

# Diseño, análisis y fabricación de las partes de una bomba centrífuga impresa con filamento petg

## Design, analysis and fabrication of the parts of a centrifugal pump printed with petg filament

J. D. Cabal-Velarde <sup>a,\*</sup>, M. Montes-Pulido <sup>a</sup>, J. Abud-Aranda <sup>a</sup>, J. G. Cabal-Velarde <sup>b</sup>, A. Guerrero-Serrano <sup>c</sup>

<sup>a</sup>Universidad Aeronáutica de Querétaro, Carr. Querétaro-Tequisquiapan 22154, 76278 Santiago de Querétaro, Qro., México.

<sup>b</sup>Tecnológico Nacional de México / Instituto Tecnológico Superior de Irapuato, Carretera Irapuato-Silao km, Irapuato, Guanajuato, México.

<sup>c</sup>Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, Área Académica de Ciencias de la Tierra y Materiales, Hidalgo, México.

### Resumen

En este trabajo, se diseñó y se fabricó las partes principales de una bomba centrífuga con un impulsor y una carcasa de tal manera de llevar a cabo la tarea de bombear un fluido. Este proyecto es la punta de lanza para para la realización de pruebas en inyectores de aceite usados en la industria aeronáutica. El proceso de fabricación se realizó con materiales alternativos, y de menor costo que además pueden ser utilizados con fines educativos. Para la impresión en 3D se utilizó filamento de PETG, y se siguió un proceso general de diseño mecánico para el que se toman en cuenta todos los posibles factores que pueden afectar su eficiencia. Los resultados de la parte experimental, y la parte analítica muestran variaciones menores al 10%. Además, se hicieron las simulaciones en elemento finito para corroborar los resultados con la parte experimental y analítica.

**Palabras Clave:** Bomba centrífuga, Banco de pruebas, Impresión 3D, Fluido, Filamento de PETG, Simulación, Análisis de elemento finito.

### Abstract

In this work, the main parts of a centrifugal pump with an impeller and a casing were designed, and manufactured in such a way as to carry out the task of pumping a fluid. This project is the spearhead for carrying out tests on oil injectors used in the aeronautical industry. The manufacturing process was carried out with alternative materials, and at a lower cost that can also be used for educational purposes. For 3D printing, PETG was used, and a general mechanical design process was followed for which all possible factors that may affect its efficiency are taken into account. The results of the experimental part, and the analytical one show variations of less than 10%. In addition, finite element analysis simulations were done to corroborate the results with the experimental and analytical analyses.

**Keywords:** Centrifugal pump, Test bench, 3D Printing, Fluid, PETG filament, Simulation, Finite element analysis.

## 1. Introducción

Las bombas centrífugas (Woods, V., 2015) son dispositivos diseñados con la finalidad de transportar un líquido. Esto es posible al convertir energía cinética rotacional en energía hidrodinámica debido al flujo del líquido. La energía rotacional viene de un motor eléctrico o de la flecha de una turbina de gas. Las bombas centrífugas son las más utilizadas en el ámbito industrial, y la bomba centrífuga más común es la que su voluta tiene forma de espiral.

En la voluta de la bomba, el fluido entra de forma axial a través del ojo del impulsor, cabe destacar que esta zona del impulsor es conocida como de baja presión, la cual rota a una velocidad angular muy alta. A medida que el impulsor rota, los álabes otorgan momento lineal al líquido. El líquido acelera radialmente hacia afuera y se crea un vacío en el ojo del impulsor, que de manera continua aspira líquido hacia la bomba (Sam Yedidiah, 2012). Al aumentar la velocidad del fluido, paulatinamente aumenta la energía cinética, el fluido con alta energía cinética sale del impulsor, y es dirigido hacia la voluta. Ya en la forma de espiral el fluido viaja a través de

\*Autor para la correspondencia: julio.cabal@unaq.mx

**Correo electrónico:** julio.cabal@unaq.mx (Julio Daniel Cabal Velarde), mario.montes.9719@gmail.com (Mario Montes Pulido), jfaa\_97@outlook.com (José Abud Aranda), javier.cv@irapuato.tecnm.mx (Javier Gustavo Cabal Velarde), y azdrubal.guerrero@uaeh.edu.mx (Azdrubal Guerrero Serrano).

una sección transversal que incrementa a lo largo de su longitud en donde la energía cinética es convertida en presión de fluido, basándonos en el principio de conservación de la energía de BERNOULLI (Pritchard, 2011).

Los impulsores son más comúnmente curvados, sin embargo, los de tipo radial, y rectos también generan el empuje necesario. La presión de salida varía suavemente dependiendo del diseño del impulsor. La energía transferida al líquido le compete al filo de los álabes del impulsor.

Las bombas de aceite en una turbina están diseñadas para suministrar aceite a presión a las partes del motor que requieren lubricación, para luego hacer circular el aceite a través de los enfriadores según sea necesario, y devolver el aceite al tanque de aceite, para ser reutilizado. El propósito del sistema de lubricación de un motor es reducir la fricción y desgaste entre las partes móviles de un sistema, además de otras funciones para asegurar una operación eficiente y confiable del motor. Muchas bombas de aceite constan no solo de un elemento de suministro de presión, sino también de elementos de barrido, como en un sistema de cárter seco. Sin embargo, hay algunas bombas de aceite que cumplen una sola función; es decir, suministran o recogen el aceite. Estos elementos de bomba pueden estar ubicados separados entre sí, y accionados por diferentes ejes del motor. El número de elementos de bombeo (dos engranajes que bombean aceite), presión y barrido, dependen en gran medida del tipo y modelo del motor. Se pueden usar varios elementos de bomba de aceite de barrido para acomodar la mayor capacidad de mezcla de aceite y aire. Los elementos de barrido tienen una mayor capacidad de bombeo que el elemento de presión para evitar que se acumule aceite en los sumideros de los cojinetes del motor. Las bombas de aceite pueden ser de varios tipos, teniendo cada tipo, ciertas ventajas y limitaciones. Las dos bombas de aceite más comunes son la de engranajes (Figura 1), y la centrífuga (Figura 2), siendo la de engranajes la más utilizada en la industria aeronáutica.

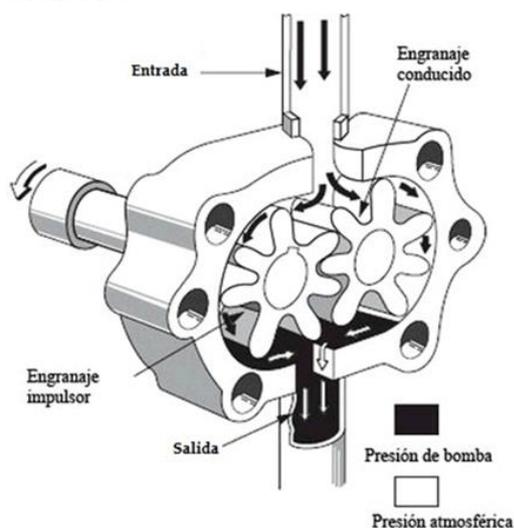


Figura 1: Partes Principales de un Bomba de Lubricación de Engranajes (Automatización Industrial, 2011).

El artículo documenta el proceso de diseño, y la manufactura de las partes de una bomba centrífuga con el uso materiales alternativos (Impresoras3D.com), como lo son, la impresión en 3D. El filamento PETG (tereftalato de polietileno Glicol) es uno de los materiales más usados por los usuarios, ya que estos filamentos son una modificación del PET a las que

se le añade de Glicol, por eso la G en el nombre. El PET, es uno de los plásticos más comunes, de hecho, es el material utilizado en las botellas de agua o refrescos.

El PETG es un material fácil de imprimir, con buena resistencia química y mecánica, considerado buen sustituto del ABS. Además, es reciclable.

Los componentes principales de una bomba centrífuga son: la carcasa y el impulsor, por lo que se requiere de una mayor inversión monetaria para su manufactura. Estas piezas serán diseñadas e impresas con filamentos de plástico en una impresora de tercera dimensión.

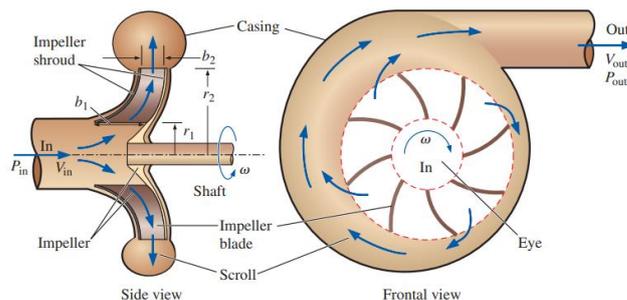


Figura 2: Esquemático de las Partes Principales de un Bomba Centrífuga (Cengel, Y., 2019).

Debido a la naturaleza de los polímeros, se requiere hacer primero un análisis estructural, y modal de las piezas de plástico con la finalidad de determinar los esfuerzos permisibles en los componentes. Con base en el análisis, y la potencia de medio caballo (Motor Seleccionado para el Diseño del Banco de Pruebas) que brindará un motor eléctrico, se diseñarán el impulsor y la carcasa con materiales alternativos, el resto de los componentes permanecerán igual.

La industria metalmecánica suele estar muy demandada, los precios de producción suelen ser muy elevados. Las bombas centrífugas son utilizadas en diversos sectores, desde el aeronáutico, hasta el sector petrolero. Se detectó la oportunidad de cambiar el diseño de las bombas convencionales, y sustituir las dos piezas más importantes de la bomba por polímeros impresos en 3D.

Debido a que la industria está en constante evolución, como es el caso de la innovación en impresión 3D, el principal objetivo de este proyecto es hacerlo de igual manera. En la actualidad se está explorando la necesidad de usar materiales poliméricos en los componentes estructurales en bombas centrífugas, ya que lo ideal es ofrecer un nuevo panorama y alternativa, al proceso común para la elaboración e implementación de material en la carcasa, y el impulsor.

La investigación está enfocada en estudiar los factores: costo-beneficio, desempeño, durabilidad, mantenimiento, producción, y ecología, con el fin de proponer un hallazgo innovador sobre los resultados, incentivando el método en diferentes campos, de ser el caso. Los valores comparativos entre el metal, y el plástico de impresión 3D serán referentes a simulaciones, y posteriormente, experimentos.

El objetivo del presente trabajo de investigación es diseñar conceptualmente una bomba centrífuga con un impulsor y carcasa impresos en 3D, tomando en cuenta todos los posibles factores que pudieran intervenir con su eficiencia, diseñarla de tal manera que lleve a cabo la tarea de bombear un fluido (Aceite). Posteriormente, llevar a cabo el proceso de

fabricación, esperando como resultado una maquina con materiales alternativos, y de menor costo que puedan ser utilizados para fines educativos. Así como la manufactura de un banco de pruebas que funja como instrumento educativo para futuras generaciones, y que se puedan realizar pruebas a los inyectores de aceite usados en la industria aeronáutica para la lubricación de los baleros.

## 2. Proceso de Diseño

Existen en la literatura diferentes procesos de diseño mecánico, en este proyecto se utilizó la metodología de ROBERT NORTON (Robert L. Norton, 2010) de diseño, invención y creatividad. En la Figura 3 se muestra el respectivo diagrama de la secuencia a seguir en esta metodología.

El presente proceso de diseño contiene 10 pasos, y por la experiencia del autor, ha demostrado que da buenos resultados en el diseño de ingeniería. La naturaleza de este proceso es iterar, y conforme vaya desarrollándose el proyecto, hay ciertos puntos en los que se pueden encontrar detalles, detalles que pueden hacer retornar desde el punto 10 hasta el punto 2.

Los dos primeros pasos del proceso de diseño en ingeniería serían:

- 1) *Identificación de la necesidad*: en este paso solo se identifica el problema que se desea resolver, por lo que no nos proporciona un planteamiento estructurado del problema. Se definen aspectos generales, y posibles actividades para iniciar con el proyecto.
- 2) *Investigación preliminar*: Este es uno de los pilares del proceso del proyecto. Se inicia la investigación buscando en fuentes de información, relacionada a publicaciones técnicas, literatura de patentes, etc.

Los dos primeros pasos son importantes, ya que se investigan los antecedentes relacionados al diseño de bombas centrífugas, investigación de posibles materiales a utilizar, definición de bases conceptuales, y de bases teóricas, etc. Es importante dedicar tiempo y energía a estas fases de la investigación, y preparación del proceso para evitar retrasos. Los siguientes pasos se muestran a continuación:

- 3) *Planteamiento de Objetivo*: Se plantean objetivos con carácter conciso, lo cual nos permita alcanzar una solución al problema, de tal modo que la solución se base en una investigación confiable. Planteamiento de objetivo general, definición de alcance, y planteamiento de objetivos específicos.
- 4) *Especificaciones de desempeño*: Una vez, se haya aclarado y sustentado teóricamente el objetivo, el siguiente paso es establecer un conjunto de tareas, lo que el sistema debe hacer. El propósito de las especificaciones de desempeño es definir y limitar con cuidado el problema de modo que pueda ser resuelto.
- 5) *Ideación e invención*: Generación de ideas con el objetivo de obtener diseños potenciales que den solución al problema, aunque sean diseños o propuestas que resulten poco fiables o muy complejas

de realizar, de tal modo que en este periodo de incubación del diseño del prototipo se tomen en cuenta todas las características o problemas que presente el mismo. Lluvia de ideas para diseño de carcasa e impulsor, Consulta/asesoramiento, Implementación de ideas, etc.



Figura 3: Diagrama de Flujo de un Proceso de Diseño Mecánico, Metodología de Robert Norton.

- 6) *Análisis*: Una vez se tenga el diseño temporal, se debe estudiar bajo diferentes factores para ver la respuesta tanto interna como externa, análisis estructural de piezas individuales, análisis estructural de ensamble, análisis del flujo del fluido, etc.
- 7) *Selección*: al tener algunos diseños potencialmente factibles, es momento de seleccionar el mejor disponible para un diseño detallado, haciendo un proceso de selección en donde se destaquen las mejores características de cada diseño, consultoría y/o asesoramiento.
- 8) *Diseño detallado*: Análisis en puntos específicos del diseño, posibles cambios. Definir tolerancias y ajustes de los modelos que serán impresos en 3D, consultoría y/o asesoramiento. Realizar lo planos de ingeniería.
- 9) *Fabricar prototipo*: La construcción de un modelo físico del prototipo es esencial para realizar pruebas, esto con el objetivo de verificar la corrección o factibilidad de cualquier diseño, Cotización de

proveedores, manufactura de prototipo, ensamble de piezas, pruebas finales, y validación

10) Producción del Producto.

Es vital llevar a cabo una investigación exhaustiva de los antecedentes, y hechos científicos en los que se basa el proyecto. La base de este proceso es la iteración adecuada, por la naturaleza del proyecto, ya que involucra investigación, diseño, creación de prototipos, etc.

Debido a que es un proyecto para fines educativos, no se espera que este proyecto pueda llegar a ser manufacturado en masa. Ya que es un prototipo para comprobar diferentes propiedades en diversos rubros científicos, se tienen que hacer pruebas para evaluar la viabilidad de sustituir los materiales convencionales por impresión en 3D-PRINT, realizar pruebas con diferentes formas de los álabes del impulsor, para finalmente utilizar el banco de pruebas para el desarrollo de inyectores de aceite usados en la industria aeronáutica.

Este proyecto pretende plasmar el conocimiento adquirido en las carreras de ingeniería en diseño mecánico aeronáutico. Esto significa llevar a cabo una metodología que involucra cálculos matemáticos, simulaciones computacionales de dinámica de fluidos, elemento finito, análisis modales, etc. Finalmente, en base a estos cálculos, hacer la manufactura de los componentes de la bomba, así como la del banco de pruebas, desde la impresión de los componentes principales; impulsor y carcasa, hasta la soldadura, y ensamble de un banco de pruebas con dos contenedores, uno para recibir y otro para alojar el fluido (Aceite). Así como tres tipos de sensores para medir; caudal, temperatura y presión.

Al final del proyecto, se espera dejar un banco de pruebas funcional que funja como instrumento educativo para profesores de diferentes materias relacionadas con el ámbito ingenieril, principalmente, la dinámica de fluidos, y el análisis estructural.

Finalmente, cabe señalar que se utilizó agua como fluido para realizar las pruebas, ya que el presupuesto planteado originalmente, no alcanzó para la construcción detallada de los tanques de almacenamiento del fluido de aceite como originalmente estaba planteado, el circuito contemplaba el uso de tubería de cobre o galvanizada, sin embargo, al final se utilizó PVC debido al incremento de los precios durante el periodo de desarrollo de este proyecto. Al final, se recomienda utilizar tubería de acero inoxidable.

3. Metodología de Análisis

En turbomaquinaria (H. Anderson, 2014), el movimiento del fluido debe especificarse de acuerdo con el movimiento de rotación del impulsor, como se aprecia en la Figura 4.

La velocidad absoluta se puede considerar como la velocidad relativa a una parte estacionaria, como la carcasa o el difusor. Esto puede ser visto como la suma de dos velocidades: la velocidad periférica del impulsor “u”, y la velocidad del fluido relativa a los impulsores “w”.

$$c = u + w. \tag{1}$$

Cuando se grafican estas velocidades, forman un paralelogramo de velocidad o un triángulo de velocidades, como se ve en la Figura 5. Las velocidades se dan normalmente

en el subíndice 1 o 2, donde 1 corresponde a la entrada del impulsor, y 2 a la salida del impulsor.

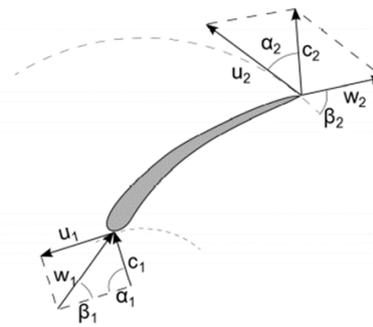


Figura 4: Diagrama de Velocidades en el Impulsor.

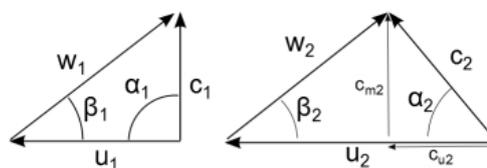


Figura 5: Triángulo de Velocidades, Entrada y Salida del Impulsor.

$\alpha$  y  $\beta$  representan los ángulos de las velocidades absoluta y relativa en la entrada y salida del impulsor (Figura 5). Cuando se trata de una entrada axial (Figura 6), generalmente asumimos cero remolinos, lo que significa  $\alpha_1 = 90$  grados. En bombas de etapas múltiples, esto es difícil de obtener debido a perturbaciones en el flujo provocadas por la etapa anterior. Según la teoría, el ángulo en la salida,  $\beta_2$ , se alinea con el ángulo de curvatura del impulsor. En realidad, este ángulo se desvía debido al deslizamiento, y al bloqueo de la hoja.

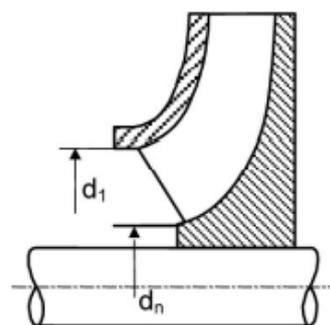


Figura 6: Dimensiones de Entrada al Impulsor.

La velocidad periférica “u” se puede calcular fácilmente conociendo la velocidad de rotación “n” del impulsor, por la siguiente relación:

$$C_{m2} = \frac{QL_a}{A_2} = C_{m1} \frac{A_1}{A_2}; \tag{2}$$

$QL_a$  es el caudal volumétrico que pasa a través del impulsor,  $A_1$  es el área en la entrada y  $A_2$  es el área de salida del impulsor.

Combinando la 2da ley de Newton, y la ley de la cantidad de movimiento, la ecuación de Euler puede ser obtenida para calcular la altura teórica de la bomba.

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g}. \tag{3}$$

En una bomba con una entrada axial,  $c_{u1}$  es insignificante, para obtener esta cabeza de carga teórica asumimos una cantidad infinita de álabes infinitamente delgados. Reducir el número de álabes reduce el área de fricción en la bomba, pero

también aumenta las diferencias de presión entre el lado de succión, y el lado de presión de los álabes. Cuando esta diferencia crece, experimentamos un patrón de flujo en el borde de salida de la hoja llamado deslizamiento. Este fenómeno de deslizamiento no es analizado en este documento.

La potencia (White, Frank (2008)) requerida de la bomba a utilizar se puede determinar con la ecuación siguiente:

$$P = \frac{\rho Q H}{746 \eta}, \quad (4)$$

en donde  $g$  es la aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ ),  $\rho$  ( $kg/m^3$ ) es la densidad del fluido,  $Q$  ( $m^3/s$ ) es el caudal establecido,  $\eta$  es la eficiencia, y  $H$  (m) es el cabezal hidráulico o Altura piezométrica.

Siempre surgirán pérdidas en la maquinaria rotativa (Woods, V. (2015)), provocando que la potencia útil sea menor que la potencia aplicada al eje de la bomba. el estudio teórico de la eficiencia y las pérdidas son difíciles con incertidumbres de  $\pm 20 - 30\%$ .

Las pérdidas que afectan a la altura entregada son principalmente las pérdidas hidráulicas. Además, las pérdidas volumétricas afectan indirectamente a la cabeza entregada, reduciendo el caudal volumétrico suministrado. Las otras pérdidas, como mecánica, la fricción de disco, las pérdidas por fricción de empuje axial, y otras pérdidas más o menos significativas no afectan la cabeza entregada. Sin embargo, afectan la potencia necesaria para impulsar la bomba, así como la eficiencia general.

La eficiencia hidráulica es el resultado de las pérdidas hidráulicas en la carcasa, impulsores y difusor, y reduce la altura útil. Las pérdidas hidráulicas se generan por fricción, y disipación de vórtices en todas partes de la bomba, pero especialmente donde el flujo es perturbado por los bordes de ataque, curvas u otras irregularidades. Las pérdidas son muy difíciles de calcular analíticamente, y, por lo tanto, se han utilizado datos estadísticos para estimar una eficiencia hidráulica real alcanzable.

Las características de la bomba son, por supuesto, de gran importancia y existen diferentes relaciones para diferentes bombas. En bombas multietapa habrá pérdidas adicionales en el canal de retorno entre cada etapa.

Las pérdidas volumétricas, o pérdidas por fugas, en una bomba tienen lugar entre la estación y las partes giratorias de la bomba. Reducen la capacidad disponible en la descarga de la bomba en comparación con el volumen que pasa a través del impulsor. La pérdida por fugas es difícil de aproximar sin tener información detallada sobre la bomba, e incluso entonces es difícil obtener estimaciones precisas.

A través de una brecha la pérdida por fugas se puede calcular usando la ecuación de DARCY-WEISBACK:

$$h_L = f \left( \frac{L}{D} \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (5)$$

donde  $h_L$  es la pérdida de carga a través de la tubería,  $f$  es un coeficiente de fricción,  $L$  es la longitud de la tubería,  $D$  es el diámetro hidráulico, y  $v$  es la velocidad del flujo. Una buena aproximación para la obtención del coeficiente de fricción para la ecuación de DARCY-WEISBACK para flujo turbulento fue desarrollada por SWAMEE JAIN (1976), y la ecuación está dada por:

$$f = \frac{1.325}{\left[ \ln \left( \frac{k_v}{3.7(D)} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}, \quad (6)$$

donde  $k_v$  corresponde al valor al coeficiente de rugosidad en la tubería,  $D$  el diámetro de la tubería,  $Re$  es el número de Reynolds, que es un parámetro adimensional que relaciona las

fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas del flujo de un fluido, y está dada por la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{VD}{\nu}. \quad (7)$$

Donde  $V$  es la velocidad promedio del fluido,  $D$  es el diámetro interno de la tubería,  $\nu$  es la viscosidad cinemática.

Al usar la ecuación de BERNOULLI (Cengel, Y., 2019) entre dos puntos en una tubería, suponiendo que no hay energía agregada o eliminada del flujo entre estos dos puntos, el potencial de presión y la energía de velocidad es constante. Sin embargo, si el flujo pierde algo de su energía; esto podría deberse a una pequeña fuga, interna o externamente, resistencia al flujo debido a la fricción, la forma de la tubería, etc. Entre otras cosas, la suma total de las tres energías mencionadas será menor en el punto 2, que en el punto 1.

La ecuación general de la Energía con pérdidas de carga se puede escribir como:

$$\frac{P_1}{\gamma} + H_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + H_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \Delta h. \quad (8)$$

dónde:

- $\Delta h$  = Pérdida de Cabeza, Carga Hidráulica o Delta de Pérdida de Carga.
- $\gamma$  = Peso Específico del Fluido
- $g$  = fuerza gravitacional
- $H$  = Altura del Fluido con respecto a un sistema de referencia
- $V$  = Velocidad del Fluido

De manera gráfica (Figura 7) se puede representar el flujo de energía mecánica que involucra a un sistema de flujo de fluidos en un sistema que contienen una bomba y una turbina en un volumen de control.

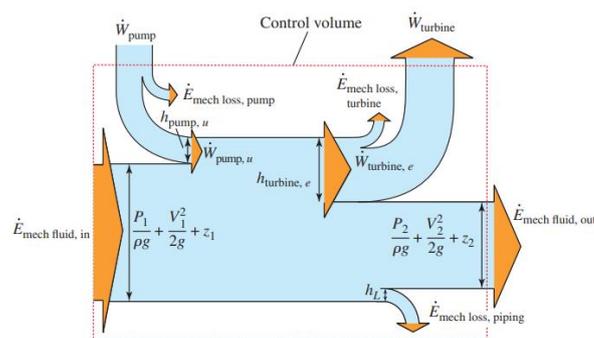


Figura 7: Balance de Energía en Sistema Bomba-Turbina (Cengel, Y., 2019).

Las pérdidas de carga por accesorios (M. Duran, J. Ascanio, B. Tarazona (2021)), son pérdidas menores, y se pueden calcular con la siguiente ecuación (Cengel, Y. (2019)):

$$h_s = k \frac{v^2}{2g}, \quad (9)$$

con

- $k$  = Coeficiente de Pérdida
- $v$  = es la velocidad del flujo
- $h_s$  = Pérdida de cabeza o carga, o Altura de Velocidad.

#### 4. Desarrollo de Propuesta e Implementación

El objetivo principal del banco de pruebas es diseñar conceptualmente una bomba centrífuga (Figura 8), considerando factores que afecten en el desempeño de la bomba. Posteriormente, fabricarlo mediante materiales alternativos que ofrezcan un menor costo, y sea, además, para fines didácticos. De igual manera, manufacturar un banco de pruebas para futuras generaciones.

Se definieron los requerimientos iniciales basados en las características técnicas de nuestra bomba, así como los fines para los que se iba a usar. La Figura 8 muestra en color blanco los componentes que se van a diseñar con material polimérico en impresión en 3D. El motor, el sello y la flecha se van a conservar sin modificar.

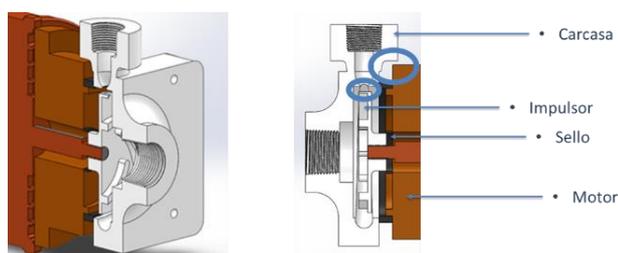


Figura 8: Bomba Centrífuga de Material Alternativo.

En este caso, un banco de pruebas con fines educativos, por lo que no se le exige mucho al sistema.

- De manera conservativa, se consideraron las siguientes eficiencias para el cálculo del tamaño y capacidad de la bomba.

$$\text{Eficiencia Volumetrica } \eta_{vol} = 89\%,$$

$$\text{Eficiencia Hidrodinamica } \eta_{hid} = 85\%,$$

$$\text{Eficiencia Mecanica } \eta_{mec} = 93\%,$$

$$\text{Eficiencia de Diseño } = \eta = (\eta_{vol})(\eta_{hid})(\eta_{mec}) = 70.35\%.$$

- El flujo volumétrico de diseño es de 50 LTM de acuerdo a los requerimientos técnicos del fabricante de la bomba. Por lo tanto, las velocidades de entrada y salida de acuerdo a los diámetros de succión de la bomba (0.0254 m), y de salida (0.019 m) son:

$$\text{Velocidad de Salida, } V_{salida} = 2.939 \frac{m}{s},$$

$$\text{Velocidad de Entrada, } V_{entrada} = 1.644 \frac{m}{s}.$$

- Altura de Entrada, y Salida de Bomba a Contenedores en base a las dimensiones del Banco de Pruebas:

$$\text{Altura de Entrada } (h_{ent}) = 0.5m,$$

$$\text{Altura de Salida } (h_{sal}) = 0.5m.$$

- Longitud aproximada de Tubería desde la entrada y la salida de la bomba hasta los contenedores, en base a las dimensiones del Banco de Pruebas:

$$\text{Longitud de Salida } L_{sal} = 0.8m,$$

$$\text{Longitud de Entrada } L_{en} = 1m.$$

- Valor de Caudal proporcionado por la Bomba:

$$\text{Caudal } Q = 50 \frac{L}{min} = 0.0008333 \frac{m^3}{s} = 10.9485 \frac{gal}{min}$$

- Viscosidad Cinemática del Agua:

$$\nu_{20^\circ C} = 1 \times 10^{-6} m^2/s^2,$$

- Coefficiente de Rugosidad del PVC:

$$k_v = 0.0015mm,$$

- Áreas de Entrada y Salida de la Bomba en base a los diámetros de succión y de salida.

$$A_{ent} = 0.0005 m^2,$$

$$A_{sal} = 0.00028 m^2,$$

Para la obtención de la Altura de Carga, fue necesario hacer varios cálculos. Entre ellos el número de Reynolds, con la finalidad de caracterizar el fluido a lo largo de todo el circuito. La altura de carga en metros, nos dice cuanto en metros necesitamos como mínimo para bombear eficientemente, de acuerdo a los requerimientos del diseño.

Para el cálculo de todas las pérdidas, partimos de la siguiente ecuación:

$$H_{total} = \sum H = \text{Pérdidas en la Succión} + \text{Pérdidas en la Descarga}$$

Una vez establecida la ecuación anterior, se parte de cada uno de los factores para determinar sus valores.

Pérdidas en la Succión

$$= \text{Pérdida en la Tubería} \left[ \frac{k_v V_e^2}{2g} \right] + \text{Pérdida en Codos} \left[ \frac{k_b V_e^2}{2g} \right] + \text{Pérdida por Fricción} \left[ \frac{4f l_e V_e^2}{2g d_e} \right].$$

De las fórmulas anteriores,  $k_b$  corresponde al coeficiente de pérdida por la redirección del flujo a 90° debido a un codo (Cengel, Y. (2019).

$$k_b = 0.9.$$

$k_v$  corresponde al valor al coeficiente de rugosidad absoluta en la tubería de PVC (Haestad Methods, 2006), y el valor es dado en unidades de milímetro.

$$k_v = 0.0015mm.$$

Para el valor de “f” dentro de pérdidas por fricción a lo largo de la tubería, se toman en cuenta variables directamente del fluido, y la superficie, en este caso la rugosidad, donde para el PVC se tiene un coeficiente de rugosidad absoluta de 0.0015mm.

Se toma en cuenta el valor del número de Reynolds para determinar si se trata de un flujo turbulento o no turbulento. Debido a que involucra valores de velocidad diferentes a la entrada de la bomba y a la salida, se deben calcular dos coeficientes.

Para la entrada tenemos:

$$f_{entrada} = \frac{1.325}{\left[ \ln \left( \frac{k_v}{3.7(De)} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

Cálculo del número de Reynolds para la entrada de la bomba;

$$Re = \frac{V_{entrada} d_{entrada}}{\nu_{cinemática}} = \frac{(1.644 \frac{m}{s})(0.0254m)}{1 \times 10^{-6} m^2/s} = 41758 \text{ (Turbulento)}.$$

Debido a la formula anterior, se determina que el flujo es turbulento ya que está por encima de 2300. Una vez teniendo los valores de Reynolds, tenemos lo necesario para calcular el coeficiente de fricción.

Para la entrada a la bomba:

$$f_{entrada} = \frac{1.325}{\left[ \ln \left( \frac{0.000015}{3.7(0.0254)} + \frac{5.74}{(41758)^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.022.$$

Volviendo a la obtención de Pérdidas en la Succión:

$$\text{Pérdidas en la Succión} = \frac{k_v V_e^2}{2g} + \frac{k_b V_e^2}{2g} + \frac{4f l_s V_e^2}{2g d_e}$$

Pérdidas en la Succión = 0.59 m.

Se obtiene el valor en metros de las pérdidas en la sección de succión de la bomba debido a todos los factores antes mencionados. Ahora se tienen que calcular los valores de pérdidas a la descarga.

Pérdidas en la Descarga

$$\begin{aligned} &= \text{Pérdida en la Tubería} \left[ \frac{k_v V_s^2}{2g} \right] \\ &+ \text{Pérdida en Codos} \left[ \frac{k_b V_s^2}{2g} \right] \\ &+ \text{Pérdida por Fricción} \left[ \frac{4f l_s V_s^2}{2g d_s} \right]. \end{aligned}$$

donde:

$$\text{Re} = \frac{V_{\text{salida}} d_{\text{salida}}}{V_{\text{cinemática}}} = \frac{(2.939 \frac{\text{m}}{\text{s}})(0.019 \text{ m})}{1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 55841 \text{ (Turbulento)}$$

Entonces:

$$F_{\text{salida}} = \frac{1.325}{\left[ \ln \left( \frac{0.0000015}{3.7(0.019)} + \frac{5.74}{(55841)^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.02$$

Entonces las pérdidas en la descarga son:

$$\text{Pérdidas en la Descarga} = 1.88 \text{ m}$$

Volviendo a la ecuación de la Pérdida Total, tenemos:

$$H_{\text{total}} = 0.59 \text{ m} + 1.88 = 2.47 \text{ m}$$

Por lo tanto, sumando la diferencia de alturas de 1m, que es la distancia desde el nivel de succión hasta el nivel de la descarga (1m), tal cual se definió inicialmente, el total en metros sería de 3.47 metros, que representa el trabajo en metros mínimo, que la bomba debe trabajar para bombear fluido por encima de la diferencia de alturas, considerando todas las pérdidas a través de los accesorios.

Debido a que es un banco de pruebas, las alturas son cortas, por lo que, para la obtención del valor en Caballos de fuerza de nuestra bomba, ocuparemos un valor de 35 metros como altura máxima, que es el promedio en este tipo de bombas centrífugas, tal cual lo muestra la ficha técnica de la bomba. Utilizando la ecuación para la potencia, y usando los requerimientos de diseño de la bomba, con la eficiencia propuesta inicialmente, podemos observar que la potencia de la bomba es de medio caballo.

$$P = \frac{g \rho Q H}{746 \eta} = \frac{(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * .000833 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 35 \text{ m})}{746 * .7035} = 0.543 \text{ HP.}$$

Por lo tanto, se ocupará una bomba de 1/2 HP de acuerdo al cálculo de la ecuación anterior.

La velocidad tangencial en la entrada y salida del impulsor viene dada por las siguientes ecuaciones, donde D<sub>1</sub> (0.0334 m) es el diámetro a la entrada del impulsor, y D<sub>2</sub> (0.090 m) a la salida del impulsor.

$$\begin{aligned} u_1 &= \frac{\pi D_1 N}{60s} = \frac{\pi(.0334)(3450)}{60s} = 5.88 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ u_2 &= \frac{\pi D_2 N}{60s} = \frac{\pi(.090)(3450)}{60s} = 16.25 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Para el cálculo de las presiones, partiremos de que contamos con cuatro presiones principales, las que existen en los contenedores (P1 y P4), y las correspondientes a la entrada y salida de la bomba (P2 y P3).

$$\frac{P1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z1 - \text{Pérdidas}_{\text{succión}} = \frac{P2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z2.$$

del lado izquierdo, se elimina la presión y velocidad, ya que consideramos la presión atmosférica al ser un depósito abierto y además el agua está en reposo. Por lo tanto, queda:

$$P2 = \gamma \left( (z1 - z2) - \text{Pérdidas}_{\text{succión}} - \frac{V_2^2}{2g} \right).$$

$$P2 = 9,770.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2} \left( (-.5 \text{ m}) - .59 - \frac{(1.644 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} \right) =$$

$$-12071 \text{ Pa} = -12 \text{ kPa.}$$

este valor corresponde a la presión en pascales para la entrada del fluido a la bomba.

Ahora, para la salida se hacen las mismas consideraciones:

$$\frac{P3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + Z3 + \text{Pérdidas}_{\text{descarga}} = \frac{P4}{\gamma} + \frac{V_4^2}{2g} + Z4.$$

$$P3 = \gamma \left( (z4 - z3) + \text{Pérdidas}_{\text{descarga}} + \frac{V_3^2}{2g} \right).$$

Despreciando las Pérdidas en la descarga, y considerando que vamos a bombear hasta la máxima altura de acuerdo a la ficha técnica de la bomba, tenemos que la presión a la salida de la bomba es:

$$P_3 = 9,770.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2} \left( 35 \text{ m} + \frac{(2.939 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} \right) = 346273 \text{ Pa.}$$

Una vez determinados los cálculos correspondientes para el diseño de la bomba centrífuga. Se cotizaron con diversos proveedores los materiales que involucran la fabricación del banco de pruebas, así como, la impresión de los componentes. Los costos en pesos mexicanos mostrados en la Tabla 1, es la cotización inicial del proyecto.

Tabla 1: Cotización Inicial del Proyecto.

Material	Costo (Pesos)
Lamina Negra Calibre 10 4'X8 Ft	\$4,690.00
PTR 1.5in Cal 12 Blanco	\$1,987.00
Corte PTR	\$100.00
Llantas	\$800.00
Tornillería	\$205.00
Tuercas	\$12.00
Tubería Galvanizado	\$400.00
Conexiones	\$120.00
Filamentos	\$916.00
Caudalímetro	\$900.00
Sensor de temperatura	\$230.00
Bomba	\$1,950.00
Manómetro	\$350.00
Soldadura	\$2,800.00
Contenedores	\$7,260.00
<b>Total</b>	<b>\$22,720.00</b>

El proyecto fue financiado por la iniciativa de “NUEVOS TALENTOS” en la UNAQ, cuyo objetivo era diseñar un banco de pruebas experimental. El banco de pruebas estaría enfocado al diseño de una bomba centrífuga (3D PRINT-Impulsor y Carcasa de Plástico), así como un banco de pruebas móvil que aloje a la bomba centrífuga, y dos recipientes contenedores (Tanque de Aceite y Cubierta de alojamiento de la salida de aceite). El objetivo al final es dejar un banco de pruebas para

futuras generaciones. Ya que este proyecto es pensado para ser instrumento educativo. Debido a que la naturaleza del proyecto involucra diversas áreas de ingeniería, se pretende que catedráticos enseñen mediante el Banco de Pruebas, el comportamiento de ciertos componentes.

### 5. Análisis de Resultados de las Simulaciones

El diseño final del banco de pruebas en CAD se muestra en la Figura 9. La estructura es de PTR, y las plataformas superior e inferior de placa ¼ de pulgada de espesor, los contenedores de 22 litros cada uno, la tubería de galvanizado de ½ pulgada, así como los codos, los sensores de temperatura, y caudales digitales. Además de un motor eléctrico de ½ HP, y la impresión en PETG de la carcasa, y el impulsor.

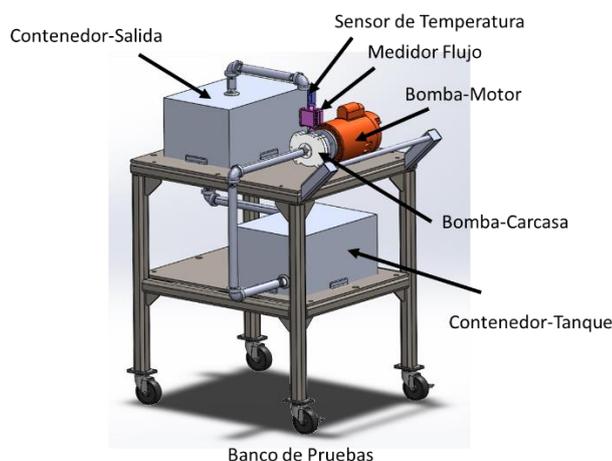


Figura 9. Ensamble Final de Banco de Pruebas modelo CAD

de 25.4 mm de diámetro y una salida de 19mm de diámetro. El diámetro interno el que hace interface con el impulsor es de 95mm. La voluta interna inicia con un diámetro de 11mm y finaliza con 19 mm.

En la Figura 13 se muestra la carcasa impresa en 3D-PRINT, mostrando las cavidades internas de la carcasa por donde va pasar el fluido. La Figura 14 muestra una fotografía del ensamble del impulsor con el eje del Motor eléctrico.



Figura 11. Impulsor Impreso en PETG-3D-Print.

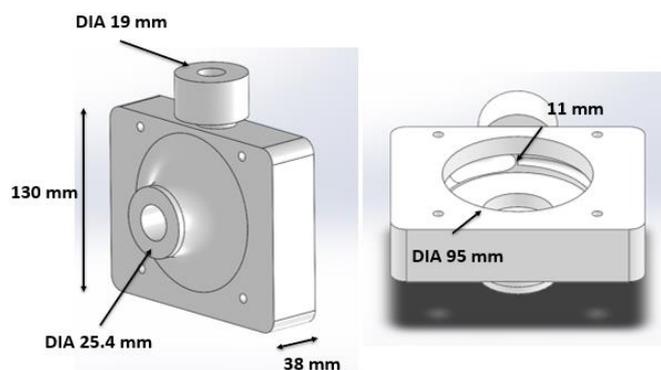


Figura 12. Impulsor Impreso en PETG-3D-Print

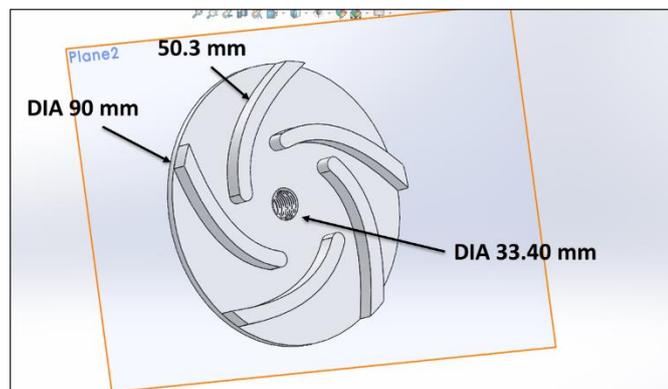


Figura 10. Diseño de Impulsor, Modelo de CAD.

Las dimensiones básicas, y principales del impulsor se muestran en el modelo de CAD de la Figura 10. Una pieza de 90 mm de diámetro externo, tal cual se muestra en la Figura 10. Los álabes son del tipo radial de 50.3 mm de longitud, y 6.5 mm de alto con respecto a la superficie del disco principal, es un impulsor del tipo abierto. El impulsor de PETG va roscado en la parte interna para ser ensamblado con la flecha del Motor, la Figura 11 muestra una fotografía del impulsor impreso en 3D.

La Figura 12 muestra las dimensiones básicas del modelo de CAD de la carcasa del impulsor. Una pieza bastante robusta para poder soportar las presiones internas de la bomba. La carcasa es del tipo rectangular de 130 mm x 130 mm y de espesor básico de 38 mm, el agujero interno para la succión es



Figura 13. Carcasa Impresa en 3D PRINT de PETG.

Uno de los principales retos, ya que la pieza en el diámetro interno lleva una rosca que va ser utilizada para poder ser

ensamblada con el eje del motor, por lo que al ser impresa en 3D-PRINT se tienen que hacer algunos ajustes a las dimensiones de la rosca por el encogimiento del polímero, una vez que alcanza la temperatura ambiente.



Figura 14: Montaje de Impulsor Sobre el Eje del Motor

La primera simulación en elemento finito (ANSYS) fue un análisis de CFD-CFX, que se realizó a un pequeño sector de ¼ parte del modelo completo, para reducir el tiempo de cómputo, y además para hacer un modelo más simple, aplicando las condiciones de simetría. Se modelaron las cavidades internas por donde va pasar el fluido, y se utilizó agua como fluido de trabajo.

El análisis en CFD se llevó a cabo con la finalidad de obtener el comportamiento del fluido dentro de la bomba, y obtener datos de presión interna, y velocidad del flujo. Para después hacer un análisis de campos acoplados, y con los valores de presión interna, estimar los esfuerzos en la carcasa de la bomba y en el impulsor. El modelo final en elemento finito haciendo un refinamiento de malla para obtener resultados confiables (~65000 elementos) del análisis de CFD se muestra en la Figura 15.

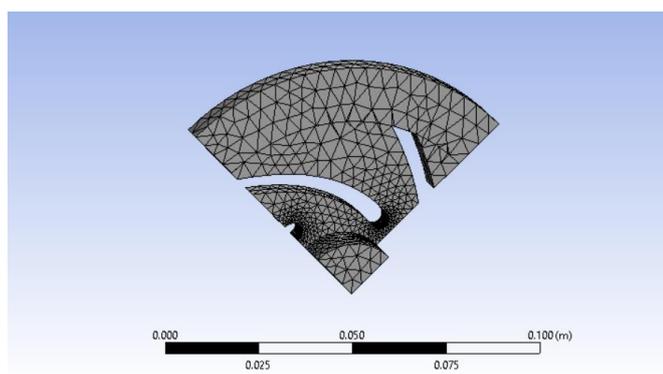


Figura 15: Mallado de las Cavidades Internas del Impulsor versus Carcasa.

Las condiciones de Frontera del Modelo se muestran en las Figuras 16 y 17, donde el color verde muestra las regiones que no serán perturbadas directamente por las Aspas. Además de mostrar las condiciones de entrada y salida del flujo. La Figura 16 muestra las zonas estacionarias en la zona de entrada y salida de la bomba, y la Figura 17 en la zona directamente en la región de las aspas. La velocidad del impulsor es de 3450 rpm de acuerdo a la ficha técnica provista por el proveedor de la Bomba.

Como se mencionó anteriormente, el objetivo del modelo simplificado de CFD es obtener las velocidades de flujo, y la presión a la salida del impulsor, ya que el gradiente de presión será aplicado a la parte estructural para verificar la integridad estructural de los componentes.

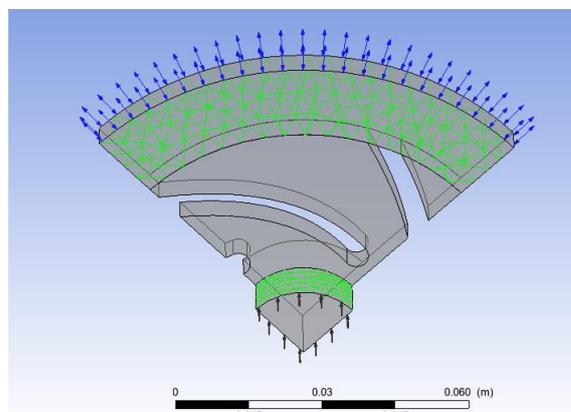


Figura 16: Zonas Estacionarias del Modelo de CFD en la Bomba.

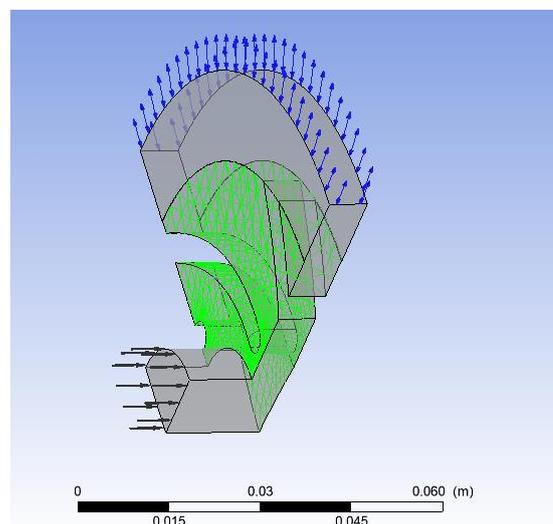


Figura 17: Zonas Estacionarias del Modelo de CFD en los Álabes.

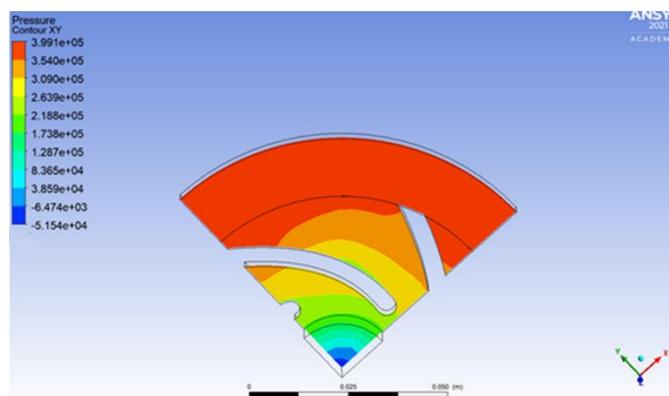


Figura 18: Presiones en las Cavidades Internas.

El análisis de CFD en la simulación se llevó 2 horas y 48 minutos en converger. La Figura 18 muestra la distribución de presión dentro de las cavidades, donde la presión de salida es de aproximadamente 400 kPa. A la salida de las aspas del impulsor es alrededor 370 kPa. El gradiente de presión obtenido dentro de las zonas de las aspas será utilizado para

obtener los esfuerzos efectivos tanto en el impulsor, como en la carcasa.

La Figura 19 muestra las líneas de Flujo del fluido en este caso se utilizó agua como fluido de trabajo en lugar de aceite, debido a que las pruebas se realizaron con agua. La velocidad tangencial máxima fue de 20.5 m/s. Sin embargo, las velocidades tangenciales a la salida de las aspas están alrededor de 16 m/s.

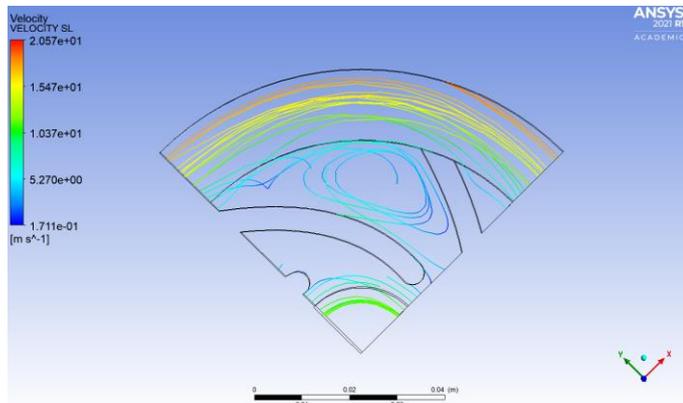


Figura 19. Líneas de Flujo de Velocidades

Una vez realizada la simulación en CFD, se realizó un análisis estructural a la carcasa, en donde se aplicaron las presiones internas obtenidas del modelo de CFD a la estructura del modelo de elemento finito (Figura 20) de la carcasa.

Se restringió la estructura en los agujeros de la carcasa, que son las características geométricas usadas para ensamblar el componente en la bomba.

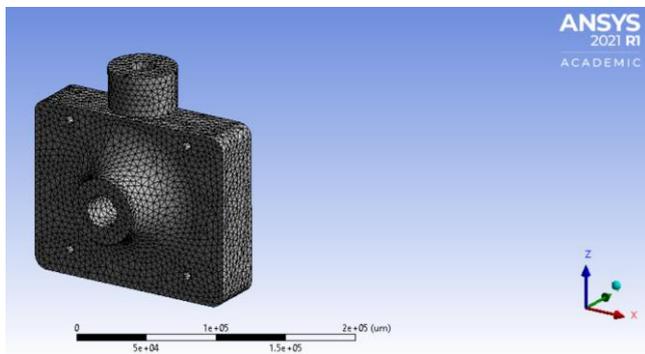


Figura 20: Malla en Carcasa (150000 elementos)

Los esfuerzos efectivos o de von Mises en las diferentes partes del componente se muestran en las Figuras 21, y 22.

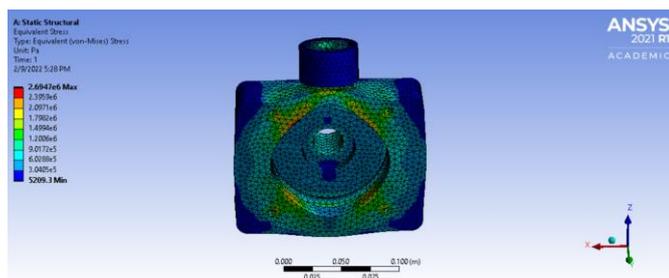


Figura 21. Esfuerzo Efectivos o de von Mises [Pa] en Carcasa.

Como se puede observar en la Figura 21, Los esfuerzos más críticos se encuentran dentro de la zona interna de la carcasa, esfuerzos efectivos alrededor de 2.6 MPa.

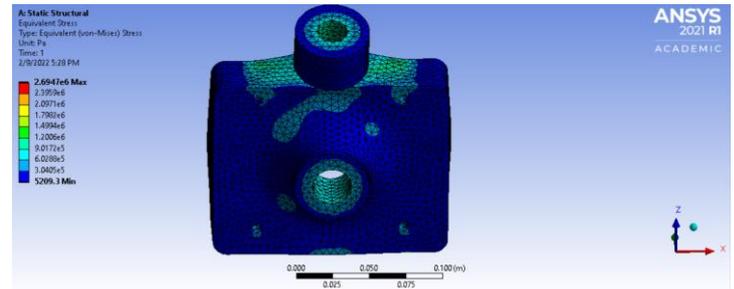


Figura 22. Esfuerzos Efectivos en la Zona Externa de la Carcasa

La Figura 22 nos permite ver que la parte Externa, que no muestra esfuerzos mayores a 81 kPa. Las deformaciones de la estructura se muestran en las Figuras 23 y 24. La deformación máxima como era de esperarse esta en la zona de descarga del componente.

De acuerdo con la Figura 23, la máxima deformación es de 0.068 mm, y ocurre en la parte superior del Carcasa, como se mencionó anteriormente en el diámetro de salida, esto es coherente, ya que en esta zona es aplicada la máxima presión y es en donde se conecta la tubería, y los componentes adicionales en el banco de pruebas.

En comparación con la parte trasera, la parte frontal muestra poca deformación, sin embargo, en la zona de la conexión, diámetro de entrada, tubería de entrada, el valor de deformación aumenta.

Se realizó un análisis modal de la carcasa, ya que es de suma importancia. El motor está girando a una frecuencia de giro de 57.5Hz (3450/60). De acuerdo con la Figura 25, los análisis obtenidos por la simulación, la primera frecuencia Natural en la carcasa está en 945 Hz. Por lo tanto, no hay ninguna preocupación que se vaya a generar una resonancia durante la operación de los componentes.

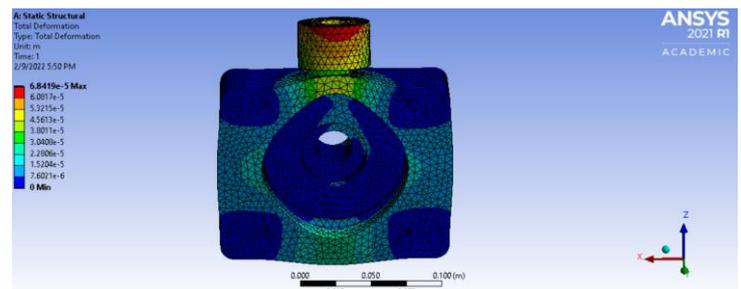


Figura 23. Deformación Total [m], Parte Interna de la Carcasa

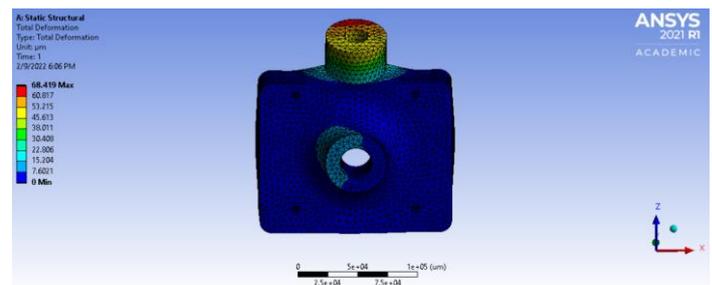


Figura 24 Deformación Total en la Parte Externa

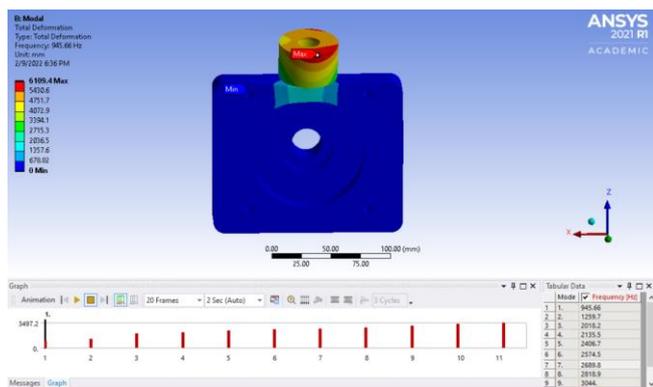


Figura 25: Nueve Primeras Frecuencias Naturales de la Carcasa

Basándonos en los resultados de frecuencias naturales, llegamos a la conclusión de que estamos muy lejos de que la carcasa alcance alguna resonancia debido a la vibración del motor. Ya que nuestro primer valor de frecuencia natural es de 945 Hz, y la frecuencia de giro del motor es de 57.5 Hz.

Otro de los componentes en el cual hay que realizar la simulación estructural es el impulsor. La figura 26 muestra el modelo de elemento finito, y la condición de restricción en la cara interna donde hace acoplamiento con la flecha del motor eléctrico. Se le aplicó el gradiente de presión y la velocidad máxima de rotación del motor.

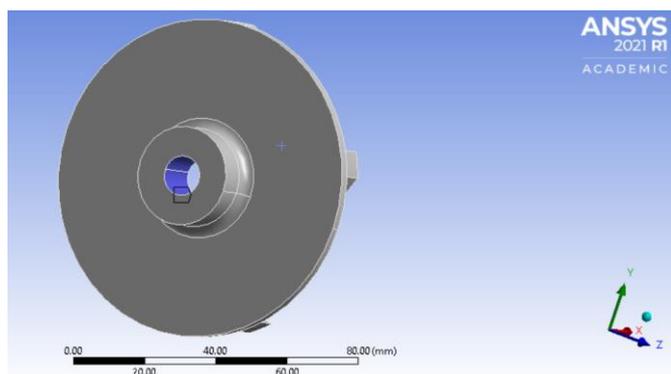


Figura 26: Superficie del Impulsor Restringidas.

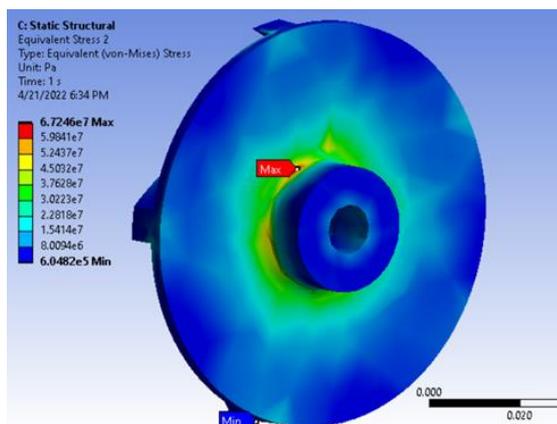


Figura 27: Máximos Esfuerzos de von Mises en el Impulsor.

Las presiones aplicadas a la estructura del impulsor vienen dadas de la simulación en CFD. Los resultados de la simulación estructural se muestran en la Figura 27, y se puede observar que los esfuerzos máximos efectivos se encuentran

cerca del centro del modelo, en la zona de soporte del disco principal del impulsor.

Debido a que es la zona de unión impulsor-eje del motor, presenta altos números de esfuerzos. El esfuerzo máximo es de 67.24 MPa. La resistencia de PETG es de 77 Mpa.

Como era de esperarse, las zonas que presentan más deformación unitaria son las que están más cerca de la zona de sujeción, y las deformaciones unitarias están alrededor de 0.023 mm/mm (Figura 28), lo cual no representa una preocupación estructural.

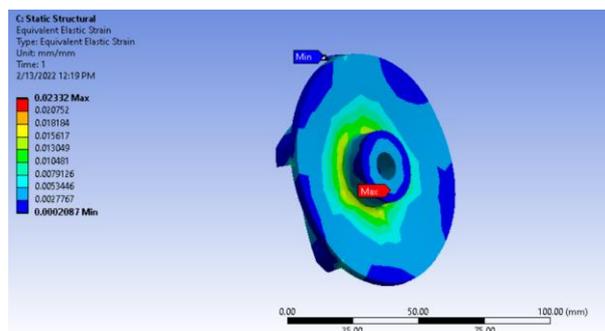


Figura 28: Deformación Unitaria Equivalente en el Impulsor.

Podemos observar deformaciones altas en la dirección axial en la zona de salida del fluido de la bomba, las partes más alejadas del centro del impulsor, tal y como se observa en las Figuras 29 y 30.

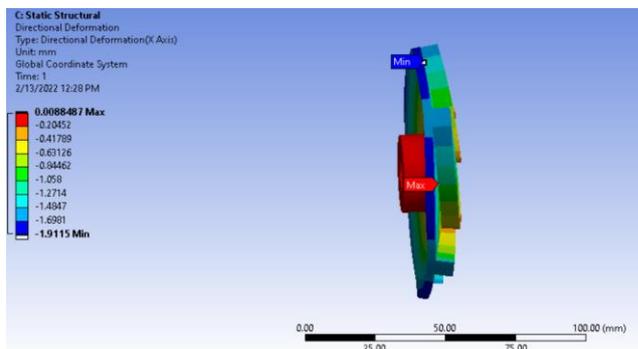


Figura 29: Deformación Direccional Axial en el Impulsor.

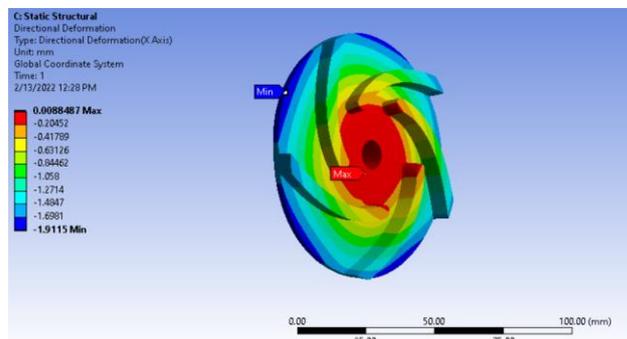


Figura 30: Vista Frontal Deformación Axial

Una vez realizado el análisis estructural del impulsor, se procedió a realizar el análisis modal. Este análisis es de suma importancia ya que nos predice las frecuencias naturales del impulsor. Como se dijo anteriormente la frecuencia de giro del motor es de 57.5 Hz.

Basándonos en los resultados de frecuencias naturales anteriores, llegamos a la conclusión de que estamos muy lejos

de que el impulsor falle por resonancia. Ya que nuestro primer valor de frecuencia natural en la Figura 31 es de 913.37 Hz, y la frecuencia de giro del motor es de 57.5 Hz.

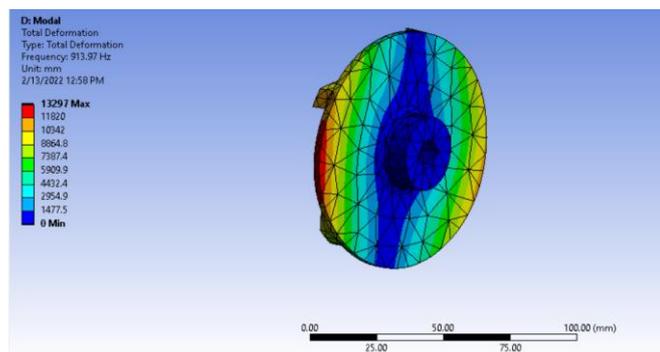


Figura 31: Primer Frecuencia Natural, 913 Hz.

Finalmente, se realizó el análisis estructural de manera conservativa para el banco de pruebas. El banco de pruebas fue diseñado en SolidWorks, y la Figura 32 muestra el mallado del modelo en ANSYS. La estructura es robusta, por lo que se aplicó una carga máxima asumiendo todos los componentes de manera conservativa en la placa superior e inferior del banco de Pruebas de 196N (Motor, Contenedor y Componentes) en la parte superior y 118N (Contenedor) en la parte inferior.

Debido a las cargas antes mencionadas, obtenemos los siguientes resultados de deformación: En la parte superior la máxima deformación, debido al contenedor, y la bomba es de 0.0000024046m, en la parte inferior es menor ya que solo aloja a un contenedor. Como se ve en la Figura 33, hay una clara diferencia entre las plataformas. La estructura del banco es altamente resistente por lo que no se requieren más análisis del banco. El análisis es un análisis simple, y conservativo para verificar que la estructura del banco es factible para la instalación de todo el equipo.

La Figura 34 muestra los esfuerzos efectivos en la estructura del banco de pruebas. El esfuerzo máximo efectivo es de 0.54 MPa, lo cual es un esfuerzo muy pequeño comparado con la resistencia estructural del Material del PTR, y las placas que es de 250MPa.

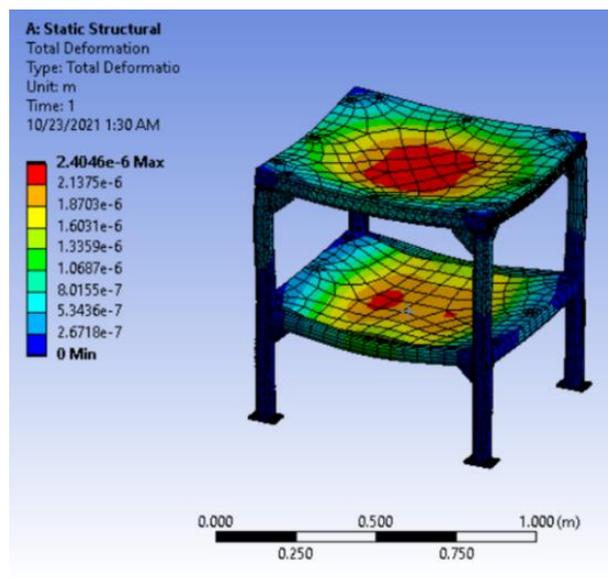


Figura 33: Deformación por Cargas Máximas Conservativas.

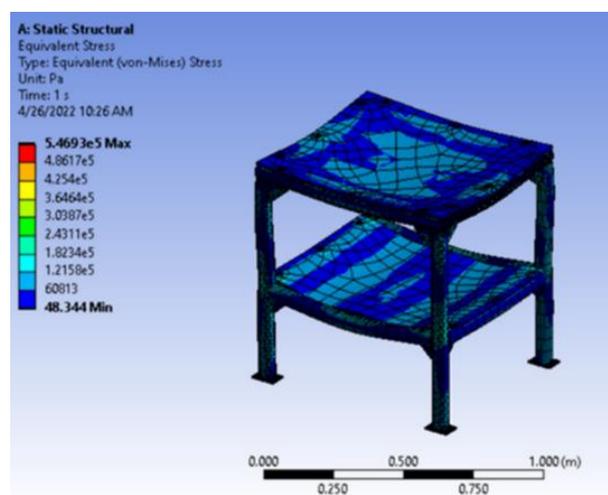


Figura 34: Esfuerzos Efectivos en la Estructura del Banco de Pruebas.

## 6. Manufactura de los Componentes

Debido a que los costos aumentaron de la cotización inicial, se decidió usar contenedores de plástico y tubería de PVC para poder hacer las pruebas. En base con los cálculos anteriormente redactados, se llegó a la conclusión de que la opción más viable para el proyecto era usar un motor con una potencia de ½ HP, el banco de pruebas fue fabricado con estructuras metálicas de acero estructural (PTR), y placas de ¼ de pulgada de espesor, tal cual se observa en la Figura 35. Los componentes antes de ser ensamblados se pueden apreciar sobre el banco de Pruebas (Codos para las tuberías de PVC, las uniones para la conexión de la tubería, el motor, y dos juegos carcasa-impulsor). Mientras que en la Figura 36 se expone el ensamble preliminar de los sensores.

Por su parte, la impresión del impulsor y la carcasa mostrados, se realizó con el filamento PETG, elegido por sus buenas propiedades estructurales, cuya resistencia estructural está en 77 MPa. Para la preparación del modelo a imprimir, se utilizó el software ULTIMAKER CURA. Los modelos impresos, tanto del impulsor como de la carcasa se muestran en la Figura 35.



Figura 32: Mallado de Banco de pruebas

Para hacer las pruebas se utilizó el ensamble final que se muestra en la Figura 37. Todos estos cambios se debieron a los incrementos de costo de los componentes debido a la situación económica del país, y por los problemas causados por la pandemia de CoVID19. Sin embargo, se pudieron realizar las pruebas, improvisando el ensamble de los componentes con mangueras, tal cual se muestran en la Figura 37.

Al final se pudieron hacer las pruebas. Sin embargo, con nuevos recursos se pretende fabricar los tanques de almacenamiento de aceite, cambiar de tubería a tubería de acero inoxidable, y fijar cada uno de los componentes al banco de pruebas.



Figura 35: Banco de Pruebas y Sus Componentes.



Figura 36: Sensores Instalados a la Salida de la Bomba.



Figura 37: Ensamble Final con Recurso Limitados

## 7. Resumen de Resultados.

La tabla 2 muestra una comparación de los resultados analíticos, de la simulación en ANSYS, y el medido en el banco de pruebas con los sensores. La prueba como se mencionó anteriormente se hizo con agua.

Tabla 2: Resumen de Resultados de la Prueba.

	Analítico	Simulación	Medido
Presión a la Salida de la Bomba	346 kPa	375 kPa	301kPa
Velocidad Tangencial	Entrada 5.88 m/s	Entrada 5.419 m/s	Entrada 4.66 m/s
	Salida 16.19 m/s	Salida 21.68 m/s	Salida 18.64 m/s
Temperatura	25° C	25° C	25° C – 26° C
Caudal	50 LPM	50 LPM	40 – 45 LPM

- Existe una variación menor del 10% entre la simulación y el calculado analíticamente, en cuanto a la presión de salida de la Bomba.
- A temperatura ambiente de 25° arranco la bomba, después de 5 minutos, aumento a 26°C.
- Variación menor al 20% en caudal calculado y el medido, debido a factores como la rigidez de los componentes.

## 8. Conclusiones

El propósito de desarrollar un banco de pruebas fue el de tener un instrumento didáctico para fines educativos en el desarrollo tecnológico del uso de bombas centrífugas en impresión en 3D, usando un polímero (PETG) para manufacturar el impulsor y la carcasa. Las propiedades del PETG impreso son muy buenas tanto en su resistencia a temperaturas elevadas, como en sus propiedades estructurales.

El banco de pruebas en las primeras etapas del diseño conceptual contemplaba usar contenedores de acero inoxidable. Sin embargo, por la alta variabilidad en los costos debido a factores de la situación económica mundial por la pandemia, no fue posible tener contenedores de acero inoxidable como se había planteado en un inicio. Para resolver esta situación se optó por utilizar contenedores derivados de plásticos, así como tubería de PVC. Debido a que el banco de Pruebas es para fines educativos, una posible alternativa para proyecto futuros sería el de utilizar materiales alternativos resultados de la manufactura aditiva. Fabricar contenedores de acero inoxidable y hacer algunas modificaciones al banco actual para permitir el uso de aceite ligero, y utilizar el banco para probar inyectores de aceite para lubricar, baleros, sellos, engranes etc. Finalmente automatizar los sensores con el uso de un ARDUINO para leer datos obtenidos en una computadora, tales como temperatura, presión, flujo, etc.

Todos los conocimientos adquiridos de la carrera de ingeniería en diseño mecánico aeronáutico fueron aplicados, desde administración de proyectos, diseño, simulación, análisis estructural, y manufactura de los componentes involucrados en este banco de pruebas. Finalmente Mencionar, que este proyecto fue aceptado y financiado en el PROGRAMA DE NUEVOS TALENTOS CIENTIFICOS Y TECNOLÓGICOS, Edición 2021 de la UNAQ (Universidad Aeronáutica en Querétaro).

La propuesta del Diseño de la bomba era entregar presiones de 500 kPa a 600 kPa de manera conceptual, a pesar de que el PETG es un material resistente, es un polímero. Por lo que se decidió entregar alrededor de 350 kPa. Los resultados de la parte analítica muestran una presión de salida de la bomba de 346 kPa, la simulación una presión de 375 kPa, y el medido experimental del banco muestra una presión de alrededor de 301 kPa. Una variación menor del 10% entre el modelo analítico y la simulación.

En cuanto al caudal, la bomba fue diseñada para entregar un caudal de 50 LPM, y los resultados obtenidos de la prueba muestran valores de flujo volumétrico de 45 LPM. Estas

variaciones se dan a que el polímero tiene una rigidez menor a la de un metal. Sin embargo, esta variación no es tan significativa desde el punto de vista de la intención del diseño de la lubricación. Finalmente, el banco de pruebas puede ser utilizado para realizar pruebas de inyectores de aceite, así como herramienta educativa, para imprimir impulsores con diferentes geometrías, y tamaño de las aspas.

## Agradecimientos:

“Agradecimientos a las empresas ESSS y ANSYS por la entrega de las licencias de softwares de simulación ANSYS que se han utilizado para el desarrollo de este trabajo en el marco de la colaboración para la generación de un ecosistema científico tecnológico en torno a las herramientas de CAE en Querétaro”.

## Referencias

- Cella, L. (12 de agosto de 2020). Pump Industry. <https://www.pumpindustry.com.au/centrifugal-pumps>
- Cengel, Y. (2019). *Fluid Mechanics*. Mc Graw Hill.
- H. H. ANDERSON. (2014). *Centrifugal Pumps*. Elsevier.
- Haestad Methods Engineering Staff (2006), *Computer Applications in Hydraulic Engineering*, The Bentley Institute Press; 7th (Seventh) Edition.
- M. Duran, J. Ascanio, B. Tarazona (2021), Evaluación de la pérdida de energía en un fluido en tuberías de diferente material, usando la ecuación de Darcy-Weisbach, mediante la variación de temperatura y caudal.
- Maja, P. (enero de 2021). Grabcad Community. [https://grabcad.com/library?per\\_page=20&query=centrifugal%20pump](https://grabcad.com/library?per_page=20&query=centrifugal%20pump).
- Pritchard, P. (2011). *Fox and McDonald's. Introducción to Fluid Mechanics*. Estados Unidos: John Wiley & Sons, Inc.
- Ranald V. Giles, *Mecánica de Fluidos e Hidráulica*, Mc Graw Hill. SCHAUM.
- Robert L. Norton (2010), *Machine Design, An Integrated Approach*, Fourth Edition.
- Rohringer, S. (2020). [https://all3dp.com/es/1/filamento-3d-filamento-impresora-3d/Zulzer, V. \(2014\).](https://all3dp.com/es/1/filamento-3d-filamento-impresora-3d/Zulzer, V. (2014).) <https://www.powerzone.com/resources/glossary/centrifugal-pump>
- Swamee, P., and Jain, A. (1976) Explicit Equations for Pipe-Flow Problems. *Journal of the Hydraulics Division-American Society Civil Engineers*, 102, 657-664.
- Tema Fantástico, S.A. (2011), *Automatización Industrial*, Disponible en: <http://industrial-automatiza.blogspot.com/2011/08/bombas-hidraulicas-2-bombasde.html>
- Victor Streeter (2007). *Fluid Mechanics*. McGRAW-HILL Book.
- White, Frank (2008). *Mecánica de Fluidos (6ª edición)*. McGraw-Hill.
- Woods, V. (2015). *Handbook of centrifugal pumps*. Michigan: Gulf Professional Publishing.
- Yedidiah, Sam (2012). *Centrifugal Pump User's Guidebook Problems and Solutions*, Springer New York, NY.