad, lo que permitió reducir el tiempo de impresión del impulsor a 12 horas aproximadamente. El modelo anterior fue diseñado en base al impulsor de la bomba que estaba disponible; sin embargo, en ese momento se adquirió otra bomba de la misma marca y modelo, pero con un impulsor diferente. El diseño 3D existente fue modificado para ser similar al nuevo

impulsor debido a que éste sería con el que se iba a comparar (figura A.2). Al igual que la versión anterior, este impulsor logró un rendimiento hidráulico similar al original. La principal problemática generada por este diseño fue la dificultad de realizar las perforaciones necesarias para añadir la masa de desbalance. Al perforar, era difícil realizar los 4 puntos equidistantes debido a que en la mayoría de las veces no se lograba acertar al centro de los álabes, que era la mejor posición para no alterar la geometría interior del impulsor.



(a) Vista superior

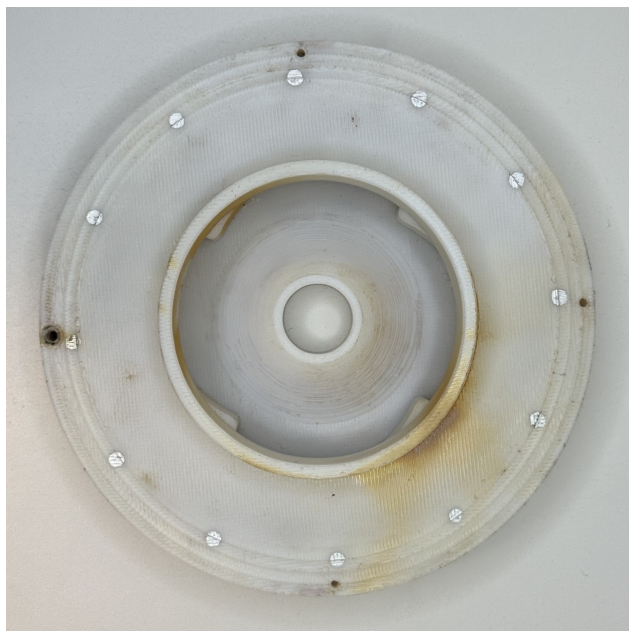
(b) Vista inferior

Figura A.3: Tercera versión de impulsor impreso en 3D.

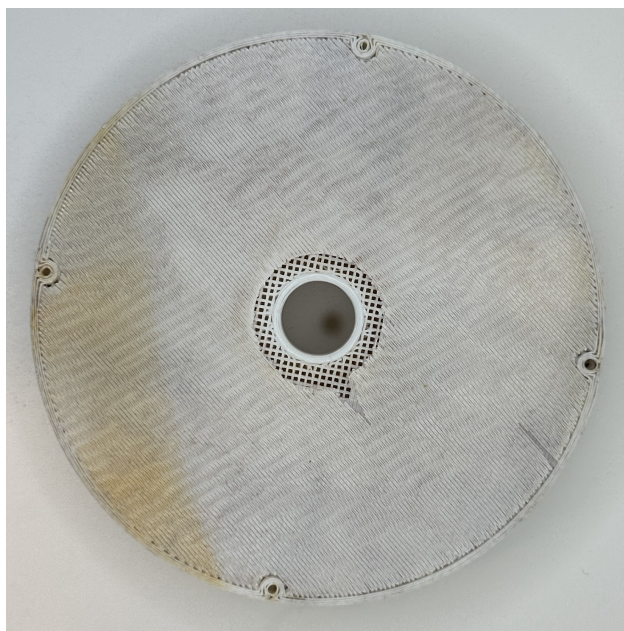
## Cuarta Versión: Perforaciones en el diseño

Esta versión (figura A.4) contaba con las perforaciones para la masa de desbalance en el diseño 3D, lo que permitía que el impulsor fuera fabricado con las perforaciones equidistantes del centro. El principal factor que permitió que esto fuera posible fue la adquisición de la impresora **Creality K1 max** que permitía impresiones más rápidas y con mayor calidad. El tiempo de impresión de este impulsor fue de aproximadamente 7 horas. Sin embargo, a pesar de que el modelo impreso presentaba un rendimiento hidráulico similar al del impulsor original, no fue posible insertarlo de forma concéntrica al eje de la bomba, lo que implicaba el riesgo de introducir un desbalance mecánico no deseado. Esta dificultad se debía a la geometría cónica del eje: si el impulsor no se alineaba de manera perpendicular al eje al momento de la instalación, tendía a quedar descentrado y a fracturarse, como se observa en la figura A.5.



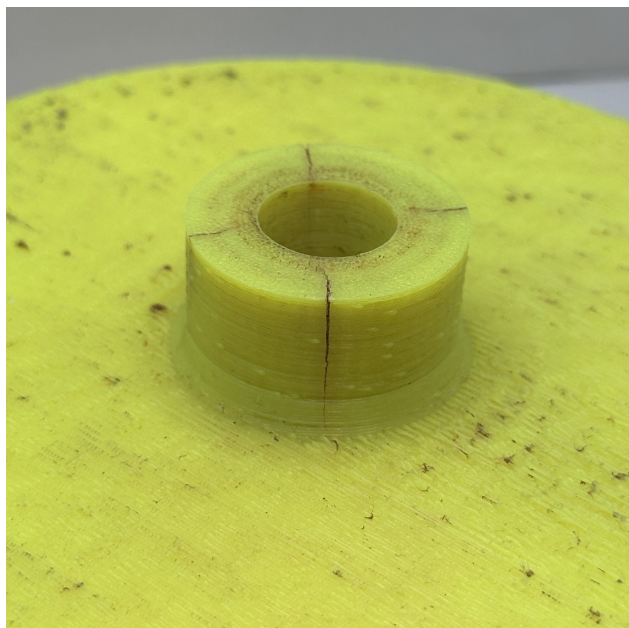


(a) Vista superior

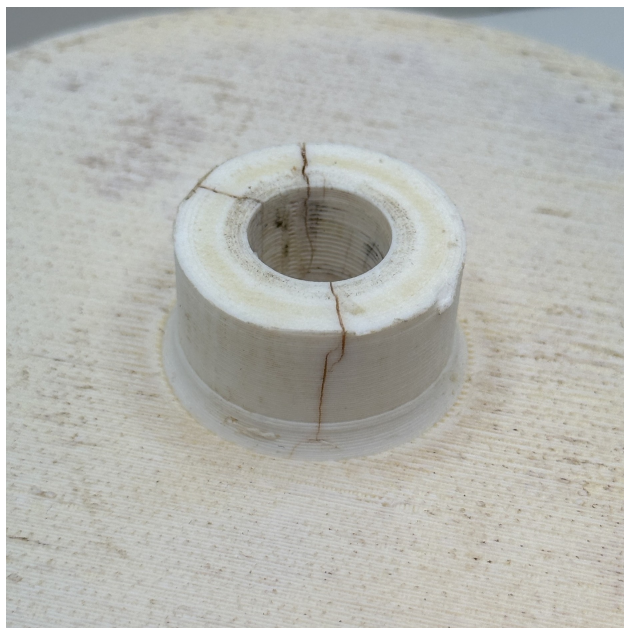


(b) Vista inferior

Figura A.4: Cuarta versión de impulsor impreso en 3D.



(a) Fractura en 4 puntos



(b) Fractura en 3 puntos

Figura A.5: Fractura en acople del eje.

## Versión final: Acople de bronce

Esta es la versión utilizada en las pruebas finales (figura A.6). Al igual que la versión anterior, esta cuenta con perforaciones realizadas desde el diseño 3D. Para solucionar el problema de concentricidad, se fabricó un acople de bronce que se insertaba en el acople del eje, como se muestra en la figura A.7. Esto permitió que se redujeran los posibles efectos generados por una mala instalación y mejoró la resistencia del acople a las fracturas. Finalmente, este impulsor mostró buenos resultados, por lo que se decidió utilizar esta versión como la definitiva.



(a) Vista superior



(b) Vista inferior

Figura A.6: Versión final de impulsor impreso en 3D.

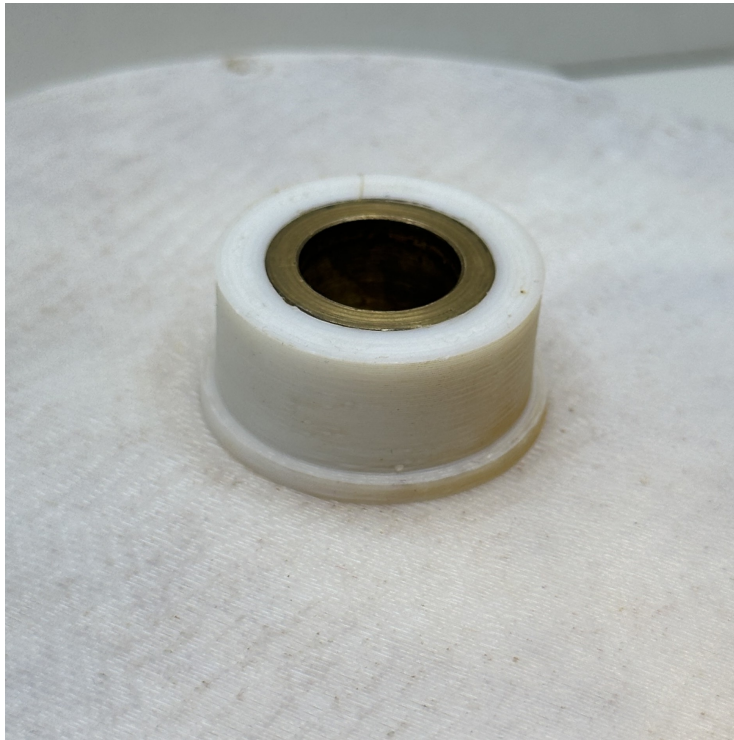
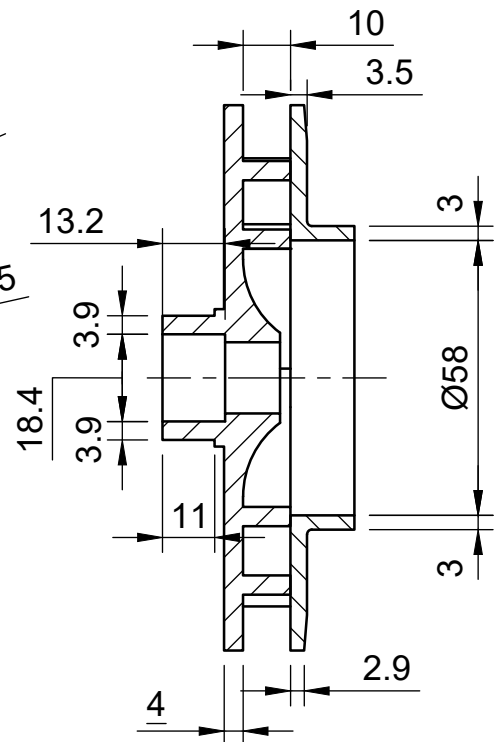
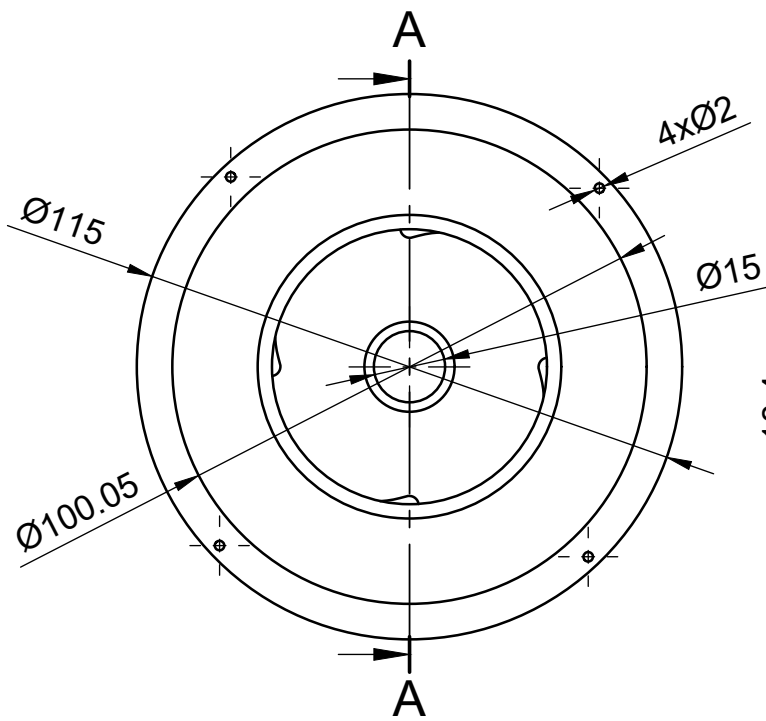


Figura A.7: Acople de bronce.

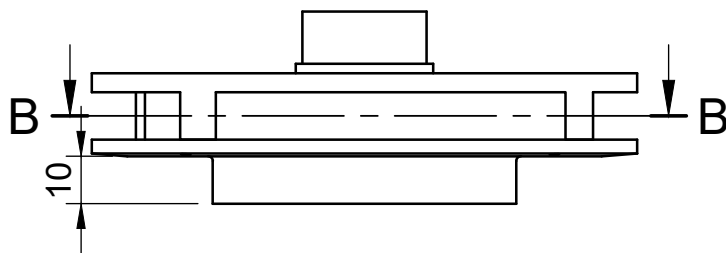
## Apéndice B

### Plano del impulsor

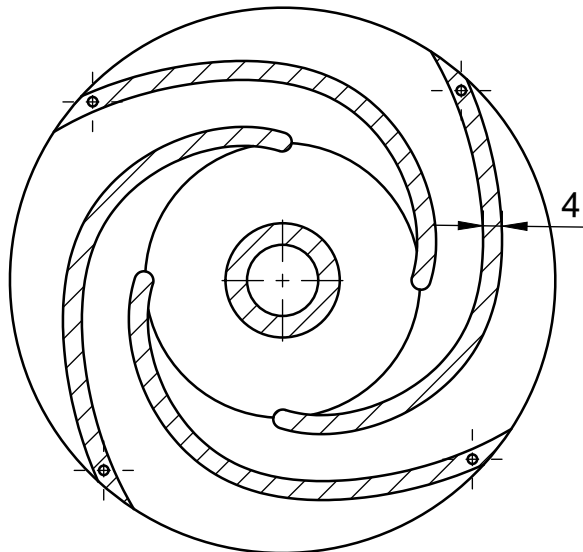




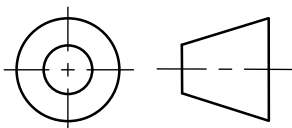
A-A  
(1:1.5)



B-B (1:1.5)



Método de proyección



Pieza

**Impulsor PLA**

Título

Efecto del Desbalance Mecánico de Impulsores  
Fabricados con Impresión 3D en el  
Comportamiento Dinámico de una Bomba  
Centrífuga

Creado por

**Sebastián Jeldres S.**

Software

**Fusion 360**

Escala

**1:1.5**

Rev.

**0**

Fecha

**10-07-2025**

Hoja

**A4**

## Apéndice C

### Resultados previos



FIV2024-0090

## FLOW-INDUCED VIBRATION CAUSED BY AN UNBALANCED IMPELLER ON A CENTRIFUGAL PUMP

Sebastián D. Jeldres

Daniel E. Casagrande

L. Enrique Ortiz-Vidal

Instituto de Ciencias de la Ingeniería, Universidad de O'Higgins - Avenida Libertador General Bernardo O'Higgins 611, Rancagua, Chile

sebastian.jeldres@postgrado.uoh.cl - daniel.casagrande@uoh.cl - enrique.ortiz@uoh.cl | enrique.ortizvidal@outlook.com

**Abstract.** Pipe flow is found in most industrial systems such as engine systems, heat exchangers in power generation plants and chemical plants. All these processes use pumps to transport fluids, and they have in common that vibration is one of the main causes of pipeline failure. Vibration in pipelines could be caused by different factors such as flow-induced vibration and impeller unbalance. In this paper we study the effect of an unbalanced impeller of a centrifugal pump on flow-induced vibration. The study considers the design and construction of an experimental setup with a centrifugal pump and pipe sections where vibration is measured. To assess their impact on flow-induced vibration, different impellers are deliberately unbalanced by attaching tin weights. Vibration measurements are conducted at both the inlet and outlet of the pump after substituting the original impeller with the unbalanced one. Additionally, performance tests are carried out by measuring the pressure for various flow rates. Vibration and performance measurements conducted with the original impeller are considered the baseline and compared to the measurements with the unbalanced impellers. Preliminary results show the variation in flow-induced vibration due to the unbalance level of each impeller and also confirm that the 3D printed impeller has a similar performance to the original one.

**Keywords:** Centrifugal pumps, Flow-induced vibration, Unbalanced impeller, 3D printed impeller.

### 1. INTRODUCTION

Centrifugal pumps performance is often compromised by vibrations resulting from numerous factors, such as unbalances in the impeller and hydraulics, seal defects, and other mechanical issues, as noted by McKee *et al.* (2011). Kalmegh and Bhaskar (2012) show that vibrations caused by impeller unbalance is a condition where the rotor's main inertia axis does not align with its geometric axis. Correcting this unbalance involves adjusting the rotor's mass, necessitating knowledge of the permissible vibration level.

Accelerometers are frequently employed for vibration detection and measurement thanks to their straightforward implementation. Earlier studies, like the one by Wang *et al.* (2012), have investigated the impact of the impeller's discharge angle on flow-induced vibration by positioning accelerometers at various points on the pump to gather data. Similarly, research conducted by Al-Qutub *et al.* (2009) used accelerometers to study the effects of the radial gap and flow rate on the pressure, vibration, and overall performance of the pump.

The advancement of technology has facilitated the production of impellers through 3D printing, offering a more accessible and versatile method for their manufacture. Recent work (Babayiğit *et al.*, 2023) compared impellers created with various materials through 3D printing against a traditional impeller, finding comparable performances between them.

Currently, there are few studies on the impact of impeller imbalance on flow-induced vibration. Therefore, our aim is to delve into this issue, incorporating 3D printing technology in the manufacturing process of impellers.

### 2. METODOLOGY

To conduct this study, an experimental setup is implemented using centrifugal pumps and impellers manufactured via 3D printing. 3D printed impellers are validated comparing their performance with the original impeller. Subsequently, these impellers are deliberately unbalanced using small tin weights in a progressive manner to examine the impact of increasing imbalance on flow-induced vibration at the pump's inlet and outlet. The detailed process is described in the following subsections.

## 2.1 Experimental Set-up

Figure 1 shows the experimental setup constructed for the study. This setup comprises a closed circuit starting from a tank where water is drawn by a centrifugal pump mounted on a metal structure; the pump is positioned to facilitate easy assembly and disassembly for impeller changes during tests (Fig. 2). Manometers (PI) were installed at the pump's inlet and outlet and a flow meter (FI) to record the curves generated by different impellers. Then, water is diverted to a test section consisting of an interchangeable straight pipe to measure various pipe types. After passing through the section, the water returns to the tank.



(a) Overview of the experimental setup

(b) Close-up of the centrifugal pumps

Figure 1: Experimental setup of the centrifugal pump system.

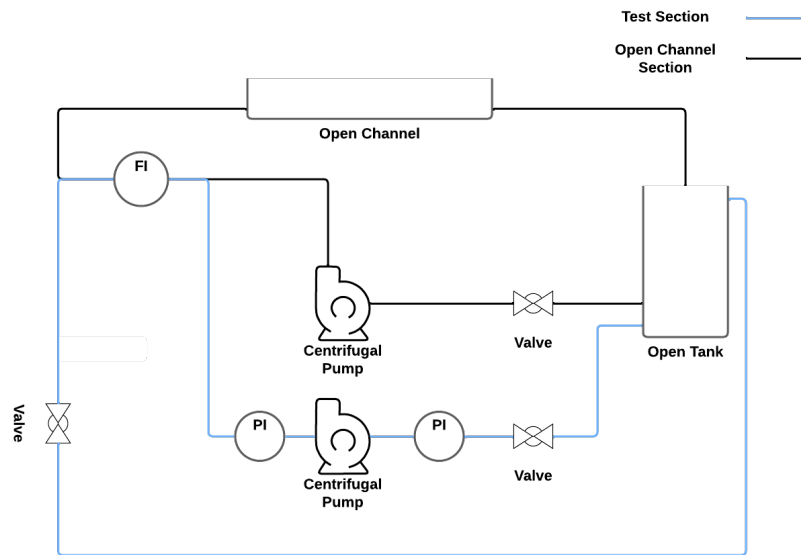


Figure 2: Experimental set-up diagram.

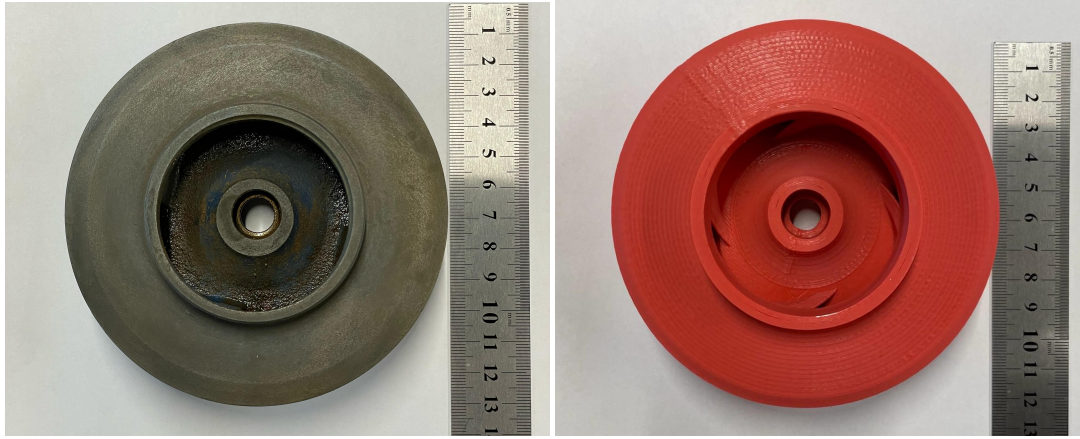
## 2.2 3D Printing and Validation of Impellers

The study explored the use of 3D printing for creating impellers to be intentionally unbalanced, given its ease of manipulation and the ability to produce consistent results across pieces. The original impeller was designed in Fusion 360 software and then 3D printed. Polylactic acid (PLA), known for its mechanical properties, ease of use, and low cost, was chosen as the material, based on a study by Babayiğit *et al.* (2023) that compares the performance of various 3D-printed impellers with a traditional iron impeller. They conducted tests on impellers made of ABS, PLA, HIPS, and carbon fiber, assessing stress, performance, and efficiency. The results concluded that a PLA impeller with a 60% infill exhibits characteristics similar to those of a steel impeller.

Given the impeller's complex shape, its printing was not straightforward. Throughout the study, about 30 impellers

Table 1: Print settings.

| Parameter               | Value   | Unit |
|-------------------------|---------|------|
| Layer height            | 0.2     | mm   |
| Infill                  | 60      | %    |
| Nozzle                  | 0.4     | mm   |
| Wall thickness          | 2.0     | mm   |
| Speed                   | 180     | mm/s |
| Print temperature       | 210     | °C   |
| Build plate temperature | 60      | °C   |
| Support pattern         | Zig-Zag | -    |



(a) Original impeller

(b) 3D printed impeller

Figure 3: Comparative view of impellers.

were printed, with adjustments to the printing parameters made until a version that could replace the original was achieved. This process involved using three different printers to find the ultimate solution. Initially, the Artillery Sidewinder X2 was used, but the need for supports for overhanging parts proved challenging, making removal difficult and risking damage to the piece. The Flashforge Creator 3, with its dual extruder capable of printing with PLA and water-soluble PVA, offered a workaround for the support issue, albeit with lengthy printing times of up to 27 hours. Finally, the Creality Ender 3 V3 SE was chosen for its faster printing and easier support removal, reducing the printing time to 6 hours. The table 1 shows the main printing parameters.

Figure 3 shows the original impeller (Fig. 3a) and the 3D printed one (Fig. 3b). As mentioned earlier, the impellers used a 60% fill density, yet this led to fractures around the impeller shaft area (Fig. 4). This issue was resolved by increasing the fill density of the shaft area to 100%, resulting in a more robust shaft while maintaining the 60% fill density for the rest of the impeller.

### 2.3 Unbalancing impeller criterion

To address the issue of impeller imbalance, we referred to the guidelines provided by the standard (ISO, 2003), as well as the work of Manni (1999), which offer comprehensive methods for calculating permissible imbalance in various rotating machines. Specifically, Manni (1999) defines the imbalance  $U$  of a rotor as the product of the imbalance mass  $m$  and the radial distance  $r$  from the axis of rotation, which is further elaborated in equation (1).

$$U = m \cdot r [\text{g} \cdot \text{mm}] \quad (1)$$

To determine the imbalance of the impeller, it is necessary to know its permissible residual imbalance,  $U_{per}$ . For this, the following formula from ISO (2003) is used:

$$U_{per} = e_{per} \cdot M [\text{g} \cdot \text{mm}] \quad (2)$$

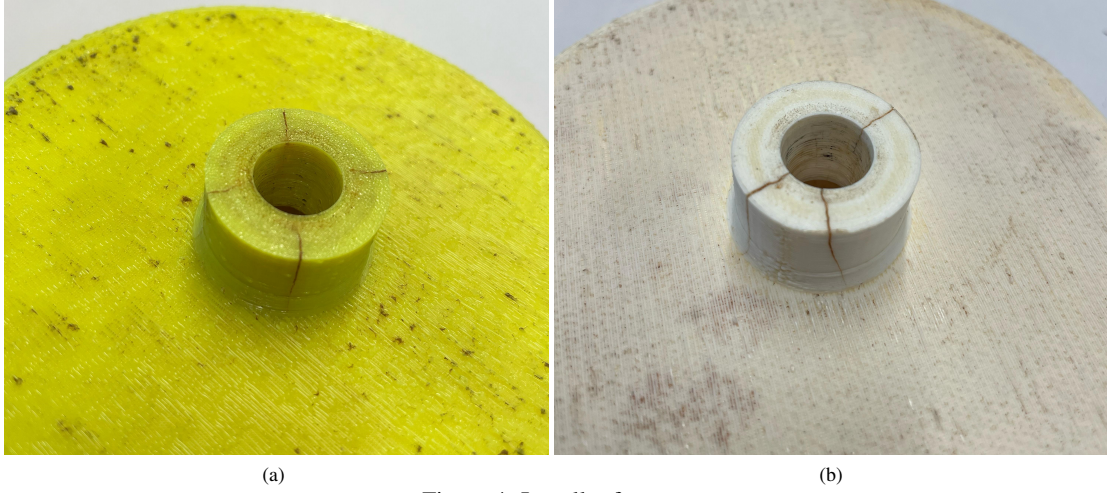


Figure 4: Impeller fracture

Where,  $M$  is the mass of the rotor in kg and  $e_{per}$  is the permissible residual specific unbalance in  $\text{g} \cdot \text{mm}/\text{kg}$ .

To calculate the permissible residual unbalance ( $e_{per}$ ), it is essential to determine the balance quality grade  $G$ , which can be sourced from the standard (ISO, 2003), and to know the service speed  $N$  of the rotor.

$$e_{per} = \frac{9550}{N} \cdot G \quad (3)$$

By combining equations (1) and (2), it is possible to calculate the unbalance  $m$  in grams at a distance  $r$  from the center of the shaft.

$$m = \frac{e_{per} \cdot M}{r} [\text{g}] \quad (4)$$

In this study, the aim is to compare flow-induced vibration with different degrees of impeller unbalance. Using the previously shown permissible unbalance formulas, the unbalance of a 3D-printed impeller will be gradually increased. For our pump, the balance quality grade  $G$  is  $6.3 \text{ mm/s}$ , as specified by the standard (ISO, 2003), and the service speed  $N$ , determined by measuring the pump with a tachometer, is  $2820 \text{ rpm}$ . With these parameters, the permissible residual unbalance  $e_{per}$  can be calculated using Equation (3).

$$e_{per} = \frac{9550}{2820} \cdot 6.3 = 21.34 \text{ g} \cdot \text{mm}/\text{kg}$$

The impeller to be used has a mass  $M$  of  $0.11082 \text{ kg}$ , and the compensation radius  $r$  to be used is  $40 \text{ mm}$ . With these data, the unbalance in grams  $m$  is obtained using equation (4).

$$m = \frac{21.34 \cdot 0.11082}{40} = 0.0591 \text{ g}$$

The unbalance level is gradually increased, considering measurements from 0% up to 100% of the permissible unbalance (in 20% increments). Table 2 shows the masses to be used for inducing unbalance.

The impeller is unbalanced using tin weights inserted into a drilled hole, as depicted in Fig. 5. This method provides a practical way to adjust the impeller's balance for the study. A scale with a precision of  $0.001 \text{ g}$  was used to measure the mass weights for inducing the unbalance.

## 2.4 Measuring Techniques

Following the studies conducted by Wang *et al.* (2012) and Al-Qutub *et al.* (2009), two accelerometers were mounted at the pump's inlet and outlet (Fig. 6) to measure vibration. The accelerometers were PCB Piezotronics 352C65 and were interfaced with the PCB signal conditioner 485B39, enabling the capture of measurements from both sensors at a sampling frequency of  $8000 \text{ Hz}$ . The tests were conducted with measurements taken for  $15 \text{ s}$  at a pressure of  $0.45 \pm 0.02 \text{ bar}$  and a flow rate of  $240 \pm 10 \text{ L}/\text{min}$ .



Table 2: Unbalance level.

| % of unbalance | Theoretical unbalance mass [g] | Actual unbalance mass [g] |
|----------------|--------------------------------|---------------------------|
| 20%            | 0.0709                         | 0.071                     |
| 40%            | 0.0828                         | 0.083                     |
| 60%            | 0.0946                         | 0.094                     |
| 80%            | 0.1064                         | 0.107                     |
| 100%           | 0.1182                         | 0.112                     |



Figure 5: Unbalance mass place.



Figure 6: Accelerometers position.

### 3. RESULTS

Experiments were designed to assess a centrifugal pump's hydraulic performance and vibration levels using its original impeller and a similar 3D-printed one. Figure 7 shows the pump head as a function of flowrate. The results were obtained at 50Hz and by closing a regulation valve upstream of the pump. Pumped head values are derived from pressure transducer measurements using the static pressure principle. One can observe that the hydraulic pump performance using the 3D-printer impeller is similar to that original one.

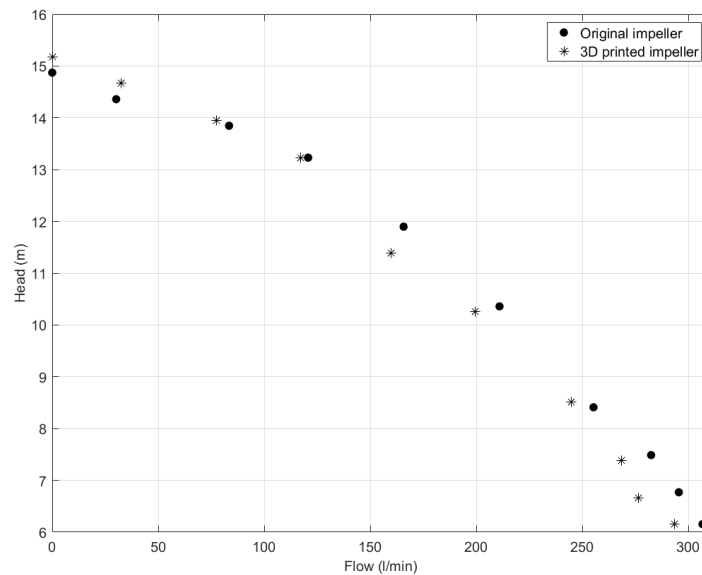


Figure 7: Hydraulic performance of the pump for original and 3D-printed impellers.

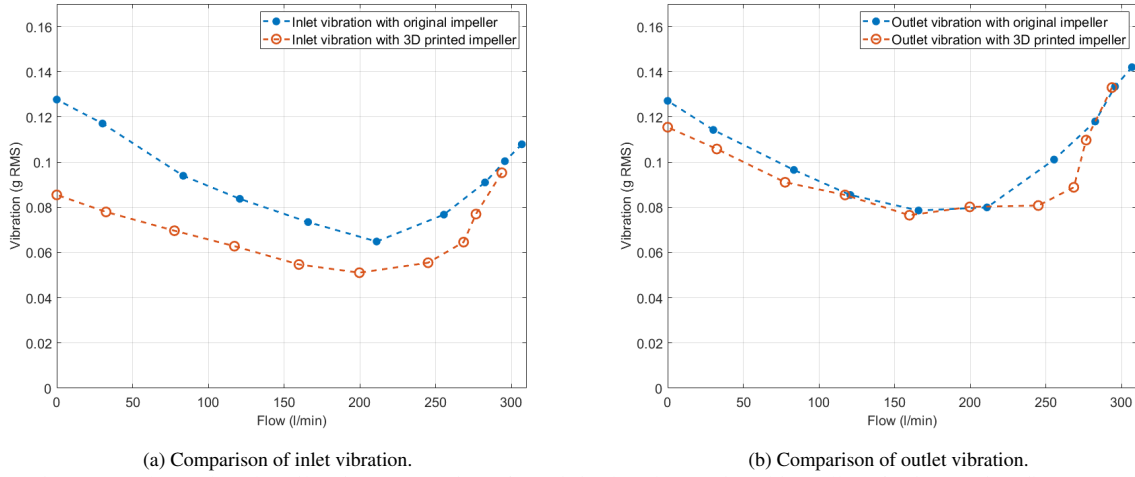


Figure 8: Inlet and outlet vibration comparison for original and 3D printed impellers for increasing flow rates.

Vibration measurements were performed for each pump flow condition indicated in Fig. 7. The vibration results in the form of RMS (root mean square) as a function of flowrate are shown in Fig. 8. The RMS parameter was chosen for simplicity because it represents the overall energy level across a frequency range. Experimental points follow a concave-up quadratic trend with a minimum value of around 200 l/min for both inlet and outlet measurement positions. This may be due to the fact that this flowrate value matches the pump's optimal operating point. However, confirming that guess without more pump characterization experiments is impossible because the pump manufacturer does not give information on the efficiency curve. For inlet and outlet measurement positions, the 3D-printed impeller generates less vibration than the original one. Comparing Fig. 8 a) and b), these differences are lower for outlet position. We can generally indicate that original and 3D-printed impellers have similar vibration levels.

Experimental results for unbalanced 3D-printed impeller are shown in Fig. 9. Five unbalancing masses shown in Table 2 were tested. Experiments correspond to the maximum flowrate presented in Figure 7 (285 l/min). In order to establish a line base, the figure includes results for no-flow conditions. As expected, experiments with flow have greater vibration response than those without flow. There is no significant shift in the vibration level for the inlet position. On the other hand, in the case of outlet position, We can observe a little more impact due to unbalancing mass, up to 14% for 60% of unbalance.

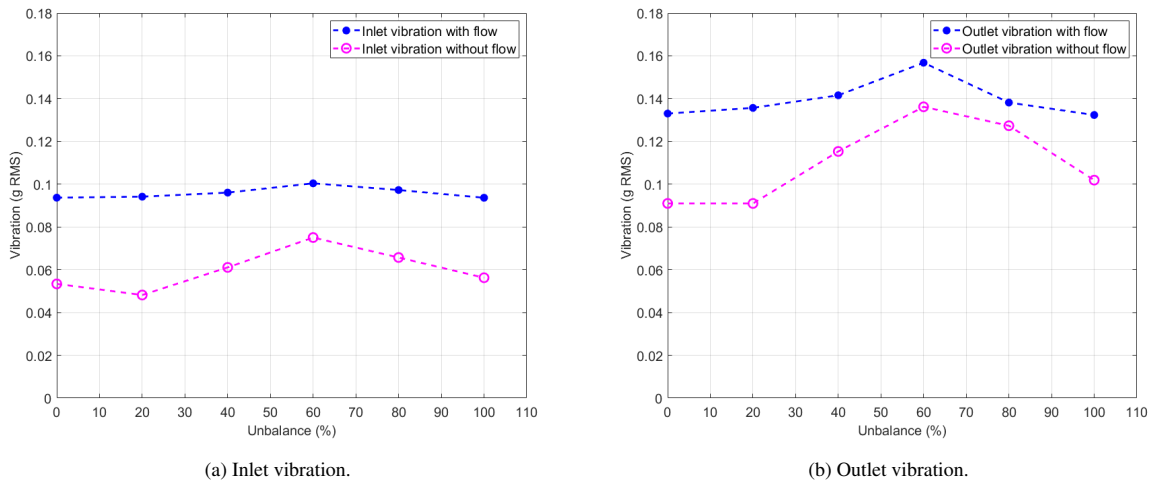


Figure 9: Inlet and outlet vibration comparison for original and 3D printed impeller with and without flow.

#### 4. CONCLUSIONS

The results indicate both the original and 3D-printed impellers have similar hydraulic performance and vibration levels during pump operation. On the other hand, fabricating and installing the 3D-printed impeller into the pump presents significant challenges, such as plastic expansion and achieving concentric alignment with the pump shaft. Based on the aforementioned factors, using 3D-printed impellers can be considered reliable, provided these critical aspects are carefully addressed.

Regarding the effect of unbalancing mass on the dynamic pump response, the results do not show a clear impact of increasing the impeller's unbalance. This can be attributed to the criterion used for inducing unbalance, i.e. quality grade ( $G$ ) equal to 6.3. Future research will involve upgrading the unbalancing criterion to  $G = 16$ , allowing a greater mass to create unbalance.

#### ACKNOWLEDGEMENTS

This work has been supported by the *Fondo Interdisciplinario ID002* of the *Universidad de O'Higgins*, Chile. The authors thank *Fábrica Digital O'Higgins* for making their facilities available. L. Enrique Ortiz-Vidal gratefully acknowledges the support of the Agencia Nacional de Investigación y Desarrollo (ANID-Chile) for Fondecyt grant 11240690.

## REFERENCES

- Al-Qutub, A., Khalifa, A. and Khulief, Y., 2009. "Experimental Investigation of the Effect of Radial Gap and Impeller Blade Exit on Flow-Induced Vibration at the Blade-Passing Frequency in a Centrifugal Pump". *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 2009.
- Babayigit, O., Sefaci, S. and Şahbaz, M., 2023. "Usage of 3d printing technology in centrifugal pumps and material selection". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*.
- ISO, 2003. "Mechanical vibration — balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state". Standard, INTERNATIONAL STANDARD.
- Kalmegh, A. and Bhaskar, S., 2012. "Dynamic balancing of centrifugal pump impeller". *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*.
- Manni, G., 1999. *Balancing Theory and Applications*. CEMB S.p.A., Via Risorgimento, 9 - MANDELLO DEL LARIO (LC) - ITALY.
- McKee, K.K., Forbes, G., Mazhar, I., Entwistle, R. and Howard, I., 2011. "A review of major centrifugal pump failure modes with application to the water supply and sewerage industries".
- Wang, Y., Wang, J., Liu, D.X. and Liu, H.L., 2012. "Effects of centrifugal pumps outlet angle on flow induced vibration and noise". *Applied Mechanics and Materials*.