



UNIVERSIDAD MICHOACANA  
DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO  
*Cuna de héroes, crisol de pensadores*

# UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

## DISEÑO DE UN TUBO PITOT PARA LA ELIMINACIÓN O REDUCCIÓN DE CARGAS AXIALES EN UNA BOMBA PITOT

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE  
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA

ING. CARLOS ANTONIO UNZAGA LÓPEZ

ASESOR

DR. JUAN FELIPE SORIANO PEÑA

CO-ASESOR EXTERNO

M.C. LUIS ALBERTO VALENCIA GARAY

MORELIA, MICH., OCTUBRE 2018



# **DISEÑO DE UN TUBO PITOT PARA LA ELIMINACIÓN O REDUCCIÓN DE CARGAS AXIALES EN UNA BOMBA PITOT**

Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica

U.M.S.N.H.

## Agradecimientos

Le agradezco a Dios por haberme acompañado y guiado todo este tiempo, por brindarme una vida llena de aprendizajes, experiencias y sobre todo felicidad.

Le doy gracias a mi familia. A mis padres, por apoyarme en todo momento, por los valores que me han inculcado, y por haberme dado la oportunidad de tener una excelente educación en el transcurso de mi vida. Pero sobre todo por ser un excelente ejemplo de vida a seguir. A mi hermana, por llenar mi vida de alegrías cuando más lo he necesitado.

A la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, en especial a la Facultad de Ingeniería Mecánica, y al CEMIE-Geo, por el apoyo y las facilidades prestadas respecto al material y equipo utilizado para el desarrollo de esta investigación.

Al CONACyT, gracias por el apoyo económico brindado durante este tiempo.

A los profesores que fueron parte de mi desarrollo académico, gracias por compartir conmigo parte de su conocimiento y experiencia, y por el apoyo que me brindaron.

A mi asesor, co-asesor y mesa de sinodales, les agradezco por mostrarme los detalles, los errores y por corregirme durante la realización de este trabajo. Gracias por confiar en mí, por su paciencia, sus ánimos, sus consejos, por su apoyo y por su valiosa dirección para llegar a la conclusión de este trabajo.

Gracias a mis compañeros de generación y a mis amigos en general, por su apoyo, su tiempo y ayuda, pero sobre todo por brindarme su amistad en todo momento.

Todos han sido parte esencial para llevar a cabo este trabajo y poder concluirlo. Nada de esto hubiera sido posible sin su apoyo incondicional.

A todos ustedes, mi mayor reconocimiento y gratitud.

Carlos.

## Resumen

Dada la constante necesidad de mover grandes cantidades de fluido en largas distancias, los procesos de bombeo han tomado un papel protagónico en el transporte de fluidos asociado a todo tipo de industrias, inclusive en aplicaciones domésticas simples.

Dentro de estos procesos destaca la generación de energía eléctrica. Las plantas convencionales de generación de energía disponen de bombas para la alimentación de calderas, bombas de agua de refrigeración, bombas auxiliares para diversas aplicaciones, sistemas de lubricación, etc.

Las bombas centrífugas forman parte de un grupo de máquinas denominadas bombas rotodinámicas, las cuales están caracterizadas por la existencia de un elemento impulsor el cual es movido por un eje que le transmite la potencia a dicho elemento.

Aunque la aplicación de bombas centrífugas es muy amplia, también tiene algunas limitaciones. La gama esperada de funcionamiento es la base para seleccionar bombas centrífugas que tengan mínimas anomalías hidráulicas y altos rendimientos con mínimos costos de mantenimiento.

Por ejemplo, cuando se opera una bomba en un punto que no sea el de flujo de máxima eficiencia (Best Efficiency Point, BEP), se producen anomalías hidráulicas en la carcasa y el impulsor. Estas anomalías, que ocurren en todas las bombas centrífugas, pueden ocasionar aspereza hidráulica, impulsos de vibración, flexiones del eje y menor duración de cojinetes y sellos mecánicos, así como mayor desgaste. Lo que reduce la eficiencia del equipo.

Algunas otras limitaciones que presentan este tipo de bombas son las que se mencionan a continuación:

- Sobrecalentamiento de la bomba, y mayor NPSHR (Carga Neta Positiva de Succión Requerida) para evitar la cavitación, cuando se opera con caudales bajos.
- Operación ruidosa, tempestuosa y posible daño físico debido a la recirculación interna.
- Mayores niveles de pulsación en la succión y descarga.

Para presiones diferenciales de alta a baja capacidad son necesarias bombas alternativas (o de efecto especial). Dentro de este grupo de bombas alternativas destacan las bombas de tubo Pitot, las cuales presentan características interesantes y son ampliamente utilizadas dentro de las plantas de generación eléctrica.

Este tipo de bombas es inusual ya que la carcasa es la que gira y no el impulsor. De hecho, la bomba no utiliza un impulsor, utiliza un tubo Pitot fijo situado dentro de la carcasa giratoria. El diseño del tubo Pitot produce un flujo estable, libre de pulsaciones.

Se han dedicado investigaciones para mejorar la eficiencia de este tipo de bombas, haciendo rediseños de las mismas para aumentar su eficiencia y disminuir costos de mantenimiento.

Dentro de estas investigaciones destacan las realizadas en las patentes US N° 4,674,950, US N° 3,776,658 y US N° 5,997,243, en las cuales se ofrece un rediseño del tubo estacionario Pitot para minimizar pérdidas de flujo y evitar la erosión del mismo. Otra patente a destacar es la US N° 5,975,840, en la cual se analizan las cargas axiales generadas en la bomba debidas a la descarga del fluido, y se propone una configuración que brinda un equilibrio axial más estable.

En base a lo anterior, el presente trabajo muestra una metodología que ayuda a determinar las cargas axiales generadas en el interior de la bomba mediante un análisis de interacción fluido-estructura. Esto se logra haciendo uso de herramientas de modelado en 3D, de simulación de fluido (CFD) y de elemento finito (FEA).

El estudio del funcionamiento de la bomba que se propone relaciona sus parámetros geométricos con las propiedades del fluido de trabajo, desde su entrada al equipo y hasta la salida del mismo.

Como primera instancia se modelan virtualmente distintas configuraciones de tubo Pitot, tanto de un equipo físico comercial como de nuevos diseños propuestos, para que posteriormente, ensambladas con los demás componentes de la bomba, se analice cada una de ellas por medio de métodos CFD y FEA.

Con el resultado obtenido del análisis de la bomba física y en comparación con el de uno los diseños propuestos, se obtiene una configuración que es capaz de reducir las cargas axiales en la bomba Pitot siguiendo la metodología propuesta.

**Palabras clave: modelado en 3D, simulación de fluido, elemento finito, análisis de transferencia de calor, interacción fluido-estructura.**

## Abstract

Due to the constant need to move large quantities of fluid over long distances, the pumping processes have taken a leading role in fluid transport associated with all types of industries, including simple domestic applications.

Within these processes, the generation of electric power stands out. The conventional power generation plants have boiler feed pumps, cooling water pumps, auxiliary pumps for various applications, lubrication systems, etc.

Centrifugal pumps are part of a group of machines called rotodynamic pumps, which are characterized by the existence of a driving element which is moved by an axis that transmits the power to said element.

Although the application of centrifugal pumps is very broad, it also has some limitations. The expected range of operation is the basis for selecting centrifugal pumps that have minimal hydraulic anomalies and high performance with minimal maintenance costs.

For example, when a pump is operated at a point other than the maximum efficiency flow (Best Efficiency Point, BEP), hydraulic anomalies occur in the casing and impeller. These anomalies, which occur in all centrifugal pumps, can cause hydraulic roughness, vibration impulses, shaft bending and shorter bearing life and mechanical seals, as well as increased wear. Which also reduces the efficiency of the equipment.

Some other limitations that this type of pumps present are:

- Pump overheating, and higher NPSHR (Net Positive Suction Head Required) to avoid cavitation, when operating at low flow rates.
- Noisy, stormy operation and possible physical damage due to internal recirculation.
- Higher levels of pulsation in the suction and discharge.

For differential pressures from high to low capacity, alternative (or special effect) pumps are necessary. Within this group of alternative pumps stand out the Pitot tube pumps, which present interesting characteristics and are widely used within the power generation plants.

This type of pumps is unusual since the casing is the element that rotates and not the impeller. In fact, the pump does not use an impeller, it uses a fixed Pitot tube located inside the rotating casing. The Pitot tube design produces a stable flow, free of pulsations.

Research has been dedicated to improve the efficiency of this type of pumps, redesigning them to increase their efficiency and reduce maintenance costs.

These investigations include those made in the US Patents No. 4,674,950, No. 3,776,658 and No. 5,997,243, in which a redesign of the stationary Pitot tube is offered to minimize flow losses and prevent its erosion. Another one to be highlighted is the US Patent No. 5,975,840, in which the axial forces generated in the pump due to the discharge of the fluid are analyzed, and a configuration that provides a more stable axial balance is proposed.

Based on the previous information, the present work shows a methodology that helps to determine the axial loads generated inside the pump by a fluid-structure interaction analysis. This is achieved by using 3D modeling, fluid simulation (CFD) and finite element (FEA) tools.

The study of the operation of the pump that is proposed relates its geometric parameters with the properties of the working fluid, from its entry to the equipment and until its exit.

As a first instance, different Pitot tube configurations are modeled, both of a commercial physical equipment and new proposed designs, so that later, assembled with the other components of the pump, each of them is analyzed by using CFD and FEA methods.

With the result obtained from the analysis of the physical pump and, in comparison with the one of the proposed designs, a configuration is obtained that is able to reduce the axial loads in the Pitot pump following the proposed methodology.

**Keywords: 3D modeling, fluid simulation, finite element, heat transfer analysis, fluid-structure interaction.**

# Contenido

|                                                             |              |
|-------------------------------------------------------------|--------------|
| <b>Agradecimientos</b> .....                                | <b>iii</b>   |
| <b>Resumen</b> .....                                        | <b>iv</b>    |
| <b>Abstract</b> .....                                       | <b>vi</b>    |
| <b>Contenido</b> .....                                      | <b>viii</b>  |
| <b>Índice de figuras</b> .....                              | <b>xi</b>    |
| <b>Índice de tablas</b> .....                               | <b>xvii</b>  |
| <b>Glosario</b> .....                                       | <b>xviii</b> |
| <b>Nomenclatura</b> .....                                   | <b>xxi</b>   |
| <b>Capítulo 1. Introducción</b> .....                       | <b>1</b>     |
| 1.1. Planteamiento del problema .....                       | 2            |
| 1.2. Justificación.....                                     | 3            |
| 1.3. Hipótesis.....                                         | 4            |
| 1.4. Objetivos .....                                        | 4            |
| 1.4.1. Objetivo general .....                               | 4            |
| 1.4.2. Objetivos específicos .....                          | 4            |
| <b>Capítulo 2. Generalidades</b> .....                      | <b>5</b>     |
| 2.1. Introducción .....                                     | 5            |
| 2.2. Antecedentes .....                                     | 6            |
| 2.2.1. Patentes.....                                        | 7            |
| 2.3. Aplicaciones .....                                     | 13           |
| 2.4. Ventajas .....                                         | 14           |
| 2.5. Desventajas .....                                      | 14           |
| <b>Capítulo 3. Metodología de diseño y simulación</b> ..... | <b>15</b>    |
| 3.1. Modelado en 3D.....                                    | 15           |
| 3.2. Datos para la definición del problema.....             | 23           |
| 3.2.1. Tipo de fluido .....                                 | 23           |
| 3.2.1.1. Propiedades del fluido .....                       | 23           |
| 3.2.2. Estructura .....                                     | 25           |
| 3.2.2.1. Propiedades de la estructura .....                 | 25           |
| 3.2.3. Condiciones de frontera para el análisis .....       | 25           |
| 3.3. ANSYS® FLUENT®.....                                    | 26           |



|            |                                                                                     |    |
|------------|-------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.3.1.     | Dinámica de fluidos computacional (CFD) .....                                       | 26 |
| 3.3.2.     | Método de volúmenes finitos (FVM).....                                              | 27 |
| 3.3.3.     | Modelo matemático .....                                                             | 28 |
| 3.3.3.1.   | Ley de la viscosidad de Newton .....                                                | 28 |
| 3.3.3.1.1. | Coordenadas cilíndricas ( $r, \theta, z$ ).....                                     | 28 |
| 3.3.3.2.   | Ecuación de continuidad.....                                                        | 29 |
| 3.3.3.2.1. | Coordenadas cilíndricas ( $r, \theta, z$ ).....                                     | 29 |
| 3.3.3.3.   | Ecuación de movimiento en términos de $\tau$ .....                                  | 29 |
| 3.3.3.3.1. | Coordenadas cilíndricas ( $r, \theta, z$ ) *.....                                   | 29 |
| 3.3.3.4.   | Ecuación de movimiento para un fluido Newtoniano con $\rho$ y $\mu$ constantes..... | 30 |
| 3.3.3.4.1. | Coordenadas cilíndricas ( $r, \theta, z$ ).....                                     | 30 |
| 3.4.       | Análisis de fluido y de transferencia de calor .....                                | 30 |
| 3.4.1.     | Design Modeler (DM).....                                                            | 31 |
| 3.4.1.1.   | Named Selection.....                                                                | 32 |
| 3.4.2.     | Mesh.....                                                                           | 33 |
| 3.4.2.1.   | Mallado y tipo de elemento.....                                                     | 35 |
| 3.4.2.2.   | Conversión de malla .....                                                           | 35 |
| 3.4.3.     | Análisis de transferencia de calor (HTA) .....                                      | 38 |
| 3.4.3.1.   | Proceso de configuración del análisis de transferencia de calor.....                | 39 |
| 3.4.3.1.1. | Resultados HTA.....                                                                 | 40 |
| 3.4.4.     | Análisis de fluido (CFD) para la selección del nuevo tubo Pitot.....                | 45 |
| 3.4.4.1.   | Perfiles de presión.....                                                            | 46 |
| 3.4.4.1.1. | TP0.....                                                                            | 46 |
| 3.4.4.1.2. | TP1 .....                                                                           | 47 |
| 3.4.4.1.3. | TP2 .....                                                                           | 47 |
| 3.4.4.1.4. | TP3 .....                                                                           | 48 |
| 3.4.4.1.5. | TP4 .....                                                                           | 48 |
| 3.4.4.1.6. | TP5 .....                                                                           | 49 |
| 3.4.4.1.7. | TP6 .....                                                                           | 49 |
| 3.4.4.1.8. | TP7 .....                                                                           | 50 |
| 3.4.4.1.9. | TP8 .....                                                                           | 50 |
| 3.4.4.2.   | Presiones en FLUENT®.....                                                           | 51 |

|                                      |                                                                               |           |
|--------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 3.4.4.3.                             | Simplificación del modelo matemático .....                                    | 52        |
| 3.4.4.4.                             | Interpretación de resultados y selección del nuevo diseño del tubo Pitot..... | 57        |
| <b>Capítulo 4.</b>                   | <b>Análisis de interacción fluido-estructura y de elementos finitos .....</b> | <b>60</b> |
| 4.1.                                 | Interacción fluido-estructura (FSI).....                                      | 60        |
| 4.1.1.                               | Interacción fluido-estructura de 1 vía .....                                  | 60        |
| 4.1.2.                               | Interacción fluido-estructura de 2 vías .....                                 | 61        |
| 4.1.3.                               | Acoplamiento FSI de 1 vía en ANSYS®.....                                      | 61        |
| 4.2.                                 | Análisis de elementos finitos (FEA) y método de elementos finitos (FEM)...    | 62        |
| 4.2.1.                               | Convergencia de malla.....                                                    | 65        |
| 4.2.2.                               | Aplicaciones del análisis de elementos finitos .....                          | 65        |
| 4.3.                                 | Proceso de configuración del análisis FSI .....                               | 65        |
| 4.3.1.                               | Resultados (FSI) .....                                                        | 74        |
| 4.3.1.1.                             | Análisis FSI con TPO .....                                                    | 75        |
| 4.3.1.2.                             | Análisis FSI con TP4.....                                                     | 77        |
| 4.3.1.3.                             | Comparación de resultados .....                                               | 79        |
| 4.3.1.4.                             | Interpretación de resultados.....                                             | 80        |
| 4.3.1.4.1.                           | Deformación total.....                                                        | 80        |
| 4.3.1.4.2.                           | Esfuerzo equivalente/Von Mises.....                                           | 81        |
| 4.3.1.4.3.                           | Máximo esfuerzo principal .....                                               | 81        |
| 4.3.1.4.4.                           | Máximo esfuerzo de corte.....                                                 | 82        |
| 4.3.1.4.5.                           | Esfuerzo normal (Orientación Z) .....                                         | 83        |
| 4.3.1.4.6.                           | Energía de deformación.....                                                   | 84        |
| 4.3.1.5.                             | Porcentajes finales de reducción .....                                        | 84        |
| <b>Capítulo 5.</b>                   | <b>Conclusiones y trabajos futuros.....</b>                                   | <b>85</b> |
| 5.1.                                 | Conclusiones.....                                                             | 85        |
| 5.2.                                 | Trabajos futuros.....                                                         | 86        |
| <b>Anexo 1.....</b>                  | <b>87</b>                                                                     |           |
| <b>Anexo 2.....</b>                  | <b>92</b>                                                                     |           |
|                                      | Propiedades del equipo computacional .....                                    | 92        |
| <b>Referencias .....</b>             | <b>93</b>                                                                     |           |
| <b>Actividades de difusión .....</b> | <b>95</b>                                                                     |           |

## Índice de figuras

|                                                                                                                                        |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1.1. Esquema de cargas axial y radial sobre un eje (Castro Ortiz, 2018).....                                                    | 2  |
| Figura 1.2. Sistema de lubricación y enfriamiento de una turbina (GREEN-ER FIM UMSNH).....                                             | 3  |
| Figura 2.1. Bomba de tubo Pitot (Gulich, 2008).....                                                                                    | 5  |
| Figura 2.2. Distribución de presión causando cargas axiales de empuje (WEIR Specialty Pumps, Septiembre 2016). ....                    | 6  |
| Figura 2.3. Cámara destinada para evitar el empuje de cargas axiales (EE.UU. Patente n° US3817659 A, 1974).....                        | 8  |
| Figura 2.4. Patente US 3,776,658 - Pitot Tube for Pitot Pump (EE.UU. Patente n° 3,776,658, 1973).....                                  | 8  |
| Figura 2.5. Patente US 6,709,227 - Pitot Tube Insert (EE.UU. Patente n° US 6,709,227 B2, 2004).....                                    | 9  |
| Figura 2.6. Patente US 2006/0198731 A1 – Wear Ring for a Centrifugal Pitot Tube Pump (EE.UU. Patente n° US 2006/0198731 A1, 2006)..... | 9  |
| Figura 2.7. Patente US 5,975,840 - Pitot Tube Pump Having Axial-Stabilizing Construction (EE.UU. Patente n° US5975840 A, 1999). ....   | 9  |
| Figura 2.8. Patente US 5,261,784 - Variable Pressure Pitot Pump (EE.UU. Patente n° 5,261,784, 1993).....                               | 10 |
| Figura 2.9. Patente US 4,045,145 - Pitot Pump with Turbulence Elimination (EE.UU. Patente n° 4,045,145, 1977).....                     | 10 |
| Figura 2.10. Patente US 3,384,024 - Centrifugal Pump (EE.UU. Patente n° 3,384,024, 1968). ....                                         | 11 |
| Figura 2.11. Patente US 3,999,881 - Centrifugal Pump of the Pitot Type (EE.UU. Patente n° 3,999,881, 1976).....                        | 11 |
| Figura 2.12. Patente US 4,264,269 - Centrifugal Pitot Pump with Improved Pitot (EE.UU. Patente n° 4,264,269, 1981). ....               | 12 |
| Figura 2.13. Patente US 5,997,243 - Pitot Tube Inlet Insert (EE.UU. Patente n° 5,997,243, 1999).....                                   | 12 |
| Figura 2.14. Bomba HRG (Roto-Jet Pump) de Honda (HONDA, 1999). ....                                                                    | 13 |
| Figura 3.1. Carcasa externa.....                                                                                                       | 15 |
| Figura 3.2. Carcasa interna rotatoria. ....                                                                                            | 15 |
| Figura 3.3. Tubo Pitot.....                                                                                                            | 15 |
| Figura 3.4. Ensamblaje de la bomba.....                                                                                                | 16 |
| Figura 3.5. Modelo 3D de la carcasa externa.....                                                                                       | 16 |

|                                                                                                                                  |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 3.6. Modelo 3D de la carcasa interna rotatoria.....                                                                       | 16 |
| Figura 3.7. Modelo 3D del tubo Pitot original (TPO).....                                                                         | 17 |
| Figura 3.8. Modelo 3D del ensamblaje de la bomba.....                                                                            | 17 |
| Figura 3.9. Tubo Pitot sencillo (TP1). ....                                                                                      | 18 |
| Figura 3.10. Tubo Pitot con tubo Venturi (TP2). ....                                                                             | 18 |
| Figura 3.11. Tubo Pitot con sección interna en ranura (TP3). ....                                                                | 18 |
| Figura 3.12. Tubo Pitot con sección interna en arco (TP4). ....                                                                  | 19 |
| Figura 3.13. Tubo Pitot con sección interna en círculo (TP5). ....                                                               | 19 |
| Figura 3.14. Tubo Pitot con sección interna en elipse (TP6). ....                                                                | 20 |
| Figura 3.15. Tubo Pitot con sección interna en círculo y con tubo Venturi (TP7). ....                                            | 20 |
| Figura 3.16. Tubo Pitot con sección interna y externa en ranura (TP8). ....                                                      | 21 |
| Figura 3.17. Espacio físico para el eje de la bomba Pitot.....                                                                   | 21 |
| Figura 3.18. Modelo 3D del eje de la bomba Pitot.....                                                                            | 22 |
| Figura 3.19. Modelo 3D del ensamblaje completo de la BPO.....                                                                    | 22 |
| Figura 3.20. Filtro de la bomba Pitot que forma parte del DTI del sistema de lubricación de la turbina (GREEN-ER FIM UMSNH)..... | 23 |
| Figura 3.21. Gráfica de Viscosidad vs. Temperatura (SFK, 2018). ....                                                             | 24 |
| Figura 3.22. Simulación de un análisis CFD (Simscale, 2018). ....                                                                | 26 |
| Figura 3.23. Representación de un dominio discretizado con el método de volúmenes finitos (Cavada López-Tapia, 2015).....        | 28 |
| Figura 3.24. DM del módulo FLUENT®.....                                                                                          | 31 |
| Figura 3.25. BPO importada a ANSYS® DM.....                                                                                      | 31 |
| Figura 3.26. Fluido en las carcasas.....                                                                                         | 31 |
| Figura 3.27. Fluido en el tubo Pitot.....                                                                                        | 32 |
| Figura 3.28. Partes de fluido en ensamblaje.....                                                                                 | 32 |
| Figura 3.29. Estructura y fluido de la BPO. ....                                                                                 | 32 |
| Figura 3.30. “Named Selection” de la entrada (“Inlet”) y salida (“Outlet”) de la bomba. ....                                     | 33 |
| Figura 3.31. “Named Selection” “SI”. ....                                                                                        | 33 |
| Figura 3.32. Sección “Mesh” del módulo FLUENT®.....                                                                              | 33 |
| Figura 3.33. Supresión de la parte estructural.....                                                                              | 34 |
| Figura 3.34. Mallado de las geometrías de fluido.....                                                                            | 34 |
| Figura 3.35. Detalles sobre la información de la malla para el fluido de la BPO.....                                             | 34 |

|                                                                                                                               |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 3.36. Ejemplos de malla no estructurada y malla estructurada (Tizón Pulido, 2016). .....                               | 35 |
| Figura 3.37. Sección de configuración para el análisis CFD en el módulo de FLUENT®. ....                                      | 36 |
| Figura 3.38. Mallado tetraédrico y mallado poliédrico (ANSYS, Inc., Abril 2009).....                                          | 36 |
| Figura 3.39. Conexión de los centroides de borde con los centroides de cara y celda poliédrica (ANSYS, Inc., Abril 2009)..... | 37 |
| Figura 3.40. Menú en FLUENT® para la conversión de la malla. ....                                                             | 37 |
| Figura 3.41. Malla poliédrica. ....                                                                                           | 37 |
| Figura 3.42. Detalles sobre la información de la malla poliédrica.....                                                        | 38 |
| Figura 3.43. Análisis de transferencia de calor para el fluido en las carcasas. ....                                          | 40 |
| Figura 3.44. Ubicación de la temperatura más elevada en el fluido. ....                                                       | 40 |
| Figura 3.45. Valor mínimo y máximo de temperatura del análisis en las carcasas. ....                                          | 41 |
| Figura 3.46. Análisis de transferencia de calor para el fluido en el TPO. ....                                                | 41 |
| Figura 3.47. Valor mínimo y máximo de temperatura del análisis en el tubo Pitot. ...                                          | 41 |
| Figura 3.48. Esquema de las condiciones para el análisis de transferencia de calor del TPO. ....                              | 42 |
| Figura 3.49. Ubicación de los distribuidores de fluido de la bomba. ....                                                      | 42 |
| Figura 3.50. Perfil de presión global para $\mu@80^{\circ}\text{C}$ .....                                                     | 43 |
| Figura 3.51. Valor mínimo y máximo de presión global para $\mu@80^{\circ}\text{C}$ . ....                                     | 43 |
| Figura 3.52. Perfil de presión global para $\mu@125^{\circ}\text{C}$ . ....                                                   | 44 |
| Figura 3.53. Valor mínimo y máximo de presión global para $\mu@125^{\circ}\text{C}$ . ....                                    | 44 |
| Figura 3.54. Perfiles de presión global. ....                                                                                 | 46 |
| Figura 3.55. Valor mínimo y máximo de presión global.....                                                                     | 46 |
| Figura 3.56. Perfiles de presión global. ....                                                                                 | 47 |
| Figura 3.57. Valor mínimo y máximo de presión global.....                                                                     | 47 |
| Figura 3.58. Perfiles de presión global. ....                                                                                 | 47 |
| Figura 3.59. Valor mínimo y máximo de presión global.....                                                                     | 47 |
| Figura 3.60. Perfiles de presión global. ....                                                                                 | 48 |
| Figura 3.61. Valor mínimo y máximo de presión global.....                                                                     | 48 |
| Figura 3.62. Perfiles de presión global. ....                                                                                 | 48 |
| Figura 3.63. Valor mínimo y máximo de presión global.....                                                                     | 48 |
| Figura 3.64. Perfiles de presión global. ....                                                                                 | 49 |

|                                                                                                                         |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 3.65. Valor mínimo y máximo de presión global.....                                                               | 49 |
| Figura 3.66. Perfiles de presión global.....                                                                            | 49 |
| Figura 3.67. Valor mínimo y máximo de presión global.....                                                               | 49 |
| Figura 3.68. Perfiles de presión global.....                                                                            | 50 |
| Figura 3.69. Valor mínimo y máximo de presión global.....                                                               | 50 |
| Figura 3.70. Perfiles de presión global.....                                                                            | 50 |
| Figura 3.71. Valor mínimo y máximo de presión global.....                                                               | 50 |
| Figura 3.72. Código de colores para la distribución de presiones.....                                                   | 51 |
| Figura 3.73. Esquema de presiones (CFD Online, 2017).....                                                               | 51 |
| Figura 3.74. Sistema de coordenadas cilíndricas para la bomba Pitot.....                                                | 52 |
| Figura 3.75. Perfil frontal de velocidad total de la BPO (m/s).....                                                     | 53 |
| Figura 3.76. Perfil lateral de velocidad total de la BPO (m/s).....                                                     | 53 |
| Figura 3.77. Perfil frontal de velocidad axial de la BPO (m/s).....                                                     | 53 |
| Figura 3.78. Perfil lateral de velocidad axial de la BPO (m/s).....                                                     | 54 |
| Figura 3.79. Perfil frontal de velocidad radial de la BPO (m/s).....                                                    | 54 |
| Figura 3.80. Perfil lateral de velocidad radial de la BPO (m/s).....                                                    | 54 |
| Figura 3.81. Perfil frontal de velocidad tangencial de la BPO (m/s).....                                                | 55 |
| Figura 3.82. Perfil lateral de velocidad tangencial de la BPO (m/s).....                                                | 55 |
| Figura 3.83. Geometría seleccionada (TP4) para el análisis FSI.....                                                     | 58 |
| Figura 3.84. Distribución de presiones en la sección transversal del TP4.....                                           | 58 |
| Figura 3.85. Distribución de presiones en la entrada del TP4.....                                                       | 59 |
| Figura 3.86. Distribución de presiones global en el TP4.....                                                            | 59 |
| Figura 3.87. Análisis de fluido con el TP4.....                                                                         | 59 |
| Figura 4.1. Método FSI de 1 vía (ESSS, 2018).....                                                                       | 61 |
| Figura 4.2. Método FSI de 2 vías (ESSS, 2018).....                                                                      | 61 |
| Figura 4.3. Acoplamiento de módulos para el análisis FSI en ANSYS®.....                                                 | 62 |
| Figura 4.4. Estudio de elementos finitos (Simscale, 2018).....                                                          | 63 |
| Figura 4.5. Celda "Engineering Data" del módulo "Static Structural".....                                                | 66 |
| Figura 4.6. Propiedades a modificar en la celda "Engineering Data" (Density, Thermal Conductivity y Specific Heat)..... | 66 |
| Figura 4.7. Celda "Model" del módulo "Static Structural".....                                                           | 67 |
| Figura 4.8. Operación para el cambio de material de la estructura.....                                                  | 67 |

|                                                                                                           |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 4.9. Operación para suprimir la parte de fluido.....                                               | 68 |
| Figura 4.10. Malla generada para la parte estructural con elementos de tipo tetraédricos.....             | 68 |
| Figura 4.11. Configuración de la malla, número de elementos y detalles de los parámetros de calidad. .... | 69 |
| Figura 4.12. Procedimiento para asignar una condición de frontera de tipo "Fixed Support". ....           | 69 |
| Figura 4.13. Cara de la estructura donde se asignó el "Fixed Support".....                                | 70 |
| Figura 4.14. Procedimiento para asignar una condición de frontera de tipo "Rotational Velocity". ....     | 70 |
| Figura 4.15. Asignación de la condición de frontera al eje y a la carcasa interna, respectivamente.....   | 71 |
| Figura 4.16. Proceso de importación de los archivos de presiones generados en el módulo FLUENT®. ....     | 71 |
| Figura 4.17. Selección de "SI" como método de distribución de presiones. ....                             | 72 |
| Figura 4.18. Selección de la superficie de transferencia correspondiente a las carcasas. ....             | 72 |
| Figura 4.19. Selección de la superficie de transferencia correspondiente al tubo Pitot. ....              | 73 |
| Figura 4.20. Proceso de selección de los enfoques de solución para el análisis.....                       | 73 |
| Figura 4.21. Método de asignación de geometrías para los enfoques de solución.....                        | 74 |
| Figura 4.22. Eje de la bomba sin cargas aplicadas. ....                                                   | 74 |
| Figura 4.23. Deformaciones en la carcasa exterior y el TPO, respectivamente (Unidades: mm).....           | 75 |
| Figura 4.24. Deformación total.....                                                                       | 75 |
| Figura 4.25. Esfuerzo equivalente/Von Mises.....                                                          | 75 |
| Figura 4.26. Máximo esfuerzo principal. ....                                                              | 76 |
| Figura 4.27. Máximo esfuerzo de corte. ....                                                               | 76 |
| Figura 4.28. Esfuerzo normal (orientación Z). ....                                                        | 76 |
| Figura 4.29. Energía de deformación. ....                                                                 | 77 |
| Figura 4.30. Deformaciones en la carcasa exterior y el TP4, respectivamente (Unidades: mm).....           | 77 |
| Figura 4.31. Deformación total.....                                                                       | 77 |
| Figura 4.32. Esfuerzo equivalente/Von Mises.....                                                          | 78 |
| Figura 4.33. Máximo esfuerzo principal. ....                                                              | 78 |

|                                                                                                                                                            |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 4.34. Máximo esfuerzo de corte. ....                                                                                                                | 78 |
| Figura 4.35. Esfuerzo normal (orientación Z). ....                                                                                                         | 79 |
| Figura 4.36. Energía de deformación. ....                                                                                                                  | 79 |
| Figura 4.37. Representación de los esfuerzos principales (ANSYS, Inc., Abril 2009). ....                                                                   | 82 |
| Figura 4.38. Círculos de Mohr (ANSYS, Inc., Abril 2009). ....                                                                                              | 82 |
| Figura 4.39. Representación de esfuerzos normales (Strength and Stiffness of Engineering Systems, 2009). ....                                              | 83 |
| Figura 4.40. Sistema de coordenadas para el eje. ....                                                                                                      | 83 |
| Figura 5.1. Modelo final de la bomba Pitot con el TP4. ....                                                                                                | 85 |
| Figura Anexo 1.1. Modelo mallado con diferentes tamaños de elementos (COMSOL, 2018). ....                                                                  | 88 |
| Figura Anexo 1.2. Modelo mallado con diferentes órdenes de elementos (COMSOL, 2018). ....                                                                  | 88 |
| Figura Anexo 1.3. Malla adaptativa global, cambia el tamaño de los elementos de una manera no uniforme (COMSOL, 2018). ....                                | 89 |
| Figura Anexo 1.4. Malla adaptativa local, el tamaño de elemento cambia de manera uniforme (COMSOL, 2018). ....                                             | 89 |
| Figura Anexo 1.5. Malla creada manualmente usando diferentes tamaños de elementos, para elementos cuadrilaterales, triangulares, etc. (COMSOL, 2018). .... | 90 |
| Figura Anexo 1.6. Refinamiento de malla manual de una llave con diferentes tipos de elementos (COMSOL, 2018). ....                                         | 90 |
| Figura Anexo 2.1. Equipo utilizado para la simulación. ....                                                                                                | 92 |



## Índice de tablas

|                                                                                                                               |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabla 3.1. Propiedades del fluido (Exxon Mobil Corporation, 2001). .....                                                      | 25 |
| Tabla 3.2. Propiedades de la estructura.....                                                                                  | 25 |
| Tabla 3.3. Condiciones de frontera para el análisis CFD.....                                                                  | 25 |
| Tabla 3.4. Comparación de presiones globales para los análisis con $\mu@80^{\circ}\text{C}$ y $\mu@125^{\circ}\text{C}$ ..... | 44 |
| Tabla 3.5. Propiedades del fluido (Actualizada) (Exxon Mobil Corporation, 2001)....                                           | 45 |
| Tabla 3.6. Propiedades de la estructura (Actualizada). .....                                                                  | 45 |
| Tabla 3.7. Condiciones de frontera para el análisis (Actualizada).....                                                        | 46 |
| Tabla 3.8. Consideraciones para la reducción del modelo matemático.....                                                       | 56 |
| Tabla 3.9. Comparación de resultados de los análisis de fluido. ....                                                          | 58 |
| Tabla 4.1. Tabla de resultados de los análisis FSI. ....                                                                      | 80 |
| Tabla 4.2. Porcentajes finales de reducción. ....                                                                             | 84 |
| Tabla Anexo 1.1. Análisis de convergencia de malla para el TPO. ....                                                          | 91 |
| Tabla Anexo 1.2. Análisis de convergencia de malla para el TP4.....                                                           | 91 |

## Glosario

|                                                       |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |
|-------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Aspect ratio</b>                                   | Es una medida del estiramiento de una celda. Se calcula como la relación entre el valor máximo y el valor mínimo de cualquiera de las siguientes distancias: las distancias entre el centroide de la celda y los centroides de la cara, y las distancias entre el centroide de la celda y los nodos. Este tipo de definición se puede aplicar a cualquier tipo de malla, incluida la poliédrica.                          |
| <b>Element quality</b>                                | Esta opción proporciona una métrica de calidad compuesta que oscila entre 0 y 1. Un valor de 1 indica un cubo o cuadrado perfecto, mientras que un valor de 0 indica que el elemento tiene un volumen cero o negativo.                                                                                                                                                                                                    |
| <b>Flujo compresible</b>                              | Son aquellos que muestran una variación significativa de la densidad como resultado de fluir, esto sucede cuando la velocidad del flujo es cercana a la velocidad del sonido. La compresibilidad de un flujo es básicamente una medida en el cambio de la densidad. Los gases son en general muy compresibles, en cambio, la mayoría de los líquidos tienen una compresibilidad muy baja.                                 |
| <b>Flujo incompresible</b>                            | Es una aproximación y se dice que el flujo es incompresible si la densidad permanece aproximadamente constante a lo largo de todo el flujo. Por lo tanto, el volumen de todas las porciones del fluido permanece inalterado sobre el curso de su movimiento cuando el flujo o el fluido es incompresible. En esencia, las densidades de los líquidos son constantes y así el flujo de ellos es típicamente incompresible. |
| <b>Modelo <math>\kappa</math>-<math>\omega</math></b> | Es uno de los modelos más comúnmente utilizados. Este incluye 2 ecuaciones de transporte adicionales para representar las propiedades turbulentas del flujo, para tener en cuenta los efectos como la convección y la difusión de la energía turbulenta. La variable de transporte $\kappa$ determina la energía en turbulencia y $\omega$ determina la escala de turbulencia.                                            |
| <b>NPSH</b>                                           | La carga neta positiva de succión es una cantidad utilizada en el análisis de la cavitación de una instalación hidráulica. Ayuda a conocer la cercanía de la instalación a la cavitación.                                                                                                                                                                                                                                 |

|                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
|-------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>NPSHD</b>            | Es una medida de que tan cerca está el fluido de la cavitación.                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| <b>NPSHR</b>            | Valor límite requerido, en cierto punto de la instalación, para evitar que el fluido entre en cavitación.                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| <b>Presión absoluta</b> | El concepto de presión absoluta se aplica al valor de presión referido al cero absoluto o vacío. Considerando el valor de presión que indica un manómetro, el valor de presión absoluta será el correspondiente al que aparece en dicho manómetro más el de la presión atmosférica correspondiente.                                                                                                                                      |
| <b>Presión dinámica</b> | <p>Se puede decir que cuando los fluidos se mueven en un conducto, la inercia del movimiento produce un incremento adicional de la presión estática al chocar sobre un área perpendicular al movimiento. Esta fuerza se produce por la acción de la presión conocida como dinámica. La presión dinámica depende de la velocidad y la densidad del fluido, y actúa únicamente en la dirección del flujo.</p> $P_k = \frac{1}{2} \rho v^2$ |
| <b>Presión estática</b> | La presión estática es la que tiene un fluido, independientemente de la velocidad del mismo, y que se puede medir mediante la utilización de tubos piezométricos. Actúa por igual en todas las direcciones y siempre en ángulo recto con todas las superficies que contengan al fluido.                                                                                                                                                  |
| <b>Presión total</b>    | <p>La presión total que ejerce un fluido, bien sea gaseoso o líquido, se define como la suma de la presión estática y la presión dinámica. <math>P_T = P_s + P_k</math></p> <p>Para fluidos en reposo (estáticos) la presión dinámica es nula y la presión estática es igual a la presión total.</p>                                                                                                                                     |
| <b>Skewness</b>         | Es una de las principales medidas de calidad para una malla y determina qué tan cerca está una cara o celda del valor ideal. Un valor de 0 indica una celda equilátera (la mejor) y un valor de 1 indica una celda completamente degenerada (la peor).                                                                                                                                                                                   |

**Solucionador  
Coupled-  
Pseudotransient**

El algoritmo acoplado (Coupled) obtiene una implementación monofásica más robusta y eficiente para flujos estacionarios. Al combinarlo con la opción Pseudotransient se aumenta la solidez y la velocidad de la convergencia de la solución.

**SST (Shear  
Stress  
Transport)**

Tiene un buen comportamiento en gradientes de presión adversa y flujo de separación. Al combinarse con el modelo  $\kappa$ - $\omega$ , es útil para flujos internos y da buenos resultados con modelos multifase, modelos de dominio en movimiento y de combustión.

**Tubo Pitot**

El tubo de Pitot se utiliza para calcular la presión total. Es un medidor de flujo. Tiene sección circular y generalmente doblado en L. Consiste en un tubo de pequeño diámetro con una abertura delantera, que se dispone contra una corriente o flujo de forma que su eje central se encuentre en paralelo con respecto a la dirección de la corriente para que la corriente choque de forma frontal en el orificio del tubo.

**Tubo Venturi**

Es un dispositivo que origina una pérdida de presión cuando se hace pasar por él un fluido. En esencia, es una tubería corta recta, o garganta, entre dos tramos cónicos. La presión varía en la proximidad de la sección estrecha; así, al colocar un manómetro o instrumento registrador en la garganta se puede medir la caída de presión y calcular el caudal instantáneo.

## Nomenclatura

|                                                    |                                                                 |
|----------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|
| $\Delta\mu$                                        | Diferencia de viscosidades                                      |
| $\Delta P = P_{\text{máx}} - P_{\text{mín}}$       | Diferencia de presiones                                         |
| $\Delta T$                                         | Diferencia de temperaturas                                      |
| $\mu$                                              | Viscosidad dinámica                                             |
| $\nu$                                              | Viscosidad cinemática                                           |
| $\rho$                                             | Densidad                                                        |
| $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$                     | Tensiones o esfuerzos principales                               |
| $\sigma_{VM}$                                      | Tensión de Von Mises                                            |
| $\tau$                                             | Esfuerzo cortante                                               |
| $\omega$                                           | Velocidad angular o de rotación de la carcasa                   |
| $\emptyset_{\text{entrada}}$                       | Diámetro de entrada a la bomba                                  |
| $\emptyset_{\text{salida}}$                        | Diámetro de salida del tubo Pitot                               |
| <b>BEP</b>                                         | Best Efficiency Point, Mejor Punto de Eficiencia                |
| <b>BPO</b>                                         | Bomba Pitot Original                                            |
| <b>CFD</b>                                         | Computational Fluid Dynamics, Dinámica de Fluidos Computacional |
| <b>DM</b>                                          | Design Modeler                                                  |
| <b>DOF</b>                                         | Degrees of Freedom, Grados de libertad                          |
| <b>D<sub>T</sub></b>                               | Deformación total                                               |
| <b>D<sub>x</sub>, D<sub>y</sub>, D<sub>z</sub></b> | Deformación direccional en x, y y z, respectivamente            |
| <b>E</b>                                           | Módulo de elasticidad longitudinal                              |
| <b>E<sub>def,dist</sub></b>                        | Energía de deformación, distorsión                              |
| <b>EDPs</b>                                        | Ecuaciones Diferenciales Parciales                              |
| <b>FEA</b>                                         | Finite Element Analysis, Análisis de Elementos Finitos          |
| <b>FEM</b>                                         | Finite Element Method, Método de Elementos Finitos              |
| <b>FVM</b>                                         | Finite Volume Method, Método de Volúmenes Finitos               |

|                                              |                                                                              |
|----------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------|
| <b>FSI</b>                                   | Fluid-Structure Interaction, Interacción Fluido-Estructura                   |
| <b>G</b>                                     | Módulo de elasticidad transversal                                            |
| <b>g</b>                                     | Gravedad                                                                     |
| <b>HTA</b>                                   | Heat Transfer Analysis, Análisis de Transferencia de Calor                   |
| <b><math>\dot{m}_{\text{entrada}}</math></b> | Flujo másico de entrada a la bomba                                           |
| <b>NPSHR</b>                                 | Net Positive Suction Head Required, Carga Neta Positiva de Succión Requerida |
| <b>P<sub>abs</sub></b>                       | Presión absoluta                                                             |
| <b>P<sub>atm</sub></b>                       | Presión atmosférica                                                          |
| <b>P<sub>gage</sub> = P<sub>man</sub></b>    | Presión manométrica                                                          |
| <b>P<sub>k</sub></b>                         | Presión dinámica                                                             |
| <b>P<sub>máx</sub></b>                       | Presión máxima                                                               |
| <b>P<sub>mín</sub></b>                       | Presión mínima                                                               |
| <b>P<sub>op</sub></b>                        | Presión de operación                                                         |
| <b>P<sub>s</sub></b>                         | Presión estática                                                             |
| <b>P<sub>salida</sub></b>                    | Presión de salida de la bomba                                                |
| <b>P<sub>tot</sub> = P<sub>T</sub></b>       | Presión total                                                                |
| <b>P<sub>vac</sub></b>                       | Presión de vacío                                                             |
| <b>SI</b>                                    | Structure Interface, Interfase de la Estructura                              |
| <b>SW</b>                                    | SOLIDWORKS®                                                                  |
| <b>T<sub>entrada</sub></b>                   | Temperatura de entrada a la bomba                                            |
| <b>T<sub>máx</sub></b>                       | Temperatura máxima                                                           |
| <b>T<sub>mín</sub></b>                       | Temperatura mínima                                                           |
| <b>TP1 al TP8</b>                            | Tubo Pitot del 1 al 8                                                        |
| <b>TPO</b>                                   | Tubo Pitot Original                                                          |
| <b>T<sub>prom</sub></b>                      | Temperatura promedio                                                         |
| <b>v</b>                                     | Velocidad                                                                    |
| <b>V<sub>entrada</sub></b>                   | Velocidad de entrada al tubo Pitot                                           |

## Capítulo 1. Introducción

En la presente tesis se optimiza la geometría del tubo Pitot, perteneciente a una bomba Pitot, mediante el uso de métodos 3D (SOLIDWORKS®), para el modelado de las geometrías, y CFD (ANSYS® FLUENT®), para el mallado y la simulación de transferencia de calor y de fluido. Se configura un sistema de modelado que tiene en cuenta las restricciones geométricas y los límites de fabricación. Así mismo, con ANSYS®, será posible realizar un análisis estructural de las geometrías modeladas y acopladas mediante un análisis de interacción fluido-estructura (FSI).

Este trabajo se conforma de 5 capítulos:

En el capítulo 1 se incluye el planteamiento del problema a resolver, así como la justificación del mismo. Ambos, importantes, para dar pie a la hipótesis y objetivos bajo los cuales se desarrolla esta investigación.

En el capítulo 2 se abordarán algunas generalidades sobre las bombas Pitot, antecedentes y trabajos previos realizados a este tipo de equipos. De igual manera, se mencionan algunas de sus principales ventajas y desventajas.

El capítulo 3 describe la metodología seguida para el diseño de los modelos 3D y su posterior análisis con el software ANSYS®. Este capítulo servirá como una guía general para la configuración de análisis de fluido y de transferencia de calor. Describe el modelo matemático bajo el cual se rigen los análisis CFD y la posibilidad, bajo las condiciones de nuestra investigación, de reducir este modelo. Al final del mismo, se mostrarán los resultados obtenidos para cada uno de los diseños modelados.

El capítulo 4 describe una guía general de configuración para análisis estructurales mediante la importación de archivos provenientes de un módulo FLUENT®, de tal manera que será posible visualizar los resultados obtenidos en los análisis del capítulo 4 como una distribución de esfuerzos sobre nuestros modelos 3D.

Finalmente, el capítulo 5 presenta las conclusiones obtenidas luego de realizar esta investigación, así como la posibilidad de desarrollo de algunos temas como parte de un trabajo a futuro.

## 1.1. Planteamiento del problema

En una bomba de tubo Pitot el fluido que entra en la bomba a través de la línea de succión está a una presión comparativamente baja de entre 0.1 a 0.7 MPa y se somete a fuerzas centrífugas cuando el fluido entra a la carcasa rotatoria.

La presión de fluido aumenta hasta 3.45 MPa en la periferia de la carcasa giratoria, además del efecto de empuje impuesto sobre la misma por medio del tubo Pitot, y hace que el fluido se dirija a la entrada de dicho tubo (EE.UU. Patente nº US3817659 A, 1974).

El fluido presurizado se desplaza a través del tubo Pitot y al interior del conjunto de descarga donde sale de la bomba. En ese punto, el fluido puede estar a una presión de 5.2 MPa o superior. Este gran aumento en la presión provoca cargas axiales que desestabilizan la bomba, produciendo efectos de vibración en algunos elementos que dan soporte al tubo Pitot y ocasionando un desgaste prematuro en los mismos.

Las cargas axiales (Figura 1.1.) son experimentadas a lo largo del eje longitudinal del tubo, y de la línea de descarga. Por lo tanto, el mecanismo de soporte de un conjunto de tubo Pitot debe resistir estas cargas (EE.UU. Patente nº US3817659 A, 1974).

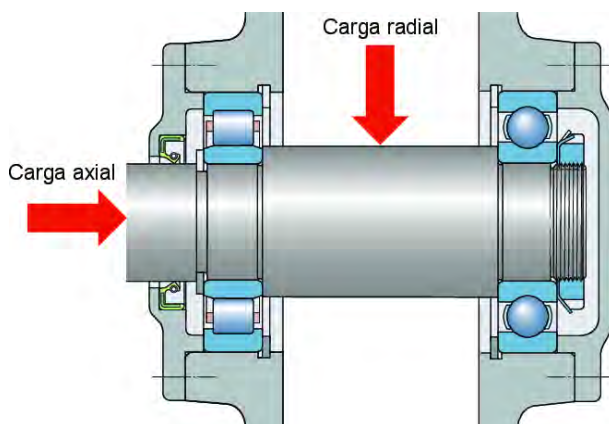


Figura 1.1. Esquema de cargas axial y radial sobre un eje (Castro Ortiz, 2018).

Además, se presentan efectos de vibración en el sistema, daño a componentes mecánicos y de sujeción, fricción en la parte interna y externa del tubo Pitot, entre otros.

Un ejemplo práctico de este tipo de bombas se puede apreciar en la Figura 1.2., un DTI de un sistema de lubricación y enfriamiento de una turbina.

Para alimentar el sistema de lubricación de cojinetes de la turbina (A) se hace uso de una bomba de tubo Pitot (B), la cual está ubicada en la parte interna de la carcasa de la turbina.



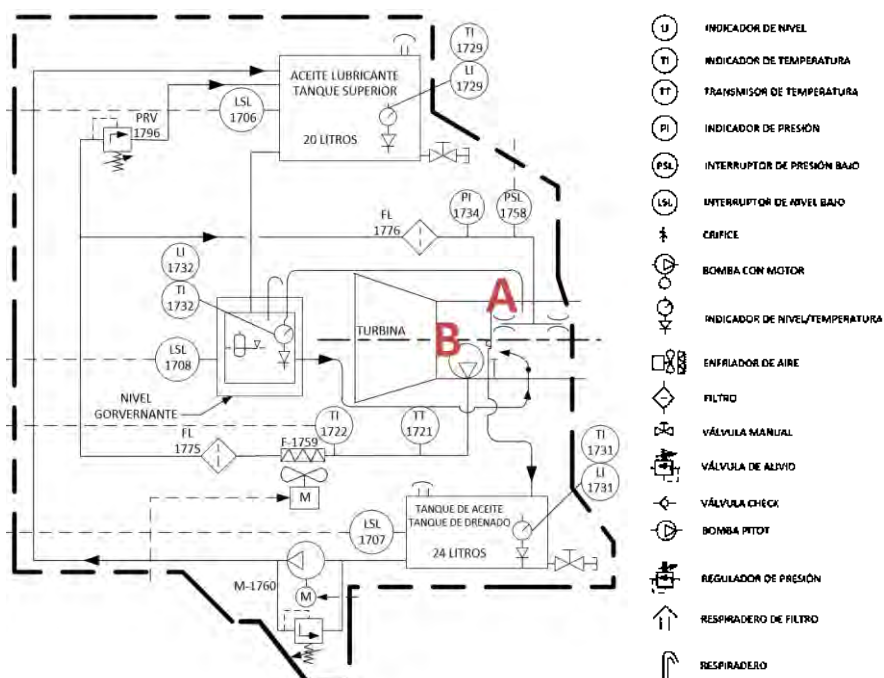


Figura 1.2. Sistema de lubricación y enfriamiento de una turbina (GREEN-ER FIM UMSNH).

Por las razones antes mencionadas, sería ventajoso en la práctica rediseñar el tubo Pitot para mitigar o disminuir las cargas axiales perjudiciales durante las condiciones de funcionamiento de la bomba.

## 1.2. Justificación

Una bomba Pitot puede operar con aproximadamente la presión ambiente en la entrada de fluido. Cuando este es el caso, no hay un empuje axial significativo por la carcasa sobre los cojinetes en los que está montada. Sin embargo, en la descarga de este equipo y debido a las altas presiones manejadas, las cargas axiales se ven incrementadas. En algunas configuraciones de bomba, los efectos degradantes de cargas axiales se ven agravados por el posicionamiento en voladizo del tubo de Pitot en el colector de entrada/salida (EE.UU. Patente n° US5975840 A, 1999).

En este trabajo, se propone el rediseño del tubo Pitot de una bomba del mismo tipo, que pretende eliminar o disminuir las cargas axiales generadas en este equipo. El desarrollo del mismo se centra en una bomba Pitot como parte de un sistema de lubricación de una turbina.

Esta investigación forma parte del proyecto CEMIE-Geo P29, denominado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE TURBO-GENERADOR DE BAJA ENTALPÍA CON CAPACIDAD DE 300 KW PARA APROVECHAMIENTO DEL RECURSO GEOTÉRMICO NACIONAL”. Es importante destacar que es el primer turbogenerador construido en México, del cual se tiene disponibilidad de la bomba, y se podrán realizar mediciones y experimentar en la medida que sea necesario.

El hecho de reducir estas cargas axiales en la bomba, dentro del sistema de lubricación de un turbogenerador, ayuda a que posteriormente la bomba pueda lubricar y transmitir potencia en los controles hidráulicos, enfriar los componentes, limpiar partículas perjudiciales para la turbina, y evitar la formación de corrosión. Y a largo plazo, aumenta la vida útil de los sistemas de lubricación y de la turbina (EE.UU. Patente nº US4183713 A, 1980).

Al tratarse de un equipo crítico, el solo hecho de que esta salga de operación provoca la disminución de eficiencia del sistema, así como altas pérdidas económicas por día de mantenimiento realizado. La reducción de las cargas axiales debidas a la operación de este tipo de bomba, conlleva a minimizar las fallas de operación de los equipos asociados a las bombas, y por lo tanto a la disminución de los costos de mantenimiento y operación, específicamente al sistema turbogenerador, donde se planea que forme parte del sistema de lubricación.

### 1.3. Hipótesis

Es posible disminuir las cargas axiales, que perjudican la operación y vida útil de la bomba Pitot, mediante el rediseño del tubo Pitot, permitiendo mejorar la operación de este tipo de bomba dentro del sistema de lubricación de un turbogenerador.

### 1.4. Objetivos

#### 1.4.1. Objetivo general

Mejorar la operación de la bomba Pitot, que se usa dentro de sistemas de lubricación en un turbogenerador, mediante el rediseño del tubo Pitot, disminuyendo las cargas axiales en el rotor, debido al flujo interno de fluido de trabajo.

#### 1.4.2. Objetivos específicos

1. Diseñar las geometrías en 3D de cada uno de los componentes pertenecientes a la bomba Pitot original y realizar el análisis fluido-estructural del circuito de flujo del interior de la misma, para determinar zonas de sobrepresión y carga axial excesiva.
2. Modelar las geometrías en 3D de los rediseños para el nuevo tubo Pitot y someterlos a un análisis CFD para determinar el perfil de presión correspondiente a cada uno de ellos.
3. Obtener el rediseño del tubo Pitot que disminuya las zonas de sobrepresión.
4. Realizar un análisis fluido-estructural para determinar las cargas axiales con el nuevo tubo Pitot y, posteriormente, comparar resultados con el tubo original.

## Capítulo 2. Generalidades

### 2.1. Introducción

Las bombas de carcasa rotatoria, conocidas también como bombas "de tubo Pitot" o "de impacto", se han usado, dentro del ambiente industrial, durante los últimos 80 años. De acuerdo con las bombas regenerativas y de emisión parcial, son bombas cinéticas de efecto especial, destinadas a desarrollar una elevada carga hidrostática a caudales bajos (Karassik & McGuire, 1998).

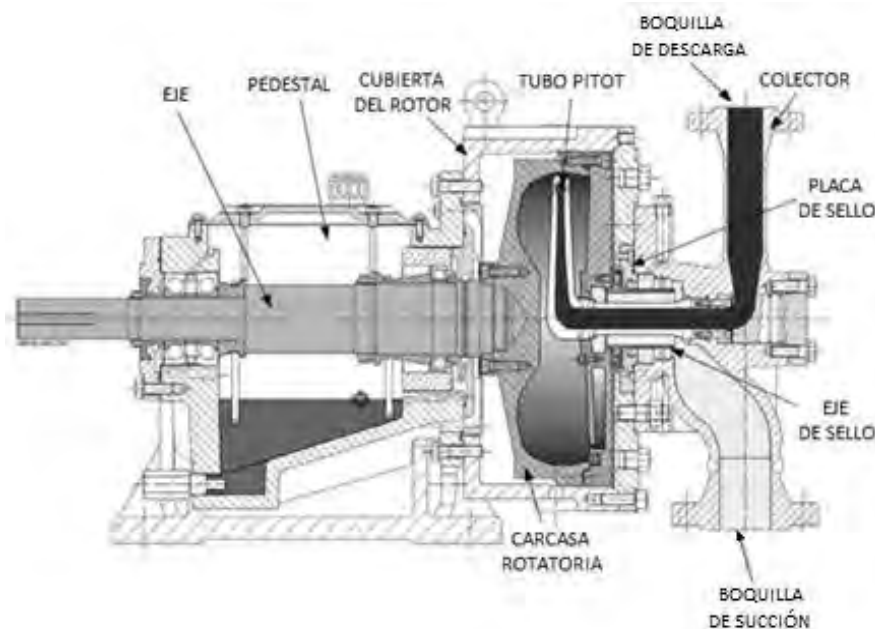


Figura 2.1. Bomba de tubo Pitot (Gulich, 2008).

En las bombas de tubo Pitot, Figura 2.1., el líquido a bombear entra por la línea de succión, que actúa como colector de distribución. El líquido pasa por encima del sello mecánico, que está solamente bajo presión de succión, y entra en la cubierta del rotor donde se acelera a una velocidad idéntica a la de la carcasa rotatoria (RUHRPUMPEN, 2010).

Cabe destacar que esta bomba dispone únicamente de un sello mecánico en el lado de la succión, ya que la carcasa giratoria elimina la necesidad de un sello en el lado de la descarga (Gulich, 2008).

Posteriormente, el fluido entra a un tubo Pitot estacionario, con forma de perfil aerodinámico, ubicado dentro del conjunto de rotor. El tubo funciona de dos maneras: en primer lugar, el líquido entra en el tubo a alta velocidad bajo la presión centrífuga creada por el rotor y, en segundo lugar, gran parte de la energía a alta velocidad se convierte en presión (estática) a medida que el líquido pasa a lo largo de la sección difusora de dicho tubo (RUHRPUMPEN, 2010).

En esta sección el fluido se desacelera para luego conducirlo fuera de la carcasa y hacia a la boquilla de descarga (Gulich, 2008).

El rendimiento hidráulico de las bombas de carcasa rotatoria, con velocidades específicas de diseño dentro del rango de 60 a 5,000 rpm, flujos de 0.3 a 50 lt/s y cargas hidrostáticas de hasta 1,520 m, las hace adecuadas para aplicaciones en conjunto con bombas centrífugas regenerativas o de multietapa.

Pruebas recientes y estudios dinámicos de fluidos computacionales (CFD) han demostrado que el tamaño y la configuración del tubo Pitot (tubo simple o doble) pueden tener un efecto considerable sobre la distribución de presión dentro de la caja rotatoria.

Esta distribución tiene un gran efecto en las cargas de empuje de los cojinetes y en la presión en los sellos de la bomba. La presión en el centro de la carcasa giratoria es de mayor interés debido a la ubicación de la penetración del tubo Pitot. Las fuerzas de presión opuestas a la penetración del tubo Pitot permanecen desequilibradas, provocando un empuje en el conjunto giratorio. Las fuerzas de presión se equilibran en el resto de la cavidad del rotor (Figura 2.2.) (WEIR Specialty Pumps, Septiembre 2016).

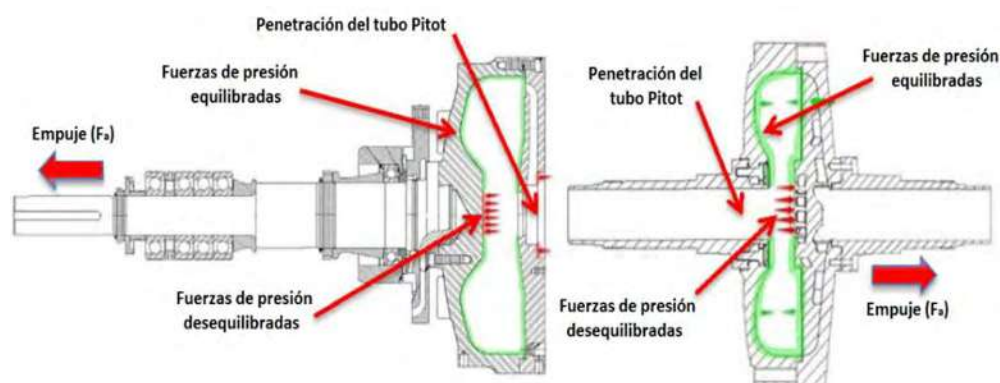


Figura 2.2. Distribución de presión causando cargas axiales de empuje (WEIR Specialty Pumps, Septiembre 2016).

Esto tiene un gran impacto en la vida del cojinete y en la selección del sello. La adición de canales cerrados a la carcasa giratoria elimina esta presión sin sacrificar el rendimiento de la bomba reduciendo el tamaño y el número de rodamientos necesarios y aumentando la vida de los mismos.

## 2.2. Antecedentes

La bomba de tubo Pitot apareció por primera vez en la historia de patentes de EE.UU. a principios de siglo. El tubo de Pitot, llamado así por su inventor, el ingeniero hidráulico francés Henri Pitot del siglo XVIII, se utiliza comúnmente para medir la presión de velocidad de los fluidos. Las primeras bombas diseñadas usando este principio tenían numerosas limitaciones de funcionamiento.

El desarrollo continuo de la bomba de tubo Pitot se ralentizó cuando se determinó que este diseño se limitaba a caudales inferiores a 5 gpm y era altamente susceptible al bloqueo por aire. A principios de los años sesenta, el desarrollo que comenzó en los Estados Unidos, que condujo al rotor cerrado y a una cubierta que incorporó un impulsor de tipo radial cerrado, eventualmente formaría la base para el modelo de la bomba de tubo Pitot.

Durante la década de los 60s, Challenge-Cook Brothers Company adquiere derechos de patentes de la bomba de tubo Pitot básica. En 1971 Kobe, Inc., una división de Baker International, adquiere patentes y derechos de fabricación de la bomba. Para el año siguiente y hasta 1979 vende las primeras bombas Pitot recién diseñadas, las RB, e introduce seis líneas de bomba separadas basadas en la tecnología de tubos Pitot. Así mismo, recibe 35 patentes para los diseños de este tipo de bombas.

Actualmente, el diseño simple del tubo de Pitot y el funcionamiento versátil de la bomba han alcanzado una reputación como la solución a muchos problemas de bombeo de alta presión (World Pumps, 1996).

### 2.2.1. Patentes

El aumento de la presión resultante de las fuerzas centrífugas hace que existan cargas de empuje o cargas axiales en la cubierta del rotor, en la carcasa giratoria, en el tubo Pitot y en el conjunto de descarga.

Actualmente existe una considerable cantidad patentes que nos muestran modificaciones realizadas tanto al tubo Pitot como al resto de componentes que conforman la bomba.

Dentro de estas modificaciones destacan variaciones en la geometría interna y externa del tubo Pitot (Figura 2.4.), insertos que se colocan en el orificio de entrada de dicho tubo (Figura 2.5.), así como distintas configuraciones geométricas en la carcasa giratoria (Figura 2.6.), arreglos para la disposición de los rodamientos (Figura 2.7.), en incluso algunas patentes que integran en el interior de la bomba sensores para controlar la velocidad de giro de la carcasa giratoria y así poder generar presiones y caudales variables (Figura 2.8.).

Las patentes de Estados Unidos N° 3,822,102, N° 4,183,713 y la N° 4,279,571 de Erickson et.al., describen, cada una, configuraciones de bomba de tubo Pitot que reconocen y redirigen las cargas de empuje experimentadas en la carcasa, típicamente cerca del extremo del eje motriz de la carcasa giratoria.

En particular, dichas patentes describen bombas que están estructuradas con cojinetes de empuje mejorados o medios de equilibrio de empuje para aliviar las cargas dañinas.

La patente de Estados Unidos N° 3,817,659 proporciona un medio para equilibrar la carga de empuje en una bomba Pitot de etapas múltiples. Esto se hace proporcionando una cámara axial (Figura 2.3.) en el extremo opuesto de la cubierta rotatoria desde la entrada del fluido. El interior de esta cámara de equilibrio está en comunicación de fluido, por medio de un tubo, con la línea de entrada a la bomba. Esto básicamente equilibra las áreas sobre las que actúa la presión, minimizando así el empuje axial (EE.UU. Patente n° US3817659 A, 1974).

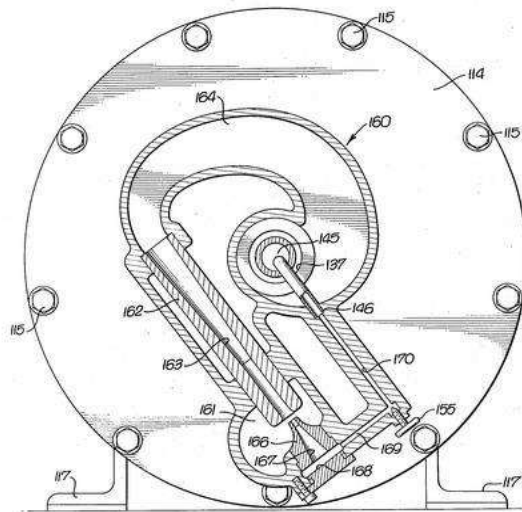


Figura 2.3. Cámara destinada para evitar el empuje de cargas axiales (EE.UU. Patente n° US3817659 A, 1974).

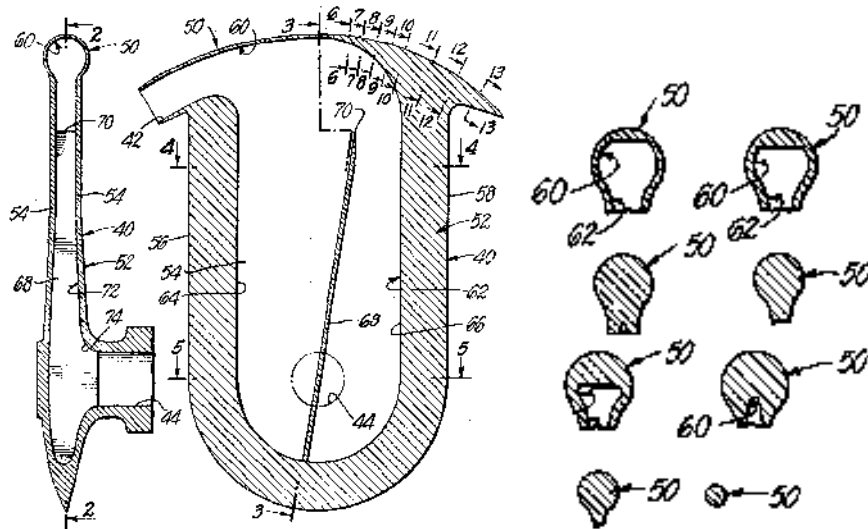


Figura 2.4. Patente US 3,776,658 - Pitot Tube for Pitot Pump (EE.UU. Patente n° 3,776,658, 1973).



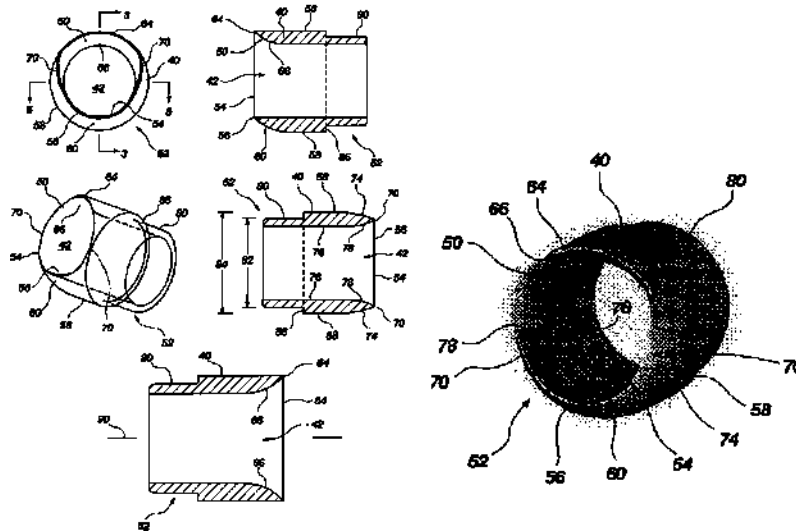


Figura 2.5. Patente US 6,709,227 - Pitot Tube Insert (EE.UU. Patente n° US 6,709,227 B2, 2004).

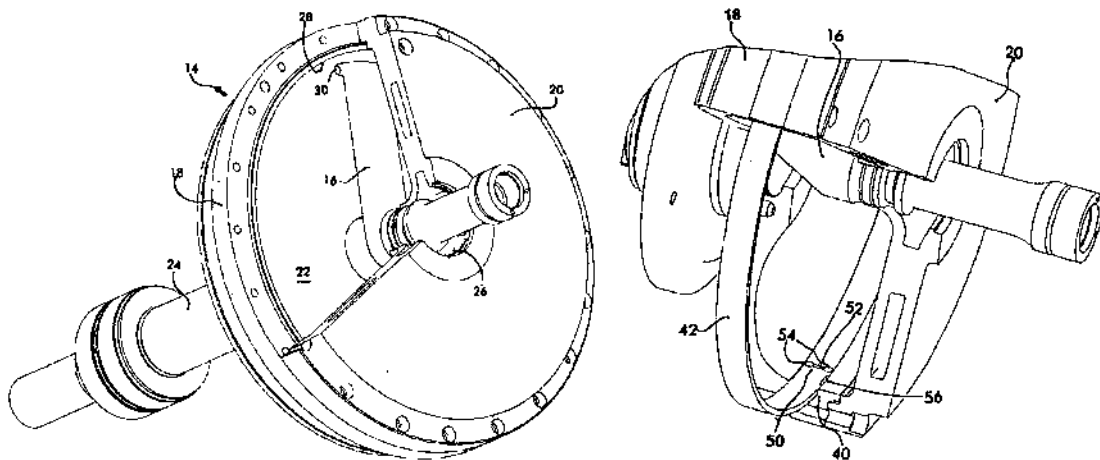


Figura 2.6. Patente US 2006/0198731 A1 - Wear Ring for a Centrifugal Pitot Tube Pump (EE.UU. Patente n° US 2006/0198731 A1, 2006).

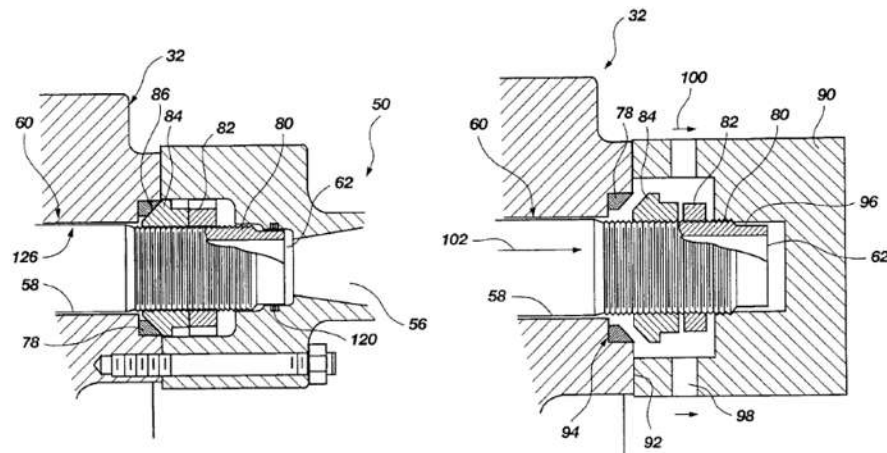


Figura 2.7. Patente US 5,975,840 - Pitot Tube Pump Having Axial-Stabilizing Construction (EE.UU. Patente n° US5975840 A, 1999).

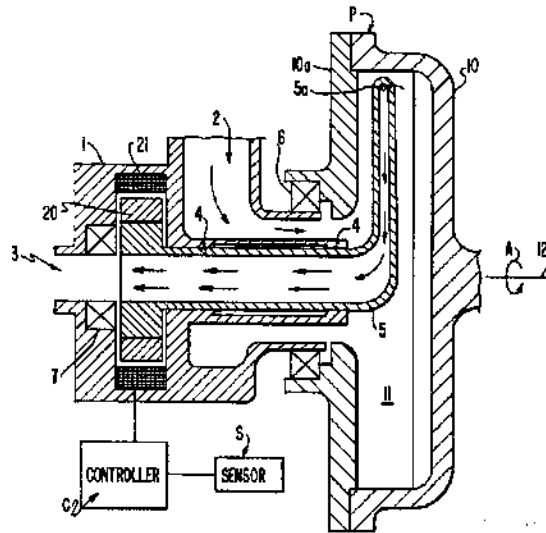


Figura 2.8. Patente US 5,261,784 - Variable Pressure Pitot Pump (EE.UU. Patente n° 5,261,784, 1993).

Dichas modificaciones se realizan no solo para reducir el problema de las cargas axiales que se generan en el interior de la bomba, sino también para eliminar o reducir la turbulencia presente durante la operación (Figura 2.9.), para permitir que el equipo sea capaz de bombear fluidos a alta temperatura a la vez que opera con altas presiones (Figura 2.10.), para reducir pérdidas de flujo, especialmente entre la entrada y la parte radial del conducto interno del tubo Pitot (Figura 2.11.), o para evitar o reducir el daño por erosión (Figura 2.12.) o por el impacto del fluido en la entrada de dicho tubo, así como la cavitación que pudiera ocurrir (Figura 2.13.).

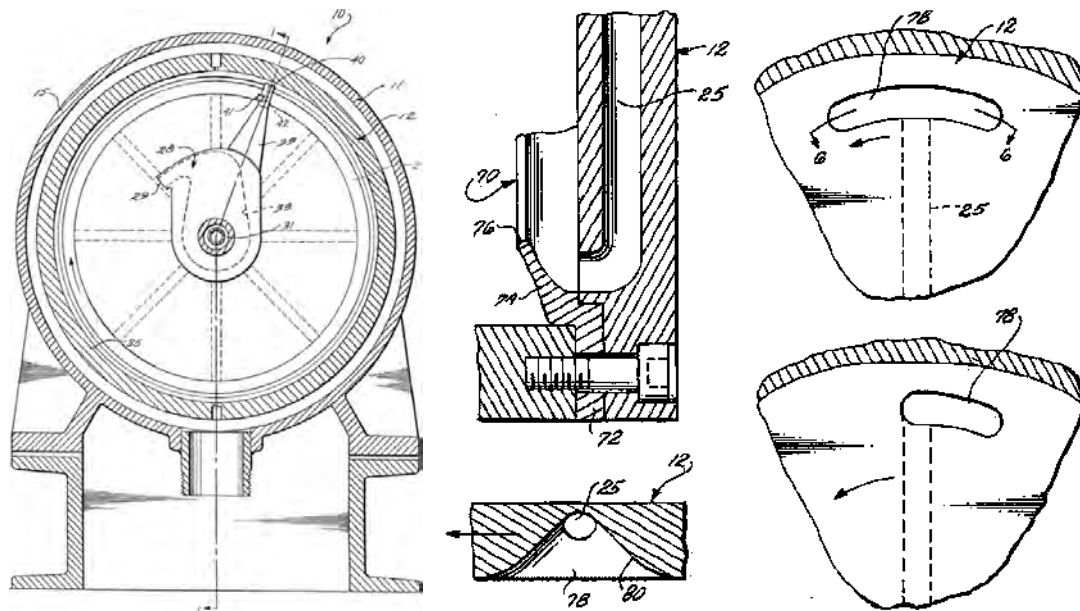


Figura 2.9. Patente US 4,045,145 - Pitot Pump with Turbulence Elimination (EE.UU. Patente n° 4,045,145, 1977).



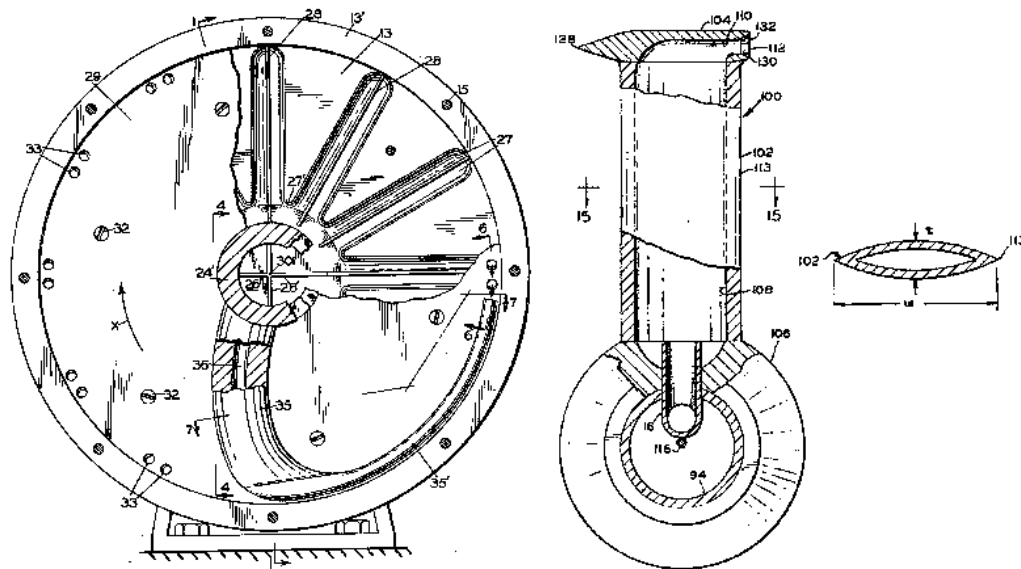


Figura 2.10. Patente US 3,384,024 - Centrifugal Pump (EE.UU. Patente nº 3,384,024, 1968).

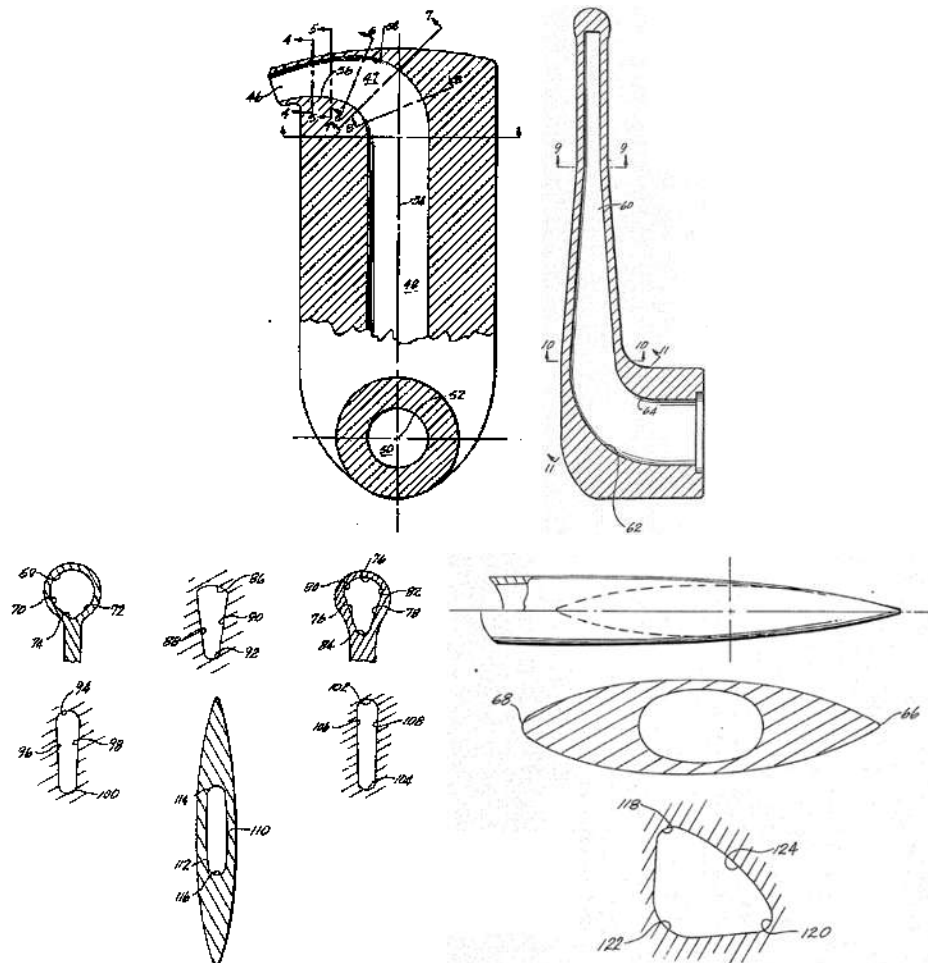
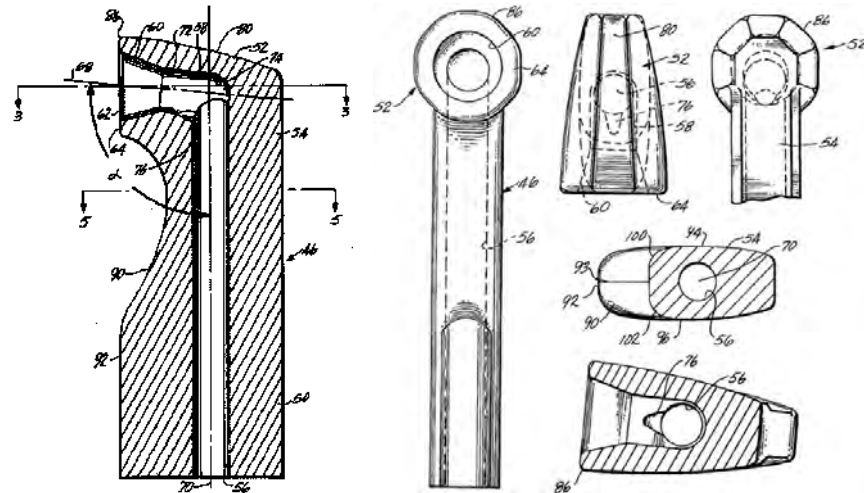


Figura 2.11. Patente US 3,999,881 - Centrifugal Pump of the Pitot Type (EE.UU. Patente nº 3,999,881, 1976).



*Figura 2.12. Patente US 4,264,269 - Centrifugal Pitot Pump with Improved Pitot (EE.UU. Patente nº 4,264,269, 1981).*

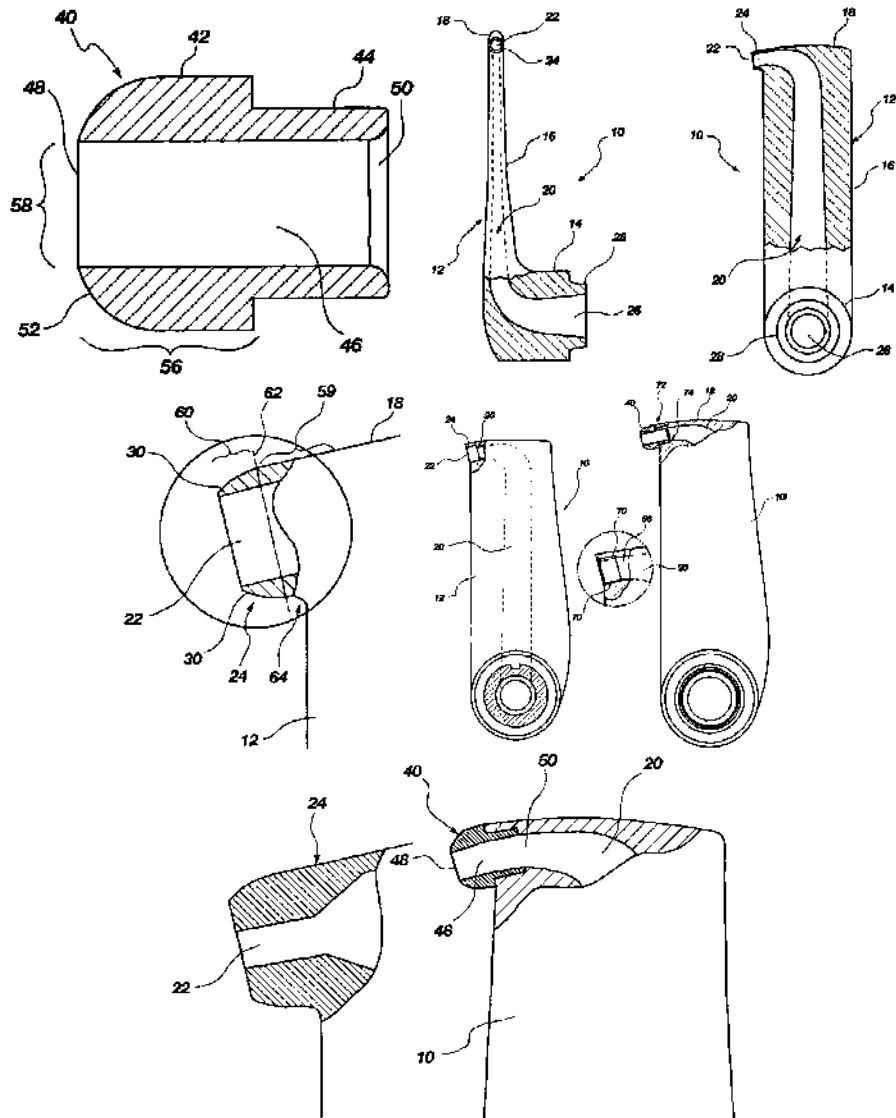


Figura 2.13. Patente US 5,997,243 - Pitot Tube Inlet Insert (EE.UU. Patente nº 5,997,243, 1999).

Así mismo, las empresas que manufacturan este tipo de bombas han creado modificaciones propias para solucionar diversos problemas que afectan el funcionamiento del equipo.

Actualmente, gracias a los softwares de diseño en 3D, es posible realizar estas modificaciones y simular su funcionamiento para observar las ventajas que pueden aportar, todo esto, antes de que se lleve a cabo la manufactura de las mismas.

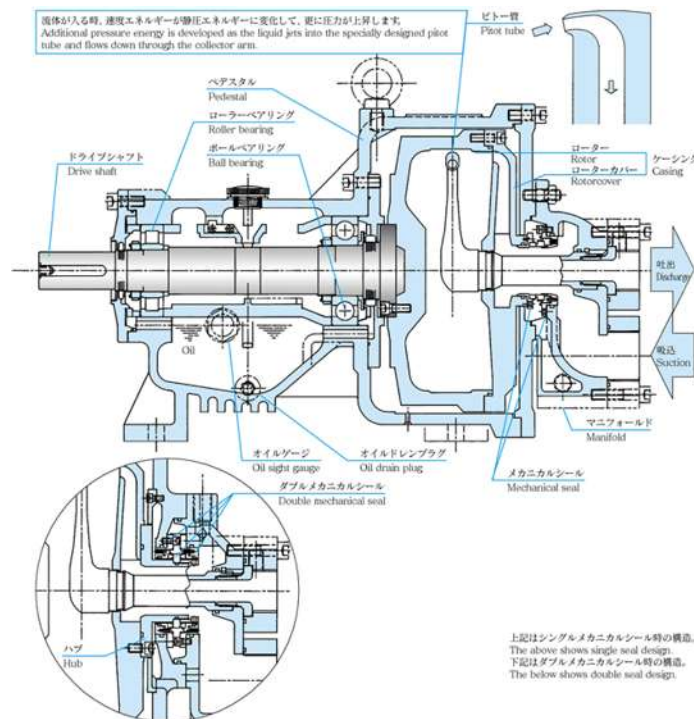


Figura 2.14. Bomba HRG (Roto-Jet Pump) de Honda (HONDA, 1999).

## 2.3. Aplicaciones

Debido a que las bombas de tubo de Pitot operan con bajos caudales y son capaces de generar altas cargas hidrostáticas, son comúnmente usadas en las siguientes aplicaciones (Karassik & McGuire, 1998) (The WEIR Group):

- Alimentación de calderas y enfriamiento de sistemas.
- Sistemas centrales de limpieza.
- Producción de aceite.
- Limpieza por chorro hidráulico.
- Fábricas de papel.
- Inyección de agua.
- Minería.
- Sistemas hidráulicos y de rociado.
- Alimentación de combustible para turbinas.
- Industria Petroquímica.

## 2.4. Ventajas

Las principales ventajas ofrecidas por este tipo de bombas son (Karassik & McGuire, 1998):

- Amplios rangos de flujo.
- Ausencia de holguras internas críticas de funcionamiento.
- Tamaño más pequeño que el de las bombas centrífugas de multietapa.
- Estabilidad hidráulica a lo largo de toda la curva de rendimiento y más allá del punto óptimo de eficiencia (BEP, Best Efficiency Point).
- Capacidad de tolerar la puesta en marcha o funcionamiento en seco.

Este último aspecto es importante destacarlo, ya que cuando una bomba de este tipo es puesta en marcha o funciona en seco puede sufrir solamente daños menores debido a la pérdida de succión, dando como resultado el daño del sello mecánico del que disponen.

## 2.5. Desventajas

Entre los problemas de operación que presentan este tipo de bombas podemos encontrar los siguientes (Karassik & McGuire, 1998):

- Desequilibrio por el empuje de la presión del fluido.
- Las altas velocidades internas hacen que la bomba esté propensa a erosión y desequilibrio en el conjunto giratorio de la bomba, si hay sólidos abrasivos presentes.
- Fricción interna y externa en el tubo Pitot, así como pérdidas de flujo a través de este.
- Fugas en los sellos, que posteriormente se introducirán en los rodamientos de la carcasa giratoria.
- Se presentan cargas axiales generadas por la presión de descarga del fluido, las cuales desestabilizan el tubo de Pitot.
- Los rodamientos de la carcasa giratoria no proporcionan un soporte del todo satisfactorio.
- Baja capacidad de presión de succión.

## Capítulo 3. Metodología de diseño y simulación

### 3.1. Modelado en 3D

Como se mencionó en la sección 1.2, se cuenta con la bomba Pitot física (original) que forma parte del sistema de lubricación del turbogenerador, perteneciente al proyecto CEMIE-Geo P29. Básicamente, la bomba está dividida en 3 partes, la carcasa externa, la carcasa interna rotatoria y el tubo Pitot.

Con ayuda de estos elementos el diseño del nuevo tubo Pitot nos dará una mejor aproximación a un diseño más realista y funcional. A continuación, se muestra cada una de las partes que conforman la bomba.



*Figura 3.1. Carcasa externa.*



*Figura 3.2. Carcasa interna rotatoria.*



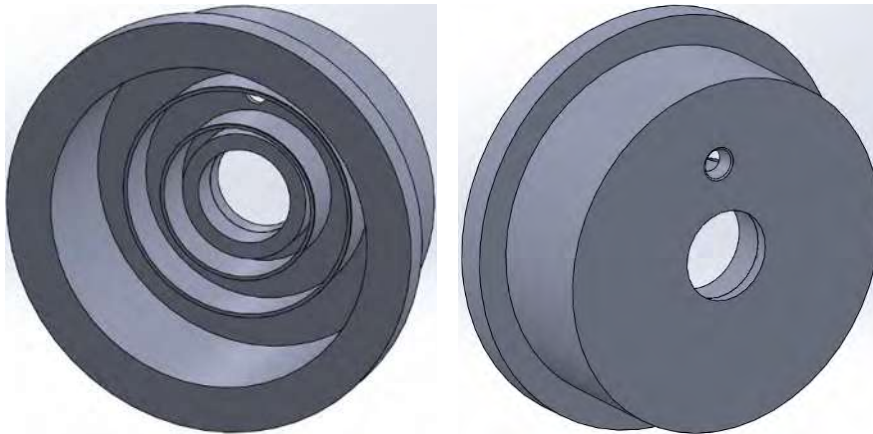
*Figura 3.3. Tubo Pitot.*



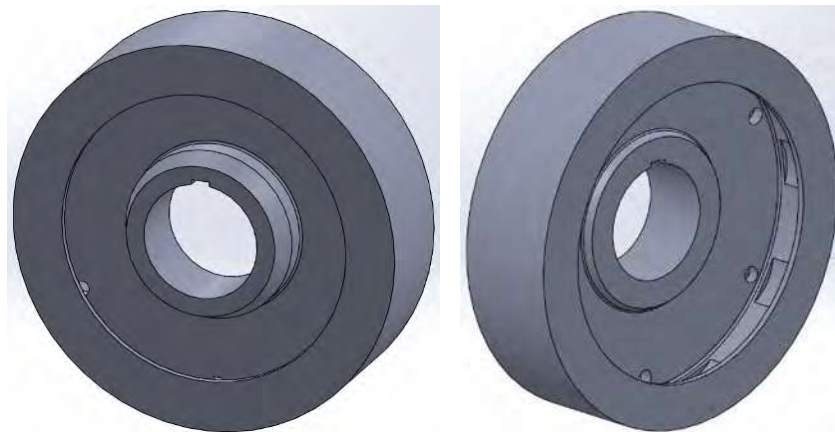


*Figura 3.4. Ensamblaje de la bomba.*

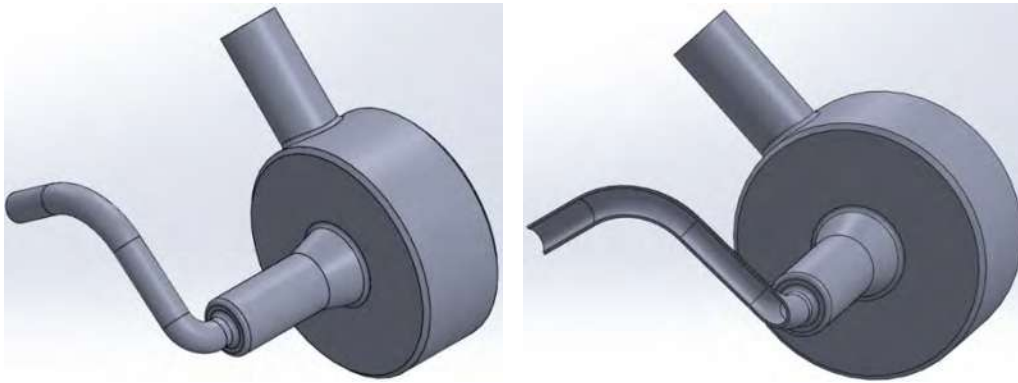
Utilizando un software de diseño 3D, SOLIDWORKS® (SW), se modela cada uno de los componentes de la bomba Pitot original (BPO), los cuales se muestran a continuación.



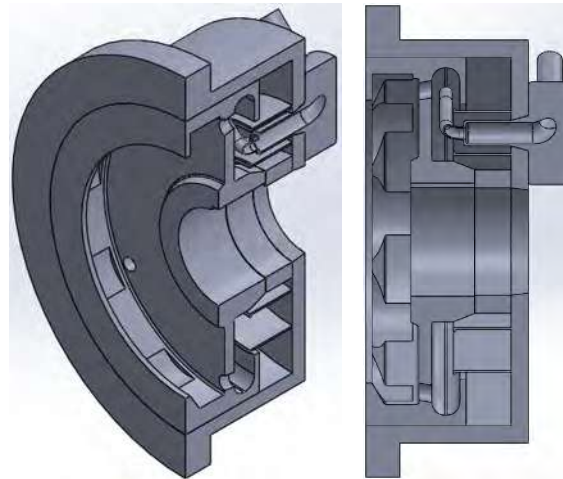
*Figura 3.5. Modelo 3D de la carcasa externa.*



*Figura 3.6. Modelo 3D de la carcasa interna rotatoria.*



*Figura 3.7. Modelo 3D del tubo Pitot original (TPO).*



*Figura 3.8. Modelo 3D del ensamble de la bomba.*

Con ayuda de la BPO se logra estandarizar el uso de las carcasas para que los nuevos diseños del tubo Pitot se adapten a estos componentes.

Se diseñaron en SW 8 diferentes modelos correspondientes al nuevo diseño para el tubo Pitot, en los cuales se varían aspectos geométricos, tales como la sección radial y transversal de la parte externa e interna de cada tubo. En algunos de ellos (Figura 3.10. y 3.15.) se incorpora a la entrada del tubo, lo que asemeja, un tubo Venturi, con el propósito de observar como esta modificación afecta las condiciones de flujo y el comportamiento de las presiones al interior de la bomba.

Los diseños se modelan en base a las dimensiones el TPO (Figura 3.7.), de manera que cada uno de ellos se mantenga en la misma posición dentro de la bomba y que las posteriores simulaciones sean todas bajo las mismas condiciones de operación.

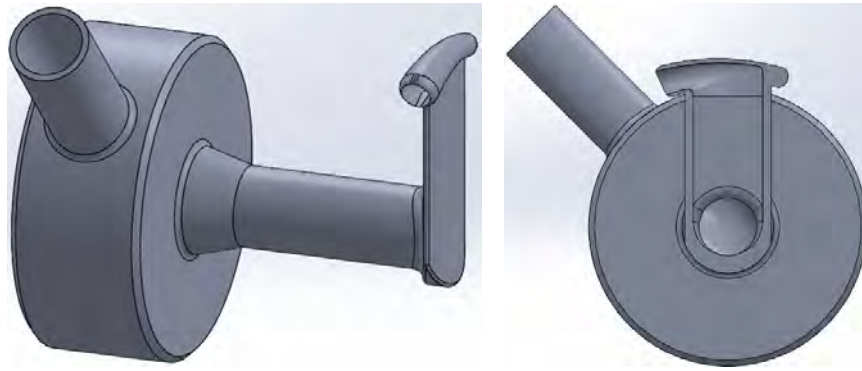


Figura 3.9. Tubo Pitot sencillo (TP1).

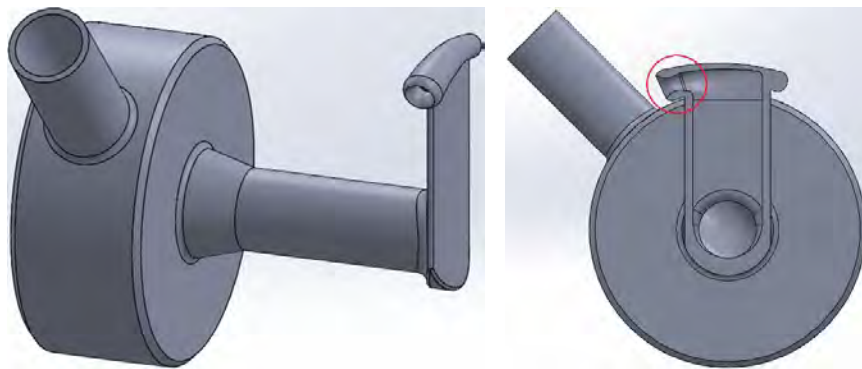


Figura 3.10. Tubo Pitot con tubo Venturi (TP2).

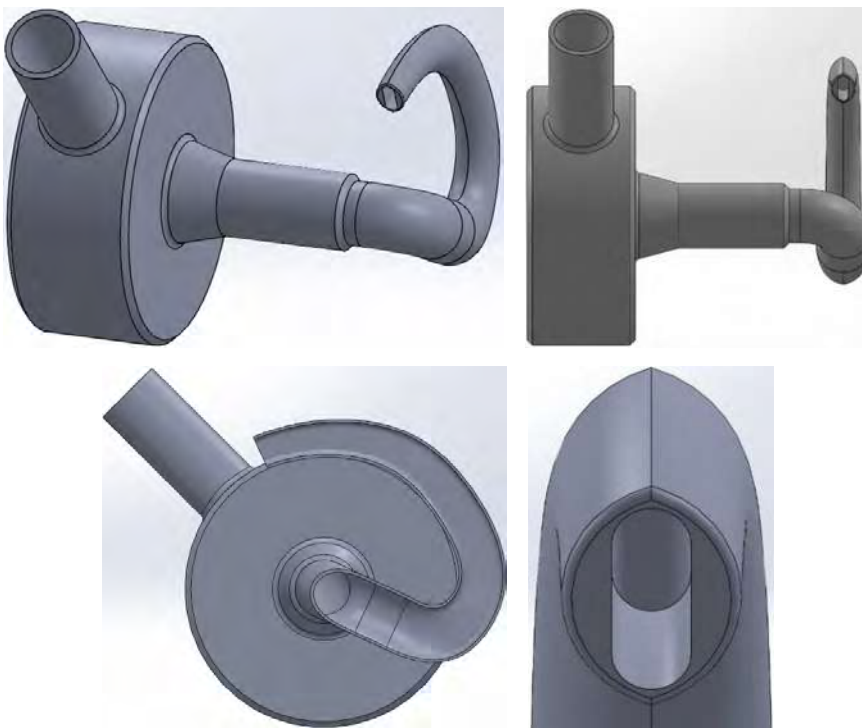
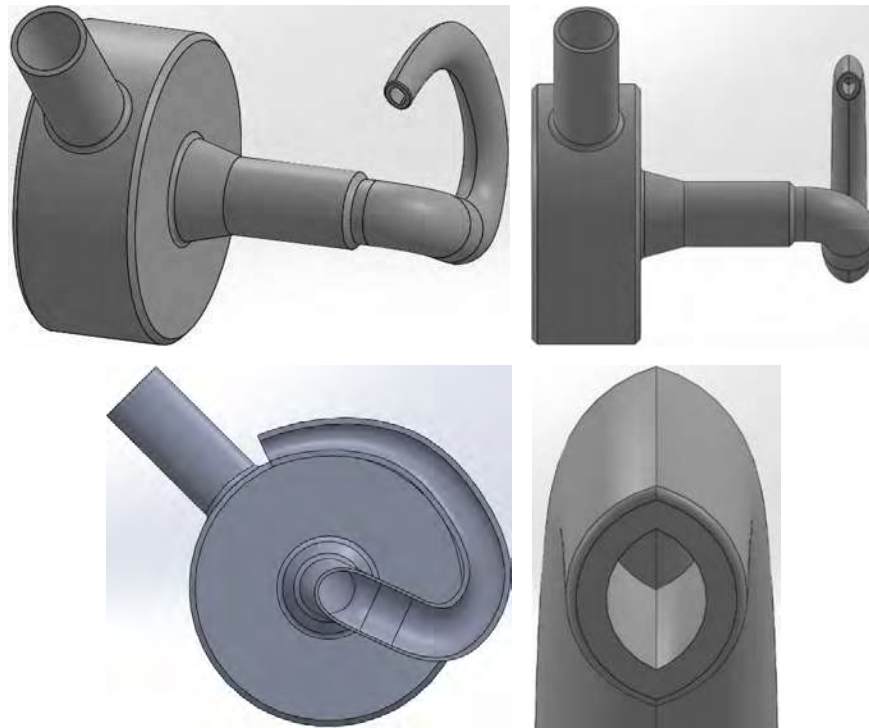
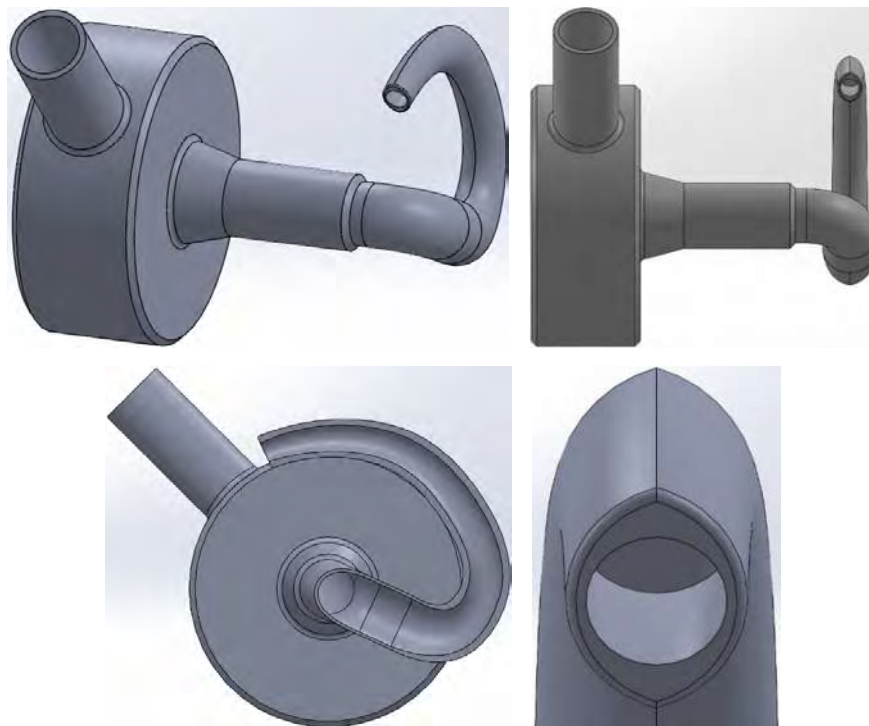


Figura 3.11. Tubo Pitot con sección interna en ranura (TP3).

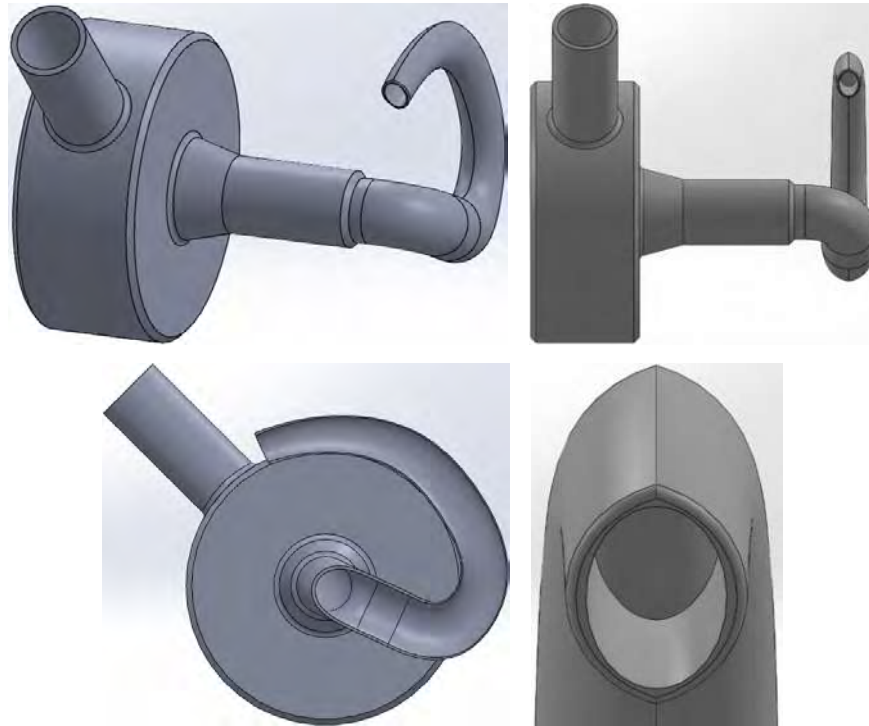




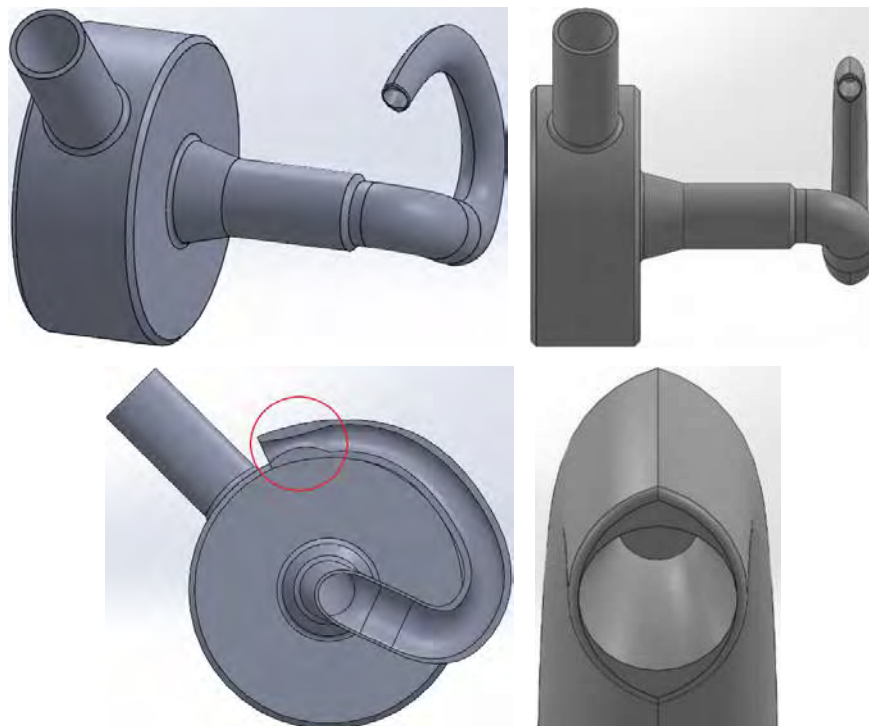
*Figura 3.12. Tubo Pitot con sección interna en arco (TP4).*



*Figura 3.13. Tubo Pitot con sección interna en círculo (TP5).*



*Figura 3.14. Tubo Pitot con sección interna en elipse (TP6).*



*Figura 3.15. Tubo Pitot con sección interna en círculo y con tubo Venturi (TP7).*

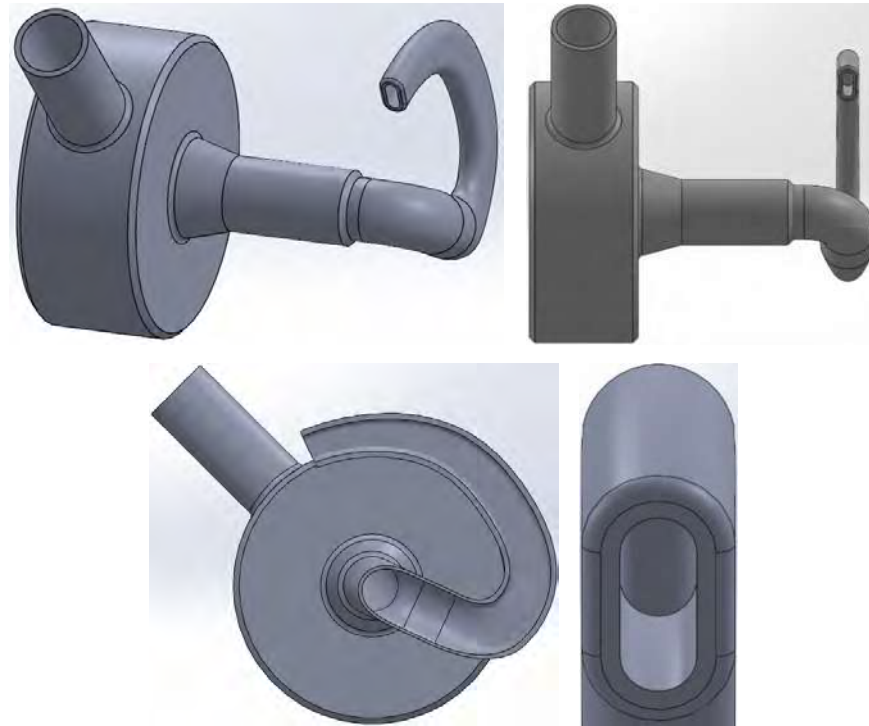


Figura 3.16. Tubo Pitot con sección interna y externa en ranura (TP8).

El gran aumento en la presión al interior de la bomba genera las cargas axiales que desestabilizan el equipo. Estas cargas son experimentadas principalmente a lo largo del eje longitudinal de la bomba, que forma parte del conjunto rotatorio de la estructura. Por lo tanto, este elemento debe ser capaz de resistir estas cargas.

Sin embargo, el eje de la bomba no forma parte de los elementos físicos de los cuales se disponían. Por lo tanto, resulta necesario diseñar un eje que se adapte a la geometría de los elementos de la BPO. Las carcasas externa e interna cuentan con el espacio en donde debería encontrarse el eje, por lo que tomando en cuenta estas geometrías y algunas otras provenientes de diseños existentes será posible diseñar y modelar un eje que se adapte a nuestros parámetros y condiciones.

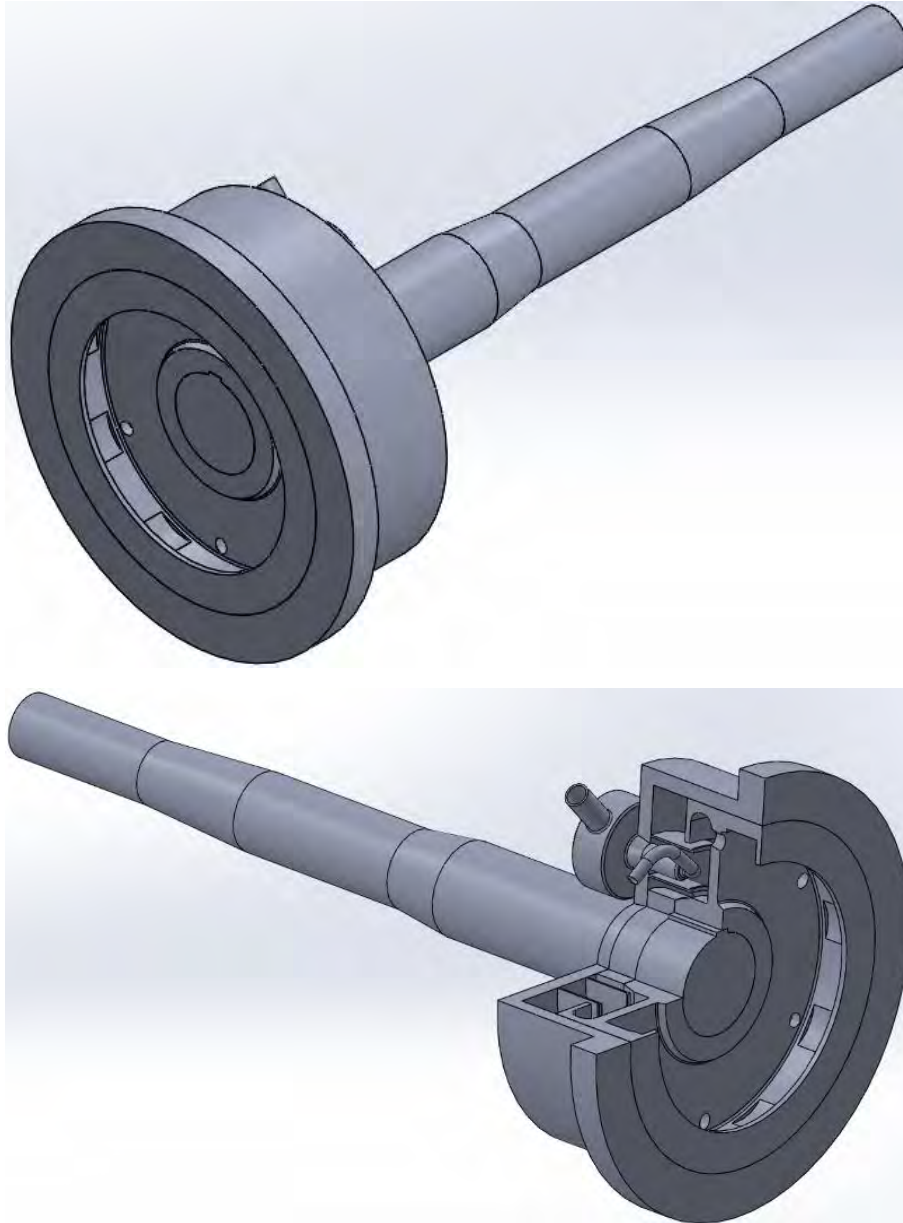


Figura 3.17. Espacio físico para el eje de la bomba Pitot.

De esta manera se modeló la siguiente geometría en SW para el eje de la bomba.



*Figura 3.18. Modelo 3D del eje de la bomba Pitot.*



*Figura 3.19. Modelo 3D del ensamblaje completo de la BPO.*

Todas las geometrías generadas en SW se guardan como un archivo Parasolid (.x\_t) para posteriormente ser importadas a ANSYS®.

## 3.2. Datos para la definición del problema

### 3.2.1. Tipo de fluido

El aceite lubricante utilizado como fluido de trabajo de la bomba es de la marca Mobil® DTE, específicamente el tipo Light Grado ISO 32. Se trata un fluido libre de impurezas y/o partículas, ya que de lo contrario estas podrían provocar erosión en los componentes del equipo (Exxon Mobil Corporation, 2001).

Cabe destacar que la bomba está equipada con un filtro en la línea de succión donde estos sólidos quedan atrapados, como se observa en la Figura 3.20.

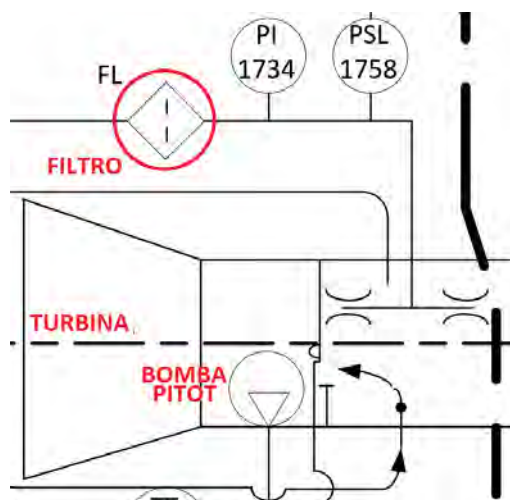


Figura 3.20. Filtro de la bomba Pitot que forma parte del DTI del sistema de lubricación de la turbina (GREEN-ER FIM UMSNH).

#### 3.2.1.1. Propiedades del fluido

La serie Mobil® DTE es una línea de lubricantes de rendimiento supremo para sistemas de circulación diseñados para aplicaciones que incluyen equipos de turbinas de vapor e hidroturbinas, y para otros sistemas donde se requieren lubricantes con una larga vida de servicio.

Esta serie de lubricantes están formulados a partir de aceites base de alta calidad y un sistema de aditivos que proporcionan un nivel de estabilidad química y térmica extremadamente alto, rápida y completa separación del agua y una alta resistencia a formar emulsiones. Ofrecen una excelente protección contra la herrumbre y la corrosión, incluyendo resistencia al agua salada y buenas propiedades anti-desgaste (Exxon Mobil Corporation, 2001).

Es una línea de aceites con alto índice de viscosidad que asegura una mínima variación del espesor de la película protectora con la temperatura y mínima pérdida de potencia en el periodo de calentamiento.



Poseen excelentes propiedades de desaereación, lo que permite una rápida separación del aceite introducido en el sistema, evitando la cavitación de las bombas y por tanto un funcionamiento errático.

Estos aceites están recomendados en servicio continuo de lubricación de cojinetes planos, y rodamientos y engranajes de ejes paralelos (Exxon Mobil Corporation, 2001).

La temperatura de entrada del aceite a la bomba es de 80°C, por lo que se debe determinar la viscosidad del fluido de trabajo. Este dato se obtiene de una gráfica de Viscosidad vs. Temperatura para un aceite de Grado ISO 32 (Figura 3.21.).

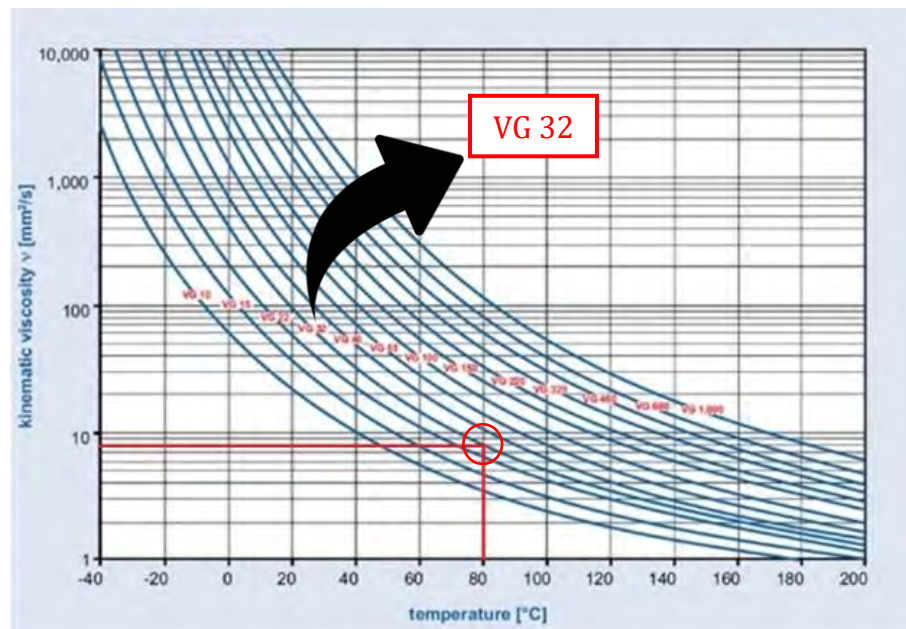


Figura 3.21. Gráfica de Viscosidad vs. Temperatura (SFK, 2018).

De acuerdo con la gráfica, la viscosidad a esta temperatura tiene un valor de  $v = 8 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Este es un valor de viscosidad cinemática ( $v$ ).

FLUENT® (donde se realizarán las simulaciones de fluido) trabaja con viscosidad dinámica ( $\mu$ ) en unidades de  $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$ . Por lo que únicamente es necesario ajustar este parámetro haciendo uso de la siguiente expresión:

$$v = \frac{\mu}{\rho} \Rightarrow \mu = v \cdot \rho \quad (3.1)$$

$$1 \text{ mm}^2 / \text{s} = 1e^{-06} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$\mu = (8e^{-06} \text{ m}^2 / \text{s})(850 \text{ kg} / \text{m}^3) = 0.0068 \text{ kg} / \text{m}\cdot\text{s}$$

De esta manera, las propiedades del fluido quedan expresadas en la Tabla 3.1.

| <b>Propiedades del fluido (Aceite DTE Light Grado ISO 32)</b> |                       |
|---------------------------------------------------------------|-----------------------|
| T <sub>entrada</sub> a la bomba                               | 80 °C                 |
| Viscosidad $\mu$ , @80°C                                      | 0.0068 kg/m·s         |
| Densidad $\rho$                                               | 850 kg/m <sup>3</sup> |
| Conductividad térmica                                         | 0.13131 W/m·K         |
| Calor específico                                              | 1,927.8842 J/kg·K     |

Tabla 3.1. Propiedades del fluido (Exxon Mobil Corporation, 2001).

### 3.2.2. Estructura

Los materiales comúnmente utilizados para la manufactura de este tipo de equipos son (The WEIR Group):

- Hierro dúctil
- Acero inoxidable
- Acero fundido
- Hastelloy

Para esta aplicación se hace uso de un acero fundido 4% C.

#### 3.2.2.1. Propiedades de la estructura

| <b>Propiedades de la estructura (Fundición 4% C)</b> |                         |
|------------------------------------------------------|-------------------------|
| Densidad $\rho$                                      | 7,900 kg/m <sup>3</sup> |
| Conductividad térmica                                | 52.3 W/m·K              |
| Calor específico                                     | 418.4 J/kg·K            |

Tabla 3.2. Propiedades de la estructura.

### 3.2.3. Condiciones de frontera para el análisis

Los datos de la Tabla 3.3. serán asignados a FLUENT® como las condiciones de frontera para solucionar las ecuaciones bajo las cuales se rigen los análisis CFD.

| <b>Condiciones de frontera para el análisis</b>    |                          |
|----------------------------------------------------|--------------------------|
| V <sub>entrada</sub> del fluido al tubo Pitot      | ≈35 m/s                  |
| m <sub>entrada</sub> a la bomba                    | 0.1476875 kg/s           |
| P <sub>salida</sub> de la bomba (o del tubo Pitot) | 800,000 Pa               |
| Ø <sub>entrada</sub> a la bomba                    | 0.20955 m (8.25 in)      |
| Ø <sub>salida</sub> de la bomba (o del tubo Pitot) | 0.015875 m (0.625 in)    |
| ω de la carcasa giratoria                          | 157.08 rad/s (1,500 rpm) |

Tabla 3.3. Condiciones de frontera para el análisis CFD.



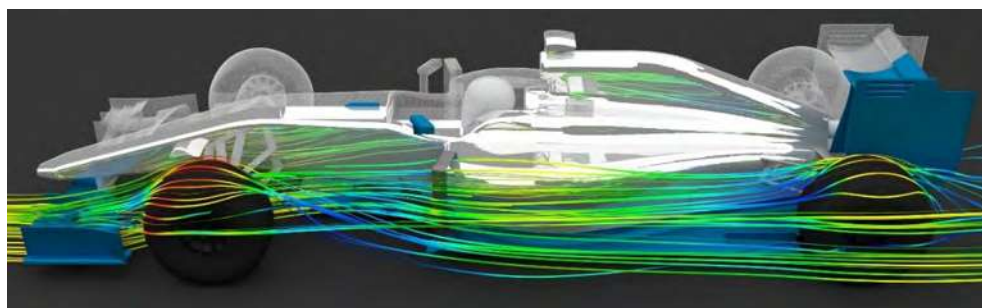
### 3.3. ANSYS® FLUENT®

El software ANSYS® FLUENT® contiene amplias capacidades de modelado físico necesarias para modelar flujo, turbulencia, transferencia de calor y reacciones químicas, en CFD, para aplicaciones industriales que van desde flujo de aire sobre un ala de avión hasta combustión en un horno, columnas de burbujas, plataformas petroleras, flujo sanguíneo, etc.

#### 3.3.1. Dinámica de fluidos computacional (CFD)

El campo de la dinámica de fluidos computacional se convirtió en una herramienta comúnmente utilizada para generar soluciones para flujos de fluidos con o sin interacción sólida. En un análisis CFD, se lleva a cabo el examen del flujo de fluido de acuerdo con sus propiedades físicas tales como velocidad, presión, temperatura, densidad y viscosidad. Para generar virtualmente una solución para un fenómeno físico asociado con el flujo de fluido, sin comprometer la precisión, esas propiedades deben considerarse simultáneamente (Simscale, 2018).

Un modelo matemático del caso físico y un método numérico se utilizan en una herramienta de software para analizar el flujo de fluido. Por ejemplo, las ecuaciones de Navier-Stokes se especifican como el modelo matemático del caso físico. Esto describe los cambios en todas las propiedades físicas para el flujo de fluidos y la transferencia de calor. El modelo matemático varía de acuerdo con el contenido del problema, como transferencia de calor, transferencia de masa, cambio de fase, reacción química, etc. Además, la fiabilidad de un análisis CFD depende en gran medida de la estructura completa del proceso. La verificación del modelo matemático es extremadamente importante para crear un caso preciso para resolver el problema. Además, la determinación de métodos numéricos apropiados para generar una ruta a través de la solución es tan importante como un modelo matemático. El software con el que se realiza el análisis es uno de los elementos clave para generar un proceso de desarrollo de producto sostenible, ya que la cantidad de prototipos físicos se puede reducir drásticamente (Simscale, 2018).



*Figura 3.22. Simulación de un análisis CFD (Simscale, 2018).*

Los softwares utilizados para solucionar las ecuaciones de Navier-Stokes han alcanzado un alto nivel de confiabilidad a un costo asequible. Ahora se usan habitualmente para analizar los flujos de fluidos de la misma manera que los análisis de elemento finito (FEA) se utilizan para las predicciones de esfuerzos (Thévenin & Janiga, 2008).

Estos softwares proporcionan información detallada sobre el flujo 3D alrededor de las geometrías existentes y constituyen una alternativa atractiva para las mediciones de flujo detalladas. Aunque esto ha dado lugar a una disminución drástica del número de pruebas de prototipos, todavía hay dos problemas que impiden un uso más eficiente de CFD en el proceso de diseño de turbomáquinas.

El primero se debe a la dificultad de analizar flujos 3D en pantallas 2D o dibujos, y el segundo problema se refiere a la abundancia de información proporcionada por el cálculo de las ecuaciones de Navier-Stokes. La salida de un solucionador para estas ecuaciones contiene toda la información necesaria para mejorar el rendimiento. Sin embargo, no proporciona ninguna información sobre las modificaciones necesarias para alcanzar esa meta (Thévenin & Janiga, 2008).

### 3.3.2. Método de volúmenes finitos (FVM)

El movimiento de los fluidos incompresibles y newtonianos está descrito por las ecuaciones de Navier Stokes. Un análisis detallado del movimiento de un fluido con dichas características se logra a partir de la solución de este sistema de ecuaciones, constituido por expresiones que describen la conservación de la masa y del momentum lineal. Masa y momentum se expresan en su forma intensiva, es decir, unidad y velocidad, respectivamente, para formar ecuaciones que establecen relaciones entre los mecanismos de transporte, la acumulación y las fuentes (Bustamante, Nieto, & Giraldo, Noviembre 2018).

Uno de los softwares más utilizados para la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes es FLUENT®. Dicho software trabaja bajo el método de volúmenes finitos. Este método se basa en la discretización directa de las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y la energía.

El método funciona integrando las ecuaciones en cada uno de los volúmenes de control en que se divide el dominio de trabajo, asociando a cada uno de ellos un punto nodal en el centro. Las integrales de superficie que aparecen en las ecuaciones se aproximan por la suma de los flujos que atraviesan cada una de caras del poliedro y el resultado es una ecuación discretizada que relaciona los valores de las variables en un grupo de puntos nodales (Figura 3.23.) (Cavada López-Tapia, 2015).

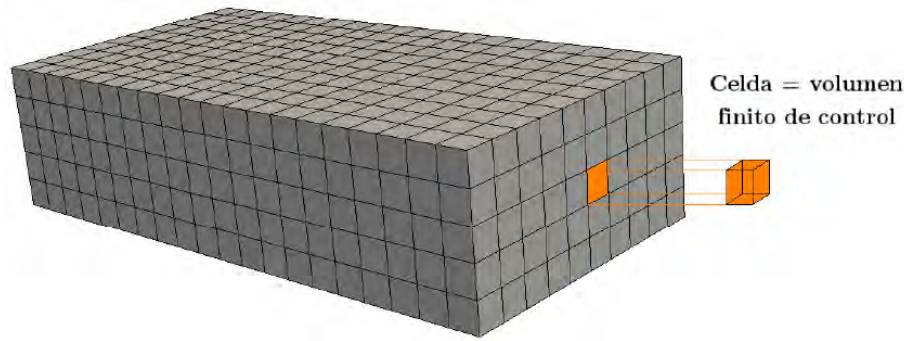


Figura 3.23. Representación de un dominio discretizado con el método de volúmenes finitos (Cavada López-Tapia, 2015).

La principal ventaja del método de los volúmenes finitos es que la discretización espacial se lleva a cabo directamente en el espacio físico del problema. Por lo tanto, no hay problemas con la transformación entre sistemas de coordenadas, como ocurre en el método de las diferencias finitas. Otra ventaja del método es la gran flexibilidad que ofrece al momento de usarlo tanto en mallas estructuradas como no estructuradas. Y es debido a todo esto que este método es uno de los más utilizados en simulaciones CFD (Cavada López-Tapia, 2015).

### 3.3.3. Modelo matemático

El modelo matemático utilizado para la simulación del fluido (CFD) se rige por la ley de viscosidad de Newton y la ecuación de movimiento. Si se trata de un problema que implica una densidad ( $\rho$ ) y viscosidad ( $\mu$ ) constantes, la ecuación de movimiento conduce a las ecuaciones de Navier-Stokes, deducida por primera vez a partir de los razonamientos moleculares de Navier y de los razonamientos del continuo de Stokes (Bird, Stewart, & Lightfoot, 2011).

#### 3.3.3.1. Ley de la viscosidad de Newton

$$\left[ \tau = -\mu \left( \nabla v + (\nabla v)^{\dagger} \right) + \left( \frac{2}{3} \mu - \kappa \right) (\nabla \cdot v) \delta \right] \quad (3.2)$$

##### 3.3.3.1.1. Coordenadas cilíndricas ( $r, \theta, z$ )

$$\tau_{rr}^* = -\mu \left[ 2 \frac{\partial v_r}{\partial r} \right] + \left( \frac{2}{3} \mu - \kappa \right) (\nabla \cdot v) \quad (3.3)$$

$$\tau_{\theta\theta}^* = -\mu \left[ 2 \left( \frac{1}{r} \frac{\partial v_{\theta}}{\partial \theta} + \frac{v_r}{r} \right) \right] + \left( \frac{2}{3} \mu - \kappa \right) (\nabla \cdot v) \quad (3.4)$$

$$\tau_{zz}^* = -\mu \left[ 2 \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] + \left( \frac{2}{3} \mu - \kappa \right) (\nabla \cdot v) \quad (3.5)$$

$$\tau_{r\theta} = \tau_{\theta r} = -\mu \left[ r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right] \quad (3.6)$$

$$\tau_{\theta z} = \tau_{z\theta} = -\mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right] \quad (3.7)$$

$$\tau_{zr} = \tau_{rz} = -\mu \left[ \frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right] \quad (3.8)$$

donde

$$(\nabla \cdot \mathbf{v}) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \quad (3.9)$$

\* Cuando se supone que el fluido tiene densidad constante, puede omitirse el término que contiene  $(\nabla \cdot \mathbf{v})$ . Para gases monoatómicos a baja densidad, la viscosidad de dilatación  $\kappa$  es cero.

### 3.3.3.2. Ecuación de continuidad

$$\left[ \frac{\partial \rho}{\partial t} + (\nabla \cdot \rho \mathbf{v}) = 0 \right]^* \quad (3.10)$$

\* Cuando se supone que el fluido tiene densidad de materia constante  $\rho$ , la ecuación se simplifica a  $(\nabla \cdot \mathbf{v}) = 0$ .

#### 3.3.3.2.1. Coordenadas cilíndricas (r, $\theta$ , z)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho v_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) = 0 \quad (3.11)$$

### 3.3.3.3. Ecuación de movimiento en términos de $\tau$

$$\left[ \rho D\mathbf{v}/Dt = -\nabla p - [\nabla \cdot \boldsymbol{\tau}] + \rho \mathbf{g} \right] \quad (3.12)$$

#### 3.3.3.3.1. Coordenadas cilíndricas (r, $\theta$ , z) \*

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} \right) = \\ - \frac{\partial p}{\partial r} - \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rr}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \tau_{\theta r} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{zr} - \frac{\tau_{\theta\theta}}{r} \right] + \rho g_r \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} - \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \tau_{r\theta}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \tau_{\theta\theta} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{z\theta} + \frac{\tau_{\theta r} - \tau_{r\theta}}{r} \right] + \rho g_\theta \quad (3.14)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} - \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rz}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \tau_{\theta z} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{zz} \right] + \rho g_z \quad (3.15)$$

\* Ecuaciones escritas sin hacer la suposición de que  $\tau$  es simétrico. Cuando se establece que el tensor de esfuerzo es simétrico, entonces  $\tau_{\theta r} - \tau_{r\theta} = 0$ .

3.3.3.4. Ecuación de movimiento para un fluido Newtoniano con  $\rho$  y  $\mu$  constantes

$$\left[ \rho D\mathbf{v}/Dt = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \rho \mathbf{g} \right] \quad (3.16)$$

3.3.3.4.1. Coordenadas cilíndricas ( $r, \theta, z$ )

$$\rho \left( \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right] + \rho g_r \quad (3.17)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right] + \rho g_\theta \quad (3.18)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] + \rho g_z \quad (3.19)$$

### 3.4. Análisis de fluido y de transferencia de calor

Los análisis de fluido y de transferencia de calor se realizan en ANSYS® FLUENT®. Para ello, es necesario contar con las geometrías que representan la parte de fluido dentro de la bomba Pitot. Estas geometrías son fáciles de diseñar una vez que se cuenta con los modelos de la parte estructural obtenidos en la sección 3.1.

### 3.4.1. Design Modeler (DM)

El primer análisis que se realiza pertenece al modelo de la BPO (Figura 3.19.). Ayudados con el DESIGN MODELER (DM), que forma parte del componente de FLUENT®, es posible obtener cada uno de los volúmenes de fluido de cada componente de la bomba importándolos, como un archivo Parasolid al DM. De esta manera se obtienen 2 geometrías, de fluido, más.

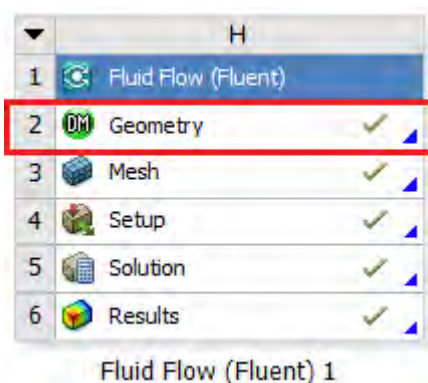


Figura 3.24. DM del módulo FLUENT®.

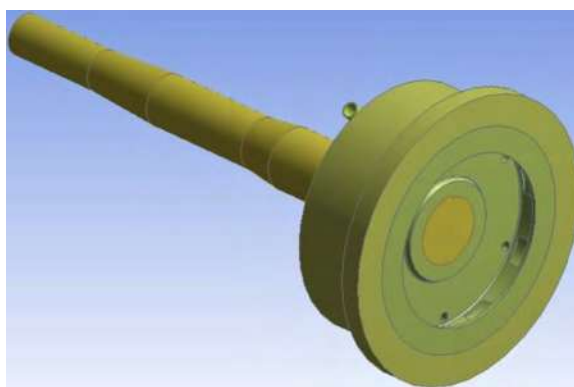


Figura 3.25. BPO importada a ANSYS® DM.

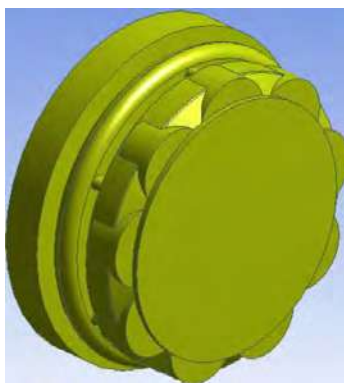
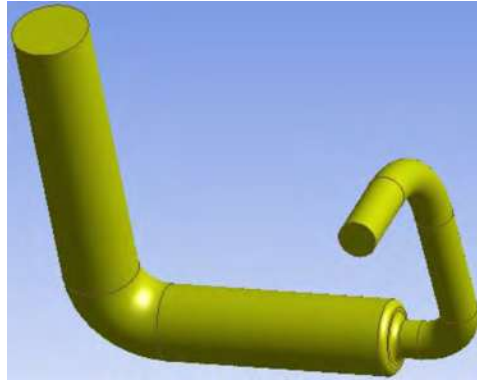
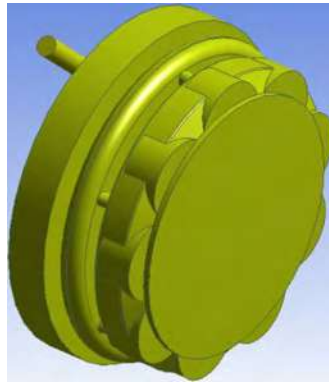


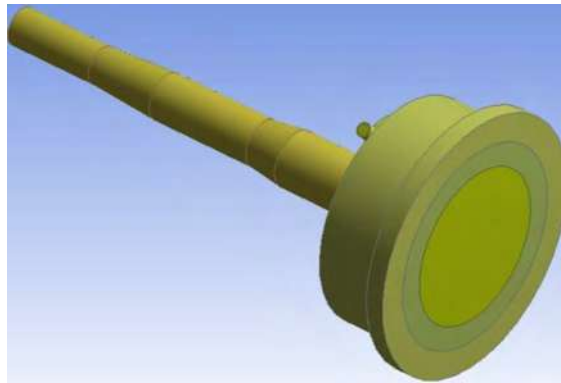
Figura 3.26. Fluido en las carcasas.



*Figura 3.27. Fluido en el tubo Pitot.*



*Figura 3.28. Partes de fluido en ensamblaje.*



*Figura 3.29. Estructura y fluido de la BPO.*

#### 3.4.1.1. Named Selection

Aún en DM, un paso importante a realizar es la asignación de nombres para superficies y cuerpos (“Named Selection”). Esta acción nos ayuda a asignar de una manera más sencilla las condiciones de frontera, para el análisis CFD, y la transferencia de presiones a la parte estructural, para el análisis FSI.



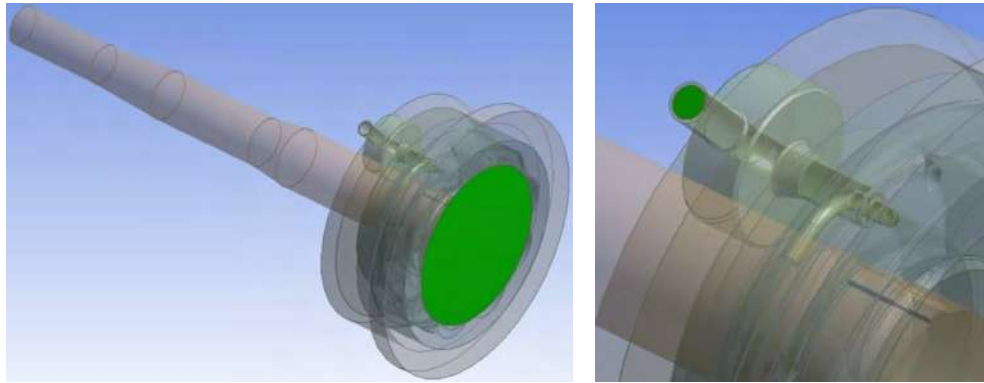


Figura 3.30. "Named Selection" de la entrada ("Inlet") y salida ("Outlet") de la bomba.

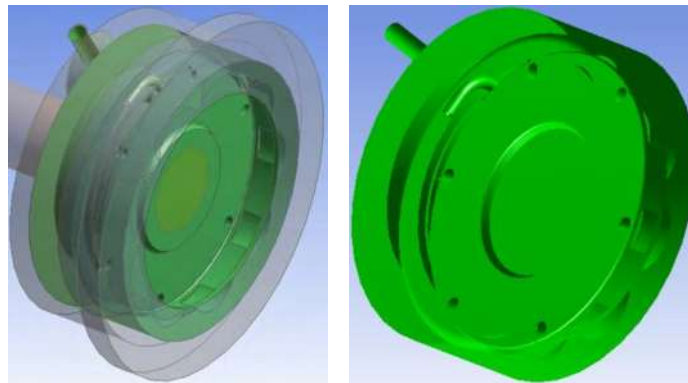


Figura 3.31. "Named Selection" "SI".

El "Named Selection" de la Figura 3.31. es muy importante para el análisis FSI. Este incorpora todas las caras de la estructura con las cuales el fluido tiene contacto. Posteriormente se hablará un poco más respecto a esta selección.

### 3.4.2. Mesh

El primer paso en la discretización espacial consiste en la discretización del dominio de trabajo, esto es, decidir el tipo de malla más adecuada a nuestro problema, teniendo en cuenta las ventajas y limitaciones de cada una de ellas. La operación de mallado se realiza en la sección "Mesh" del módulo de FLUENT®.

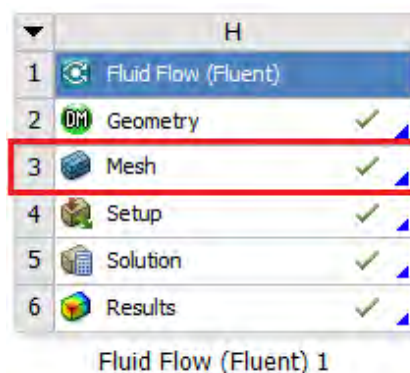


Figura 3.32. Sección "Mesh" del módulo FLUENT®.

En este paso se realiza únicamente el mallado de los componentes de fluido, por lo que la parte estructural queda suprimida hasta el momento de realizar el análisis de elementos finitos.

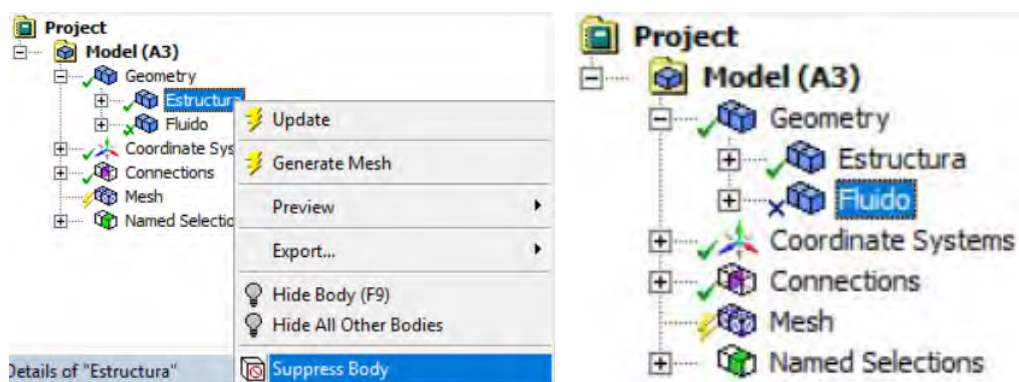


Figura 3.33. Supresión de la parte estructural.

Se deben configurar los parámetros de calidad de la malla como Skewness, Aspect Ratio, Element Quality, etc. Y posteriormente generar la malla.

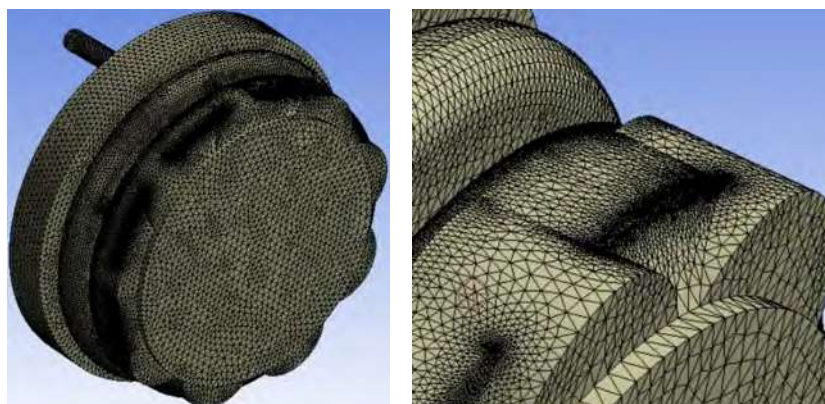


Figura 3.34. Mallado de las geometrías de fluido.

| Details of "Mesh"                              |                  | Statistics                                  |             |
|------------------------------------------------|------------------|---------------------------------------------|-------------|
| <b>Defaults</b>                                |                  | <input type="checkbox"/> Nodes              | 330304      |
| Physics Preference                             | CFD              | <input type="checkbox"/> Elements           | 1678293     |
| Solver Preference                              | Fluent           | <b>Mesh Metric</b> Skewness                 |             |
| <input type="checkbox"/> Relevance             | 0                | <input type="checkbox"/> Min                | 1.3097e-007 |
| Export Format                                  | Standard         | <input type="checkbox"/> Max                | 0.79995     |
| Shape Checking                                 | CFD              | <input type="checkbox"/> Average            | 0.23309     |
| Element Midside Nodes                          | Dropped          | <input type="checkbox"/> Standard Deviation | 0.12286     |
| <b>Sizing</b>                                  |                  | <b>Mesh Metric</b> Element Quality          |             |
| Size Function                                  | Curvature        | <input type="checkbox"/> Min                | 0.21007     |
| Relevance Center                               | Fine             | <input type="checkbox"/> Max                | 1.          |
| Initial Size Seed                              | Active Assembly  | <input type="checkbox"/> Average            | 0.83385     |
| Smoothing                                      | High             | <input type="checkbox"/> Standard Deviation | 9.6724e-002 |
| Transition                                     | Slow             | <b>Mesh Metric</b> Aspect Ratio             |             |
| Span Angle Center                              | Fine             | <input type="checkbox"/> Min                | 1.1577      |
| <input type="checkbox"/> Curvature Normal A... | Default (18.0 °) | <input type="checkbox"/> Max                | 9.6384      |
| <input type="checkbox"/> Min Size              | 2.e-003 in       | <input type="checkbox"/> Average            | 1.8591      |
| <input type="checkbox"/> Max Face Size         | 0.20 in          | <input type="checkbox"/> Standard Deviation | 0.46525     |
| <input type="checkbox"/> Max Tet Size          | 0.20 in          |                                             |             |
| <input type="checkbox"/> Growth Rate           | Default (1.20)   |                                             |             |
| Automatic Mesh Base...                         | On               |                                             |             |
| <input type="checkbox"/> Defeaturing Tolerance | 1.e-003 in       |                                             |             |
| Minimum Edge Length                            | 7.6255e-002 in   |                                             |             |

Figura 3.35. Detalles sobre la información de la malla para el fluido de la BPO.

### 3.4.2.1. Mallado y tipo de elemento

Una malla de resolución se define como el conjunto discreto de puntos (también denominados nodos) pertenecientes al dominio continuo de trabajo y sobre los cuales se hayan las soluciones aproximadas del problema. Dependiendo de la forma y tamaño relativo de los nodos que componen una malla, se distinguen dos tipos, las mallas estructuradas y las no estructuradas (Figura 3.36.). Dentro de las mallas estructuradas podemos encontrar mallas uniformes o no uniformes, dependiendo de la regularidad del espaciado entre celdas (Cavada López-Tapia, 2015).

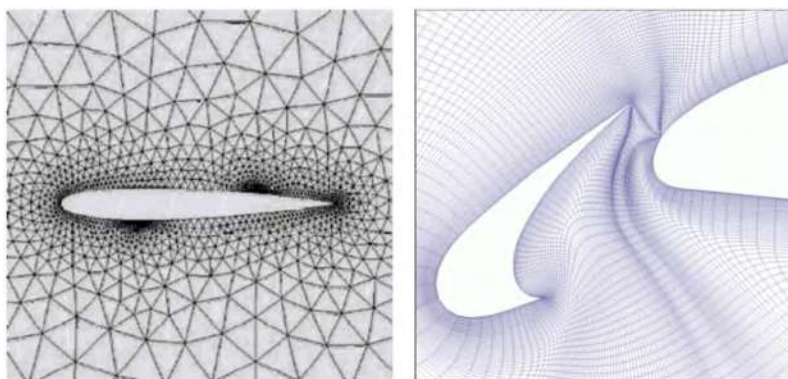


Figura 3.36. Ejemplos de malla no estructurada y malla estructurada (Tizón Pulido, 2016).

La ventaja de las mallas estructuradas es que su geometría es sencilla y por ende son más fáciles e intuitivas de programar. Sin embargo, no son perfectamente adaptables a las regiones de interés y no se puede densificar una zona de interés sin aumentar el número de puntos a lo largo de toda la malla. El punto fuerte de las mallas no estructuradas es precisamente que son totalmente moldeables según sea la geometría del problema, pero su implementación en el ordenador es bastante más costosa. Por ello, es necesario definir bien nuestro propósito y decidir qué tipo de malla es más conveniente, teniendo en cuenta las limitaciones de cada una (Cavada López-Tapia, 2015).

Nuestra geometría cuenta con formas irregulares en algunos puntos, por lo que hablamos de una malla no estructurada (Figura 3.34.).

### 3.4.2.2. Conversión de malla

Una vez concluido el paso anterior, se procede con la importación de la malla a FLUENT®. Como se observa en la Figura 3.34., los elementos de la malla son de tipo tetraédrico y el número de ellos es de 1,678,293.

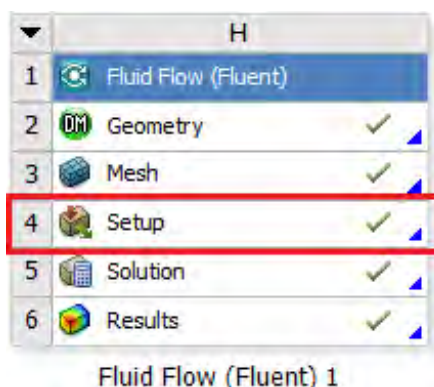


Figura 3.37. Sección de configuración para el análisis CFD en el módulo de FLUENT®.

El número elevado de elementos se debe a la geometría ya que cuenta con secciones muy próximas y curvas, lo que hace que en esas secciones la malla sea más refinada y exista una concentración de elementos pequeños y, por ende, un mayor número de los mismos.

Es necesario convertir la malla de elementos tetraédricos a una conformada por elementos poliédricos. Actualmente, hay dos opciones en FLUENT® que permiten convertir una malla no poliédrica a una malla poliédrica (ANSYS, Inc., Abril 2009):

- La conversión de todo el dominio en celdas poliédricas (aplicable sólo a mallas que contienen celdas tetraédricas y/o cuñas/prismas), tal como se ve en la Figura 3.38.
- La conversión de celdas tetraédricas sesgadas a celdas poliédricas.

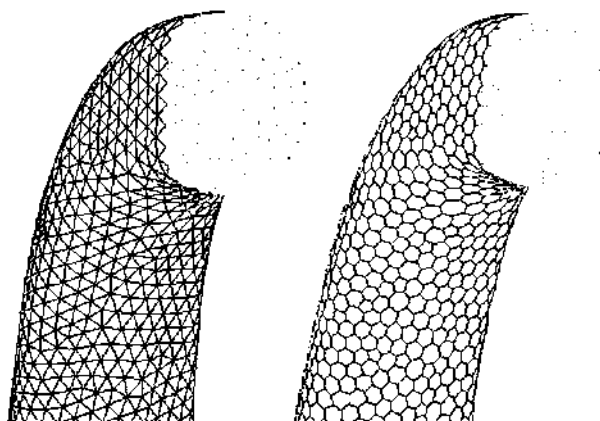


Figura 3.38. Mallado tetraédrico y mallado poliédrico (ANSYS, Inc., Abril 2009).

La malla poliédrica se deriva directamente de la malla tetraédrica formando polígonos alrededor de cada nodo en la malla tetraédrica (Figura 3.39.).

Las ventajas que han mostrado las mallas poliédricas sobre algunas mallas tetraédricas o híbridas es la disminución del número total de celdas, casi de 3 a 5 veces menor para las mallas no estructuradas, en comparación con el número de celdas original (ANSYS, Inc., Abril 2009).



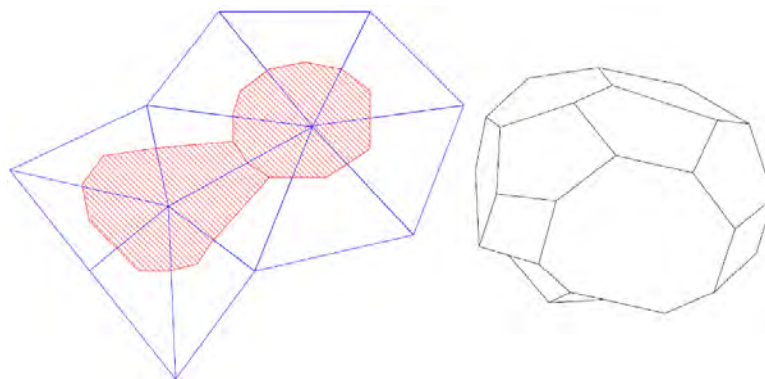


Figura 3.39. Conexión de los centroides de borde con los centroides de cara y celda poliédrica (ANSYS, Inc., Abril 2009).

Las celdas poliédricas tienen muy buenos resultados de precisión en comparación con otros tipos de malla, además de que se ha demostrado que convergen más rápido y con menos iteraciones, logran una convergencia robusta a valores residuales más bajos y ofrecen tiempos de solución más rápidos (Symscape, 2013).

En la interfaz de FLUENT® la conversión de malla se logra seleccionando la opción “Make Polyhedra” en el menú “Mesh” (Figura 3.40.). Esta acción reduce el número de elementos de 3 a 5 veces, dependiendo de la malla original (Figura 3.34.), así como el tiempo de simulación. Como se observa en la Figura 3.42., el número de elementos se redujo a 374,644.

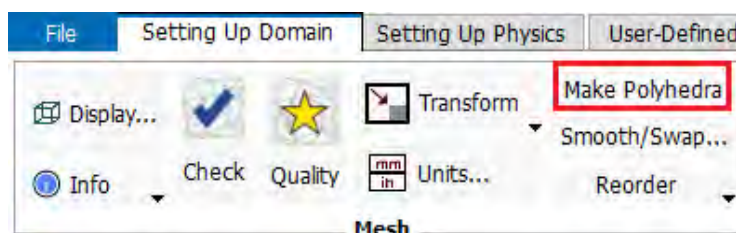


Figura 3.40. Menú en FLUENT® para la conversión de la malla.

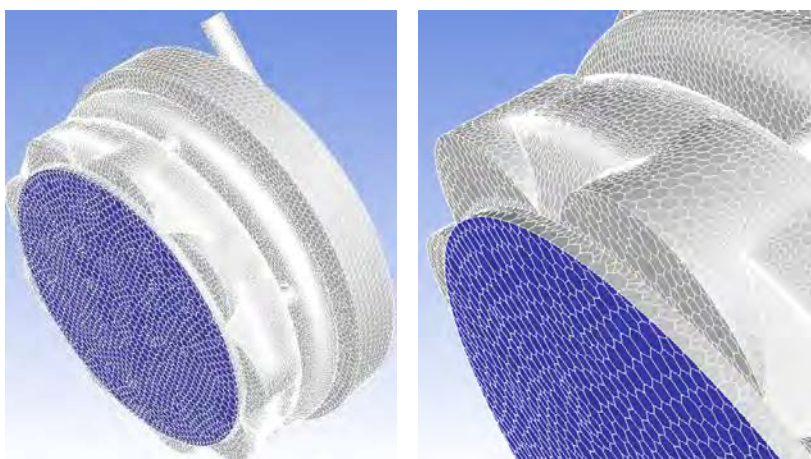


Figura 3.41. Malla poliédrica.

```

Mesh Size

Level  Cells  Faces  Nodes  Partitions
    0   374644 2372789 1954482         4

2 cell zones, 7 face zones.

```

Figura 3.42. Detalles sobre la información de la malla poliédrica.

### 3.4.3. Análisis de transferencia de calor (HTA)

En general, la transferencia de calor describe el flujo de calor (energía térmica) debido a las diferencias de temperatura y la posterior distribución de temperatura y sus cambios.

El estudio de los fenómenos de transporte se refiere al intercambio de momento, energía y masa en forma de conducción (Ley de Fourier), convección (Ley de enfriamiento de Newton) y radiación (Ley de Stefan-Boltzmann). Estos procesos se pueden describir mediante fórmulas matemáticas.

Los fundamentos de estas fórmulas se encuentran en las leyes para la conservación del momento, la energía y la masa en combinación con leyes constitutivas, relaciones que describen no solo la conservación sino también el flujo de cantidades involucradas en estos fenómenos. Para ese propósito, las ecuaciones diferenciales se usan para describir las leyes mencionadas y las relaciones constitutivas de la mejor manera posible. Resolver estas ecuaciones es una forma efectiva de investigar sistemas y predecir su comportamiento (Simscale, 2018).

Antes de realizar los análisis CFD para seleccionar la geometría del nuevo tubo Pitot es necesario hacer un análisis de transferencia de calor en la BPO, mismo que se realiza en el módulo de FLUENT®, Figura 3.24.

Usualmente, la viscosidad (dinámica,  $\mu$  o cinemática,  $\nu$ ) y la densidad ( $\rho$ ) de un fluido cambian cuando se presentan variaciones en la temperatura del mismo. A menores temperaturas la viscosidad y densidad del fluido suelen aumentar, mientras que a altas temperaturas se reducen.

El movimiento de los fluidos incompresibles y newtonianos está descrito por las ecuaciones de Navier-Stokes. El modelo matemático reducido de estas ecuaciones se obtiene haciendo dos consideraciones: (a) que se opere con un flujo incompresible y (b) suponer un flujo aproximadamente isotérmico sabiendo que los cambios locales en temperatura son pequeños o inexistentes; esto elimina la necesidad de una ecuación diferencial de conservación de energía. Una consecuencia de la última suposición es que las propiedades del fluido, como viscosidad dinámica ( $\mu$ ) y viscosidad cinemática ( $\nu$ ), también son constantes. Lo cual nos permite trabajar con las ecuaciones de Navier-Stokes para  $\rho$  y  $\mu$  constantes, de la sección 3.3.3.4.

Un flujo se clasifica en compresible e incompresible, dependiendo del nivel de variación de la densidad del fluido durante ese flujo. La incompresibilidad es una aproximación y se dice que el flujo es incompresible si la densidad permanece aproximadamente constante a lo largo de todo el flujo (Quora, 2018).

Los fluidos hidráulicos poseen una relación de compresión de 0.5% a una presión de 6.9 MPa, lo cual es despreciable. Por ello, se puede considerar que los aceites hidráulicos, de los cuales forma parte nuestro fluido de trabajo, son incompresibles ( $\rho = \text{cte.}$ ) (Villalba, 2010).

#### 3.4.3.1. Proceso de configuración del análisis de transferencia de calor

Los pasos para generar un análisis CFD, de manera general, de acuerdo con nuestras condiciones, son los siguientes:

1. Definir el tipo de modelo: Viscous SST k-omega ( $k-\omega$ ) y, para el caso de un HTA, activar la ecuación de la energía.
2. Definir las propiedades de los materiales, tanto de la parte estructural como del fluido, provenientes de las Tablas 3.1. y 3.2.
3. Definir las condiciones de zona de celda (Cell Zone Conditions):
  - a.  $\omega$  (Tabla 3.3.) FLUENT® utiliza la regla de la mano derecha para su convención de signos.
4. Asignar las condiciones de frontera para cada una de las selecciones (Named Selection) realizadas anteriormente (Tabla 3.3.):
  - a.  $m_{in}$
  - b.  $O_{in}$
  - c.  $P_{out}$
  - d.  $O_{out}$
  - e.  $V_{in}$
5. Seleccionar el método de solución (Solution Method): Coupled -> Pseudo transient
6. Definir los residuales (Residuals) de las ecuaciones para cada iteración.
7. Seleccionar el método de inicialización (Solution Initialization): Standard initialization -> compute from: all zones -> reference frame: absolute



### 3.4.3.1.1. Resultados HTA

Siguiendo los pasos de la sección anterior, es posible llevar a cabo los análisis de transferencia de calor, para la BPO con el TPO, y obtener así los perfiles que se muestran a continuación.

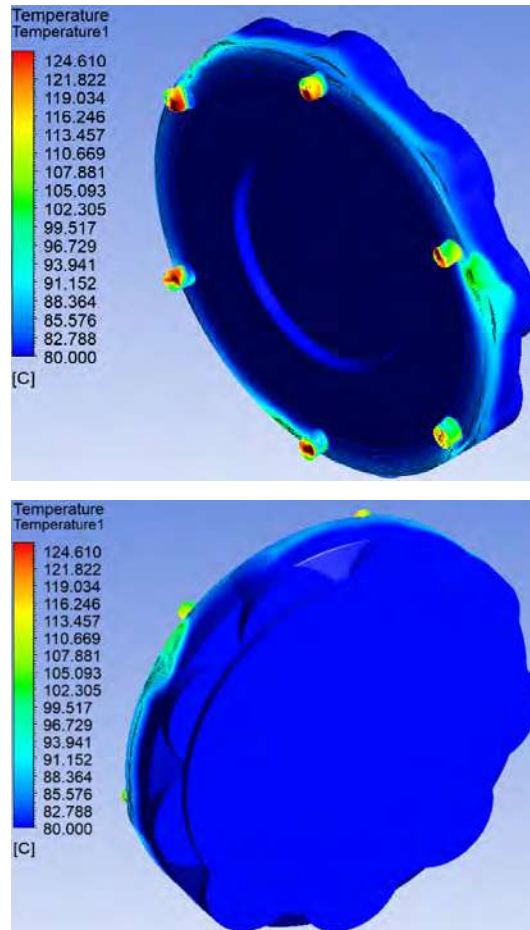


Figura 3.43. Análisis de transferencia de calor para el fluido en las carcasas.

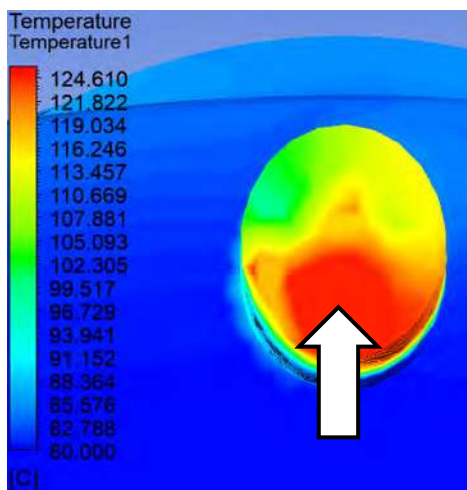


Figura 3.44. Ubicación de la temperatura más elevada en el fluido.

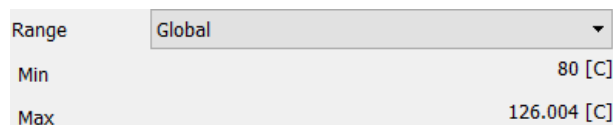


Figura 3.45. Valor mínimo y máximo de temperatura del análisis en las carcasas.

En la Figura 3.44. podemos observar en qué punto la temperatura alcanza su máximo valor, siendo que, debido a la rotación de la carcasa giratoria el fluido eleva su temperatura en la parte más alejada del centro de rotación de la misma. Siendo el valor máximo obtenido en este análisis de  $T_{\text{máx}} \approx 125^\circ\text{C}$ .

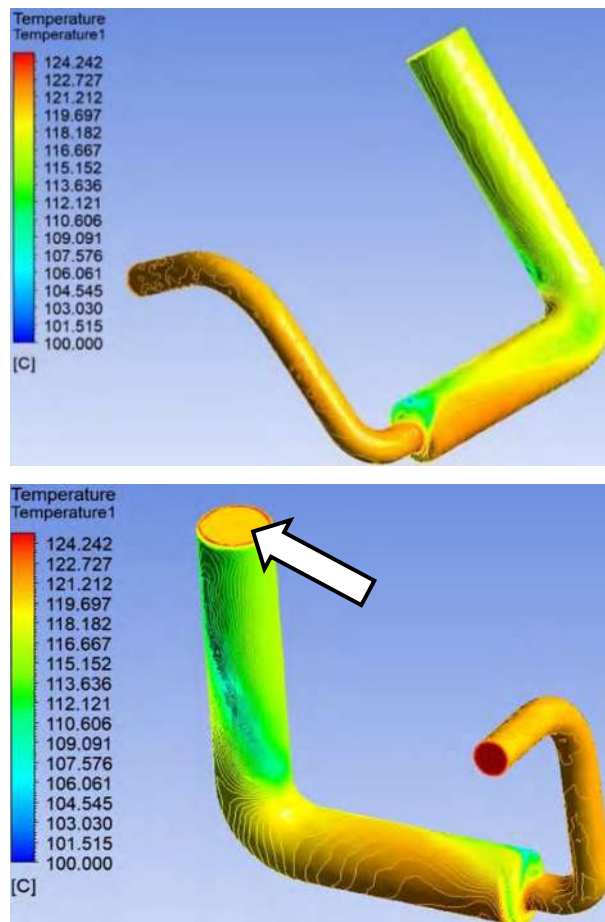


Figura 3.46. Análisis de transferencia de calor para el fluido en el TPO.

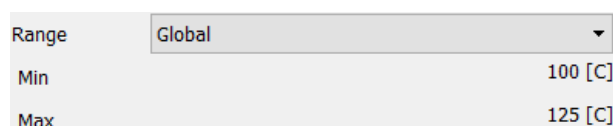


Figura 3.47. Valor mínimo y máximo de temperatura del análisis en el tubo Pitot.

En la Figura 3.46. se muestra la temperatura del fluido a la salida de la bomba (o del tubo Pitot), la cual corresponde a  $T_{\text{salida}} \approx 120^\circ\text{C}$ .

El análisis del tubo Pitot considera el hecho de que esta parte de la bomba se encuentra inmersa en el fluido de las carcasas, por lo que habría una transferencia de calor proveniente de este fluido a través del material sólido y a su vez al fluido que circula por el interior del TPO. Por lo que para este análisis se consideraron efectos de convección y conducción.

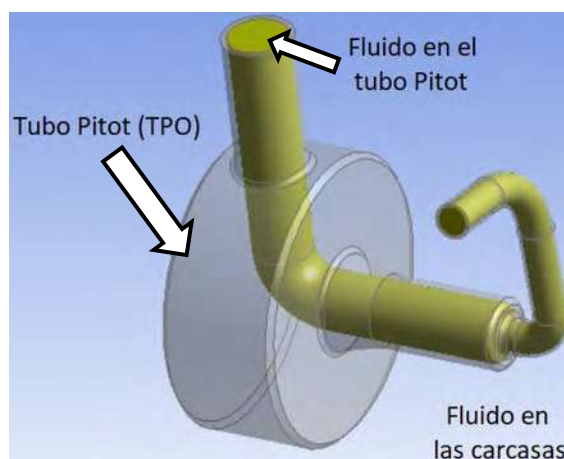


Figura 3.48. Esquema de las condiciones para el análisis de transferencia de calor del TPO.

La temperatura más baja se encuentra a la entrada de la bomba ( $T_{\text{entrada}}=T_{\text{mín}}=80^{\circ}\text{C}$ ), Figura 3.43., mientras que la más elevada corresponde a la salida de los distribuidores de fluido en la carcasa giratoria ( $T_{\text{máx}}=125^{\circ}\text{C}$ ), Figura 3.44., que es también el lugar más alejado al centro de rotación de esta pieza. Lo que nos indica que tenemos un  $\Delta T = 45^{\circ}\text{C}$ .

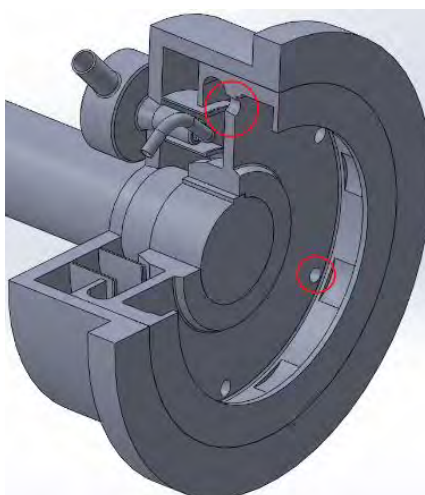


Figura 3.49. Ubicación de los distribuidores de fluido de la bomba.

Si vamos a la gráfica de Viscosidad vs. Temperatura, Figura 3.21., podemos obtener el valor de la viscosidad a la temperatura más elevada ( $125^{\circ}\text{C}$ ), que corresponde a  $\nu = 3.3 \text{ mm}^2/\text{s}$  o  $\mu = 0.002805 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ . Por lo que, si comparamos  $\mu@80^{\circ}\text{C}$ , Tabla 3.1., contra  $\mu@125^{\circ}\text{C}$  obtenemos un  $\Delta\mu = 0.003995 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ .

$\Delta T$  presenta un valor considerable sobre la variación de la viscosidad para tener en cuenta en las ecuaciones de Navier-Stokes. Sin embargo, el efecto que tiene la variación de la viscosidad debido a la temperatura se manifiesta de forma directa en los perfiles de presión. Por lo que se realizan dos análisis de fluido (CFD), siguiendo los pasos mencionados en la sección 3.4.3.1, sin activar la ecuación de la energía, y con la información de las Tablas 3.1., 3.2. y 3.3. El único parámetro que se varía en cada análisis es el valor de la viscosidad, el primero con  $\mu@80^{\circ}\text{C} = 0.0068 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ , y el segundo con  $\mu@125^{\circ}\text{C} = 0.002805 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ .

De esta manera, se obtienen los perfiles de presión que se muestran a continuación.

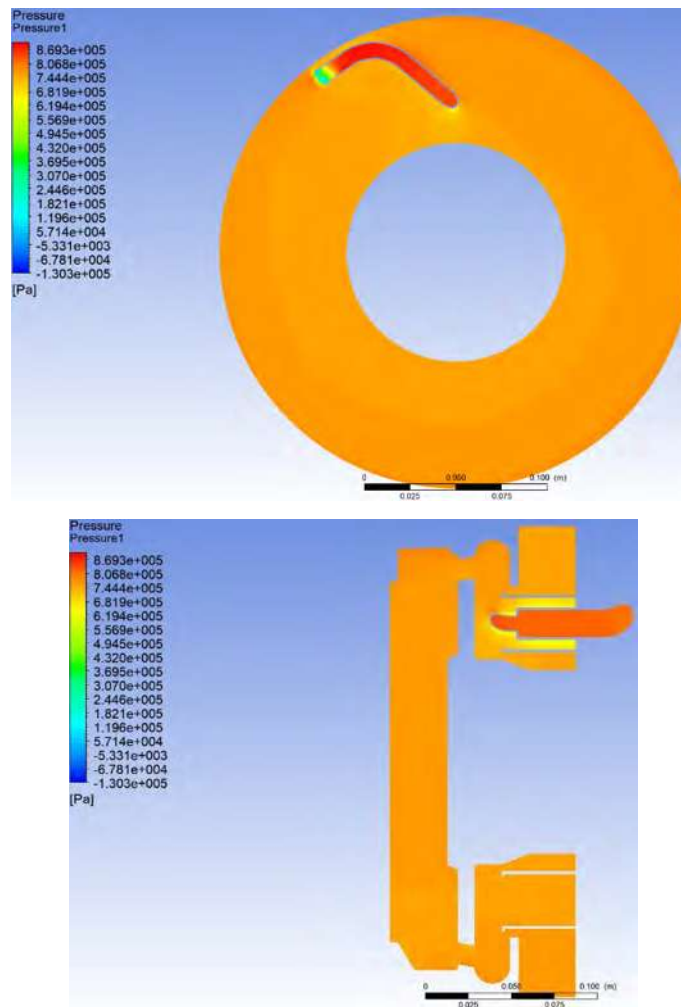


Figura 3.50. Perfil de presión global para  $\mu@80^{\circ}\text{C}$ .

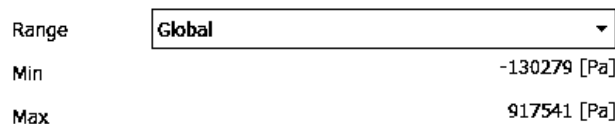


Figura 3.51. Valor mínimo y máximo de presión global para  $\mu@80^{\circ}\text{C}$ .

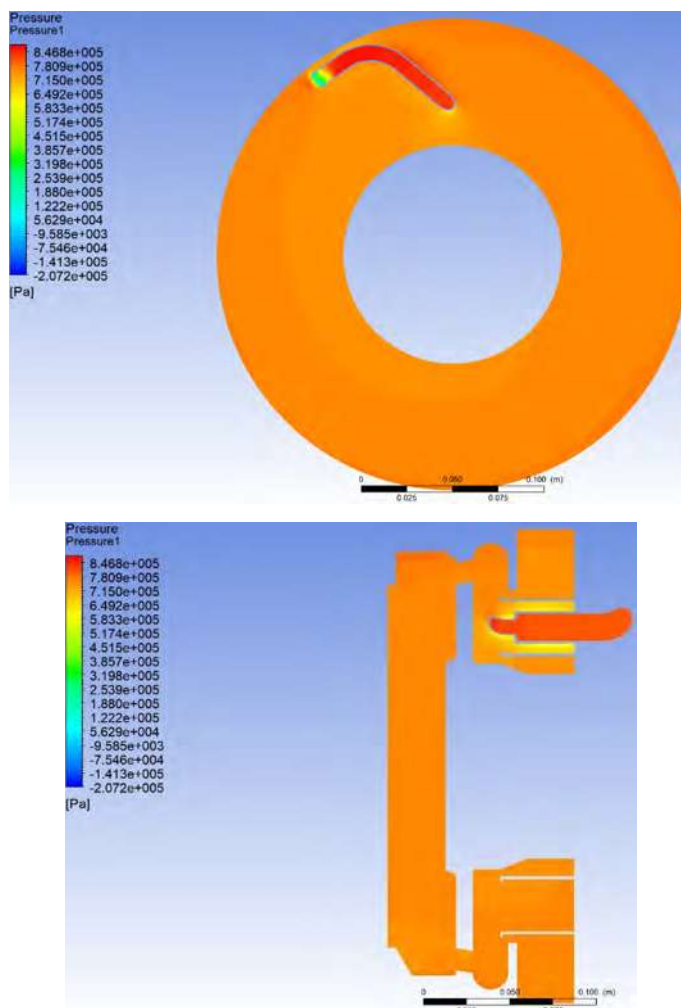


Figura 3.52. Perfil de presión global para  $\mu@125^{\circ}\text{C}$ .

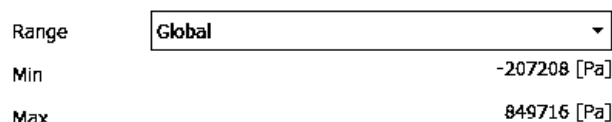


Figura 3.53. Valor mínimo y máximo de presión global para  $\mu@125^{\circ}\text{C}$ .

Con los datos de las Figuras 3.51. y 3.53., se construye la tabla siguiente.

| Análisis                    | $P_{\text{mín}}$ | $P_{\text{máx}}$ | $\Delta P = P_{\text{máx}} - P_{\text{mín}}$ |
|-----------------------------|------------------|------------------|----------------------------------------------|
| $\mu @ 80^{\circ}\text{C}$  | -130,279 Pa      | 917,541 Pa       | 1,047,820 Pa                                 |
| $\mu @ 125^{\circ}\text{C}$ | -207,208 Pa      | 849,716 Pa       | 1,056,924 Pa                                 |

Tabla 3.4. Comparación de presiones globales para los análisis con  $\mu@80^{\circ}\text{C}$  y  $\mu@125^{\circ}\text{C}$ .

Al comparar las presiones mínimas y máximas de cada análisis observamos que estas difieren considerablemente, sin embargo, el parámetro de más relevancia es  $\Delta P$ . Este parámetro será utilizado más adelante para seleccionar la geometría correspondiente al nuevo diseño del tubo Pitot que cumpla con una mayor reducción en las zonas de sobrepresión.

Como se observa,  $\Delta P$  no varía demasiado en ambos casos, siendo la diferencia entre ambos análisis de 9.104 kPa. Entonces, para esta aplicación y bajo las condiciones de este análisis,  $\Delta P$  no representa un cambio significativo en el estudio y, por tanto, el efecto de la temperatura sobre la viscosidad no afecta de manera drástica los perfiles de presiones obtenidos en cada simulación.

Lo anterior depende directamente de las temperaturas que se utilicen o se generen en los análisis CFD, debido a que el efecto de la diferencia de temperaturas ( $\Delta T$ ) se manifiesta claramente en el perfil de presiones generado en el análisis.

Esto resulta útil para tener en cuenta en nuestro modelo matemático, ya que, haciendo ciertas consideraciones, es posible reducir las ecuaciones presentadas en la sección 3.3.3.

#### 3.4.4. Análisis de fluido (CFD) para la selección del nuevo tubo Pitot

Es necesario, antes de realizar estos análisis, determinar con que valor de viscosidad se trabajará. Para ello, es posible obtener un valor promedio de temperatura, tomando en cuenta las temperaturas mínima y máxima obtenidas de los análisis de transferencia de calor.

$$T_{prom} = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{125^{\circ}C + 80^{\circ}C}{2} = 102.5^{\circ}C \quad (3.20)$$

En la gráfica de Viscosidad vs. Temperatura (Figura 3.21.) el valor de  $\nu$  correspondiente a esta temperatura es  $\nu = 4.8 \text{ mm}^2/\text{s}$  o  $\mu = 0.00408 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ .

De esta manera, las tablas que muestran las propiedades de los materiales y las condiciones de frontera (Tablas 3.1., 3.2. y 3.3.) quedan de la siguiente manera:

| <b>Propiedades del fluido (Aceite DTE Light Grado ISO 32)</b> |                       |
|---------------------------------------------------------------|-----------------------|
| Viscosidad $\mu$ , @102.5°C                                   | 0.00408 kg/m·s        |
| Densidad $\rho$                                               | 850 kg/m <sup>3</sup> |
| Conductividad térmica                                         | 0.13131 W/m·K         |
| Calor específico                                              | 1,927.8842 J/kg·K     |

Tabla 3.5. Propiedades del fluido (Actualizada) (Exxon Mobil Corporation, 2001).

| <b>Propiedades de la estructura (Fundición 4% C)</b> |                        |
|------------------------------------------------------|------------------------|
| Densidad $\rho$                                      | 7900 kg/m <sup>3</sup> |
| Conductividad térmica                                | 52.3 W/m·K             |
| Calor específico                                     | 418.4 J/kg·K           |

Tabla 3.6. Propiedades de la estructura (Actualizada).

| Condiciones de frontera para el análisis                     |                          |
|--------------------------------------------------------------|--------------------------|
| $\dot{m}_{\text{entrada a la bomba}}$                        | 0.1476875 kg/s           |
| $P_{\text{salida de la bomba (o del tubo Pitot)}}$           | 800,000 Pa               |
| $\varnothing_{\text{entrada a la bomba}}$                    | 0.20955 m (8.25 in)      |
| $\varnothing_{\text{salida de la bomba (o del tubo Pitot)}}$ | 0.015875 m (0.625 in)    |
| $\omega$ de la carcasa giratoria                             | 157.08 rad/s (1,500 rpm) |

Tabla 3.7. Condiciones de frontera para el análisis (Actualizada).

Los datos de las Tablas 3.5., 3.6. y 3.7. serán utilizados para las simulaciones de fluido, y estructurales, correspondientes a cada uno de los 9 tubos Pitot. Con los pasos de la sección 3.4.3.1., se vuelve a simular el TPO, con la viscosidad @T=102.5°C, así como cada uno de los 8 tubos modificados (TP1 al TP8). Para estos análisis se tendrá desactivada la ecuación de la energía en FLUENT®.

### 3.4.4.1. Perfiles de presión

#### 3.4.4.1.1. TPO

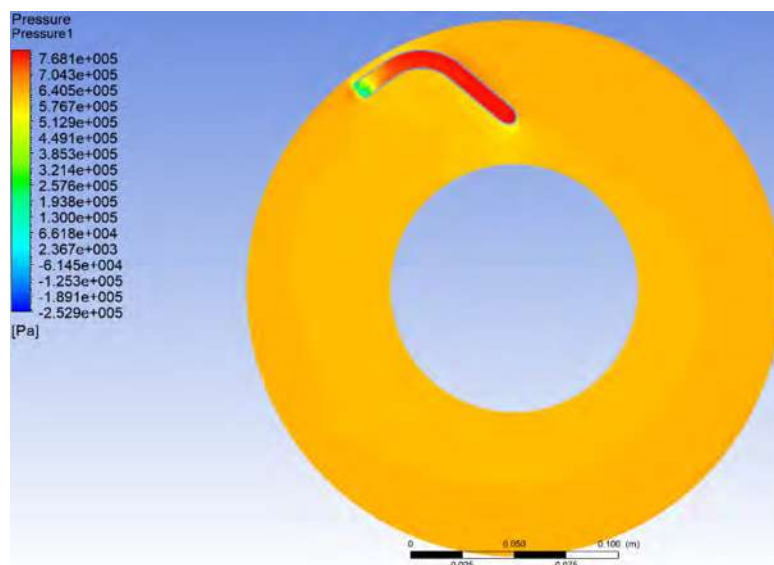


Figura 3.54. Perfiles de presión global.

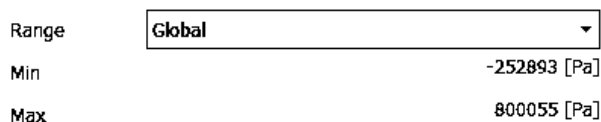


Figura 3.55. Valor mínimo y máximo de presión global.



### 3.4.4.1.2. TP1

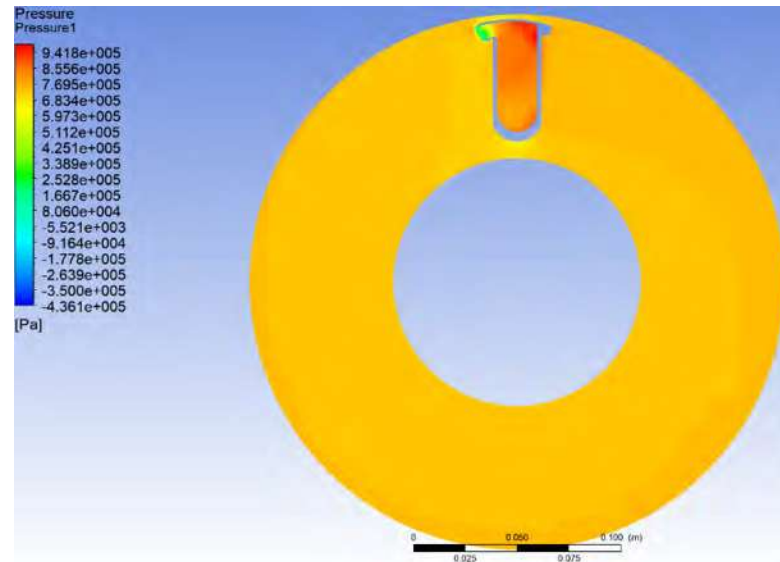


Figura 3.56. Perfiles de presión global.

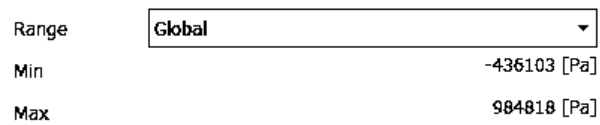


Figura 3.57. Valor mínimo y máximo de presión global.

### 3.4.4.1.3. TP2

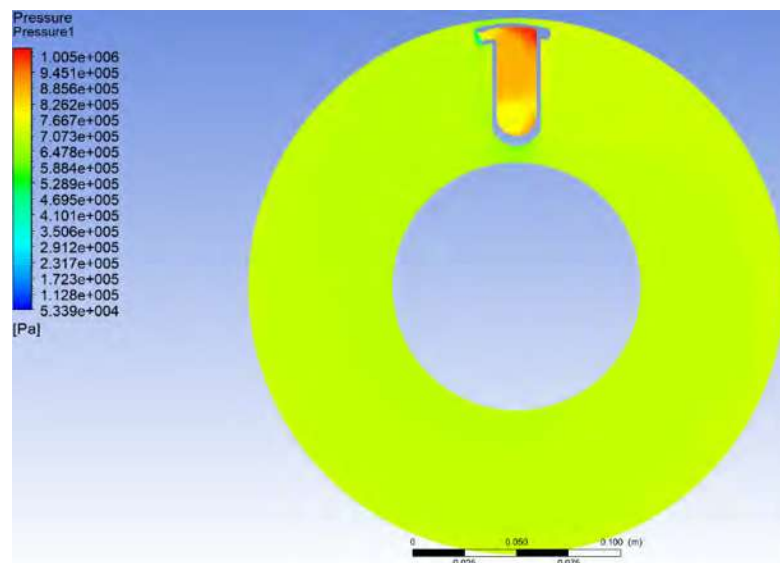


Figura 3.58. Perfiles de presión global.

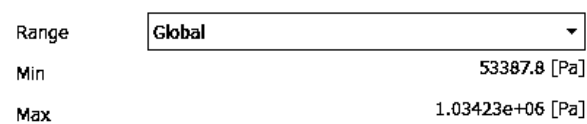


Figura 3.59. Valor mínimo y máximo de presión global.

3.4.4.1.4. TP3

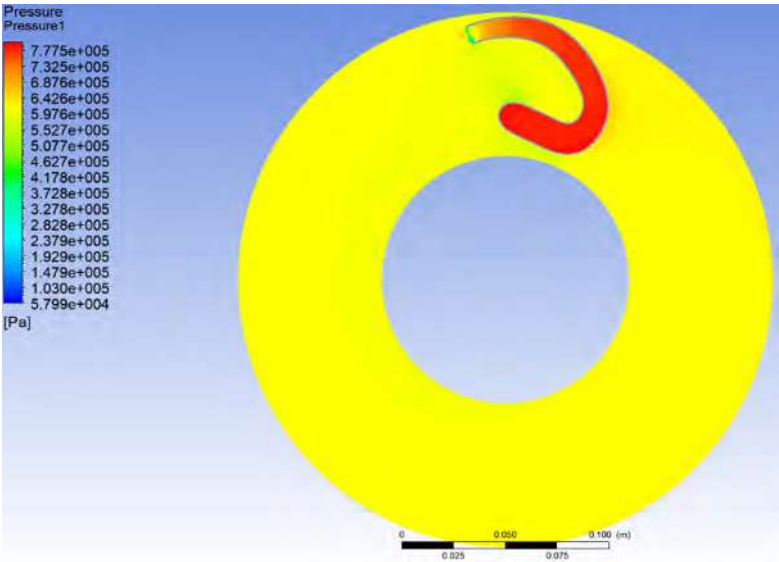


Figura 3.60. Perfiles de presión global.

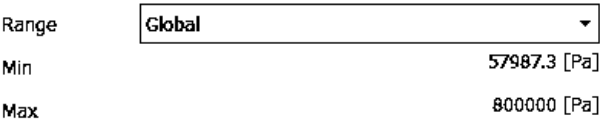


Figura 3.61. Valor mínimo y máximo de presión global.

3.4.4.1.5. TP4

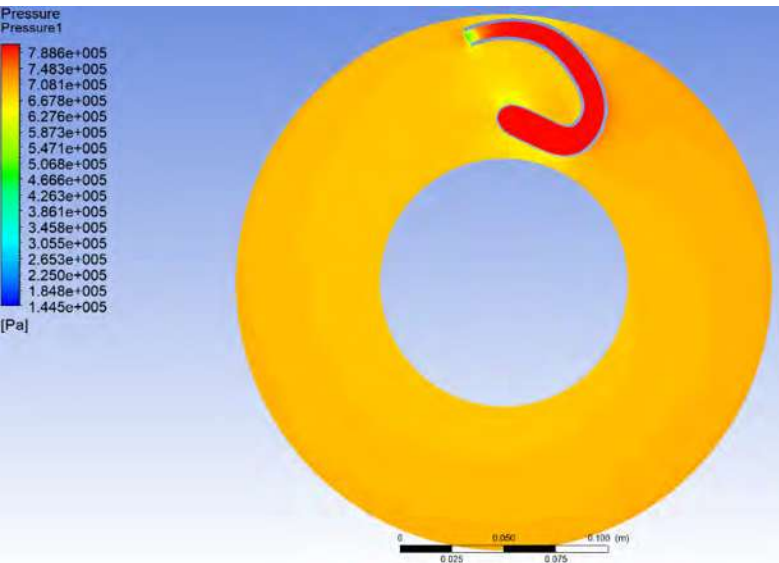


Figura 3.62. Perfiles de presión global.

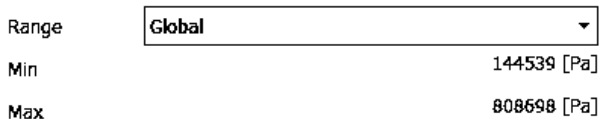


Figura 3.63. Valor mínimo y máximo de presión global.

### 3.4.4.1.6. TP5

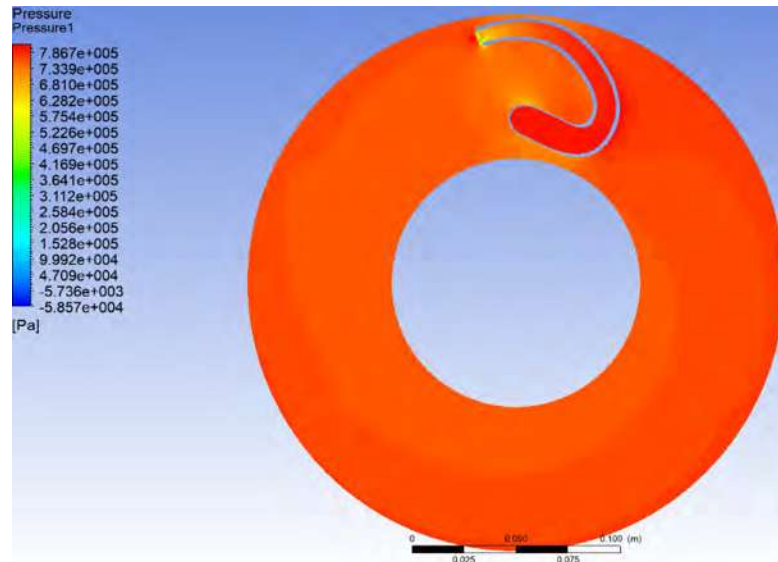


Figura 3.64. Perfiles de presión global.

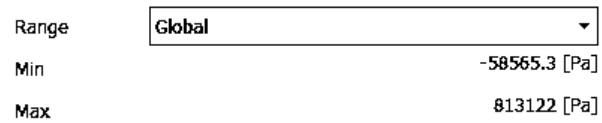


Figura 3.65. Valor mínimo y máximo de presión global.

### 3.4.4.1.7. TP6

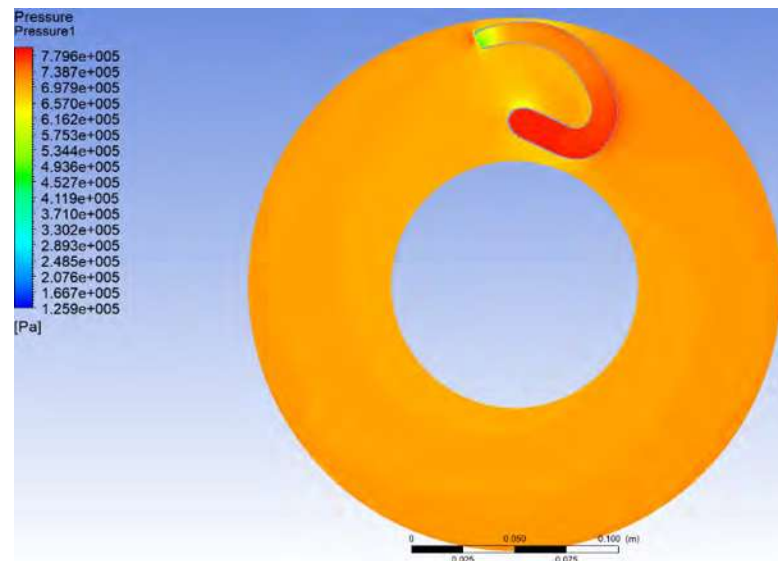


Figura 3.66. Perfiles de presión global.

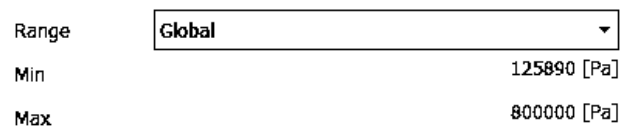


Figura 3.67. Valor mínimo y máximo de presión global.

3.4.4.1.8. TP7

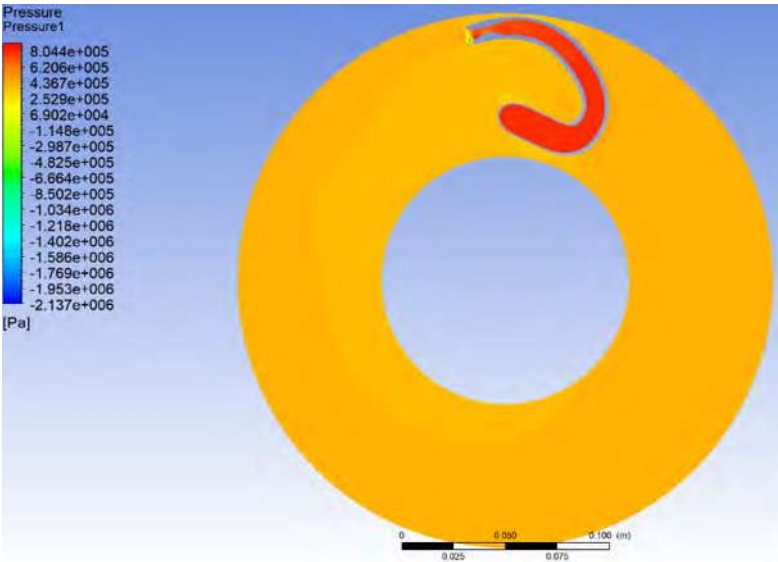


Figura 3.68. Perfiles de presión global.

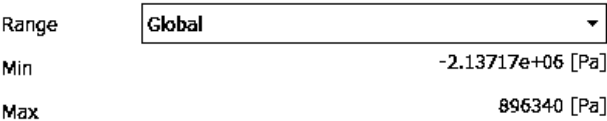


Figura 3.69. Valor mínimo y máximo de presión global.

3.4.4.1.9. TP8

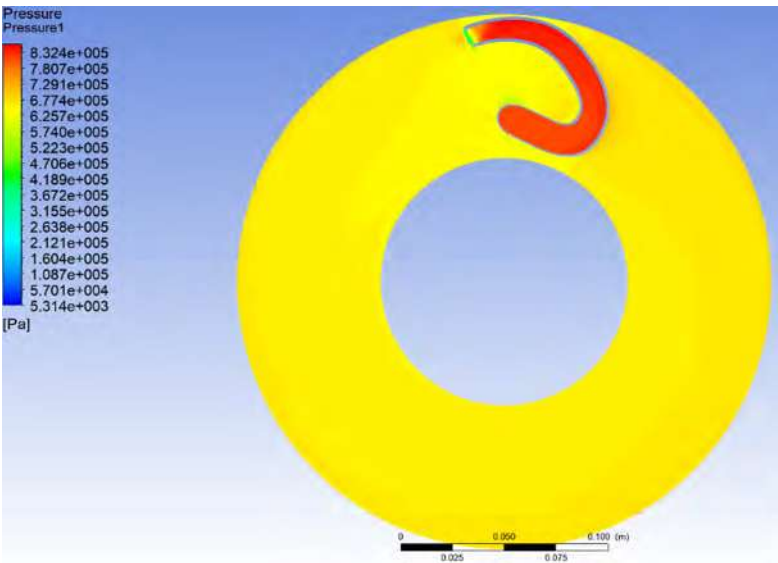


Figura 3.70. Perfiles de presión global.

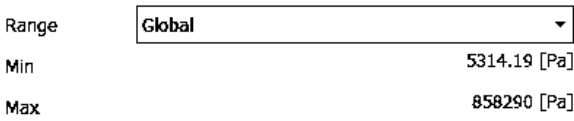


Figura 3.71. Valor mínimo y máximo de presión global.

### 3.4.4.2. Presiones en FLUENT®

Un punto importante a aclarar es que en algunos de los perfiles se muestran presiones negativas, lo cual se observa en el código de colores de cada perfil.

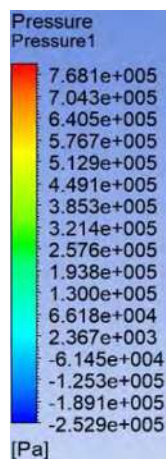


Figura 3.72. Código de colores para la distribución de presiones.

Esto se debe a que los perfiles de presión se forman a partir de la presión estática del sistema que se obtiene luego de la simulación.

FLUENT® nos permite relacionar la presión estática manométrica con cualquier cantidad seleccionada por el usuario. Esta cantidad seleccionada es la presión de operación.

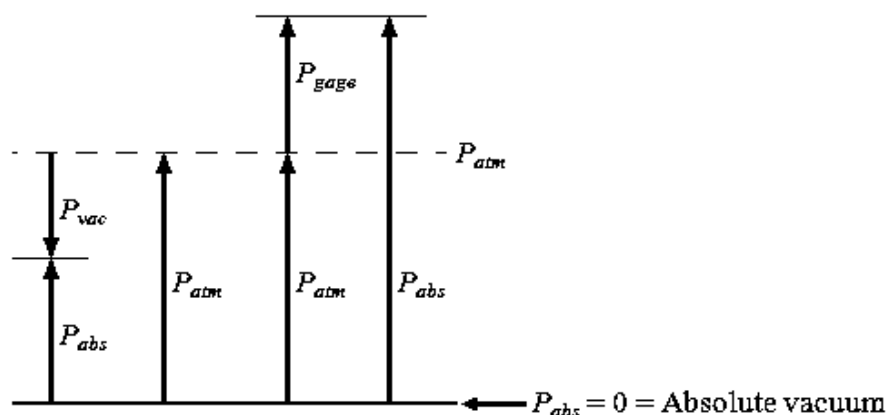


Figura 3.73. Esquema de presiones (CFD Online, 2017).

Haciendo referencia a la Figura 3.73., se puede entender mejor el manejo de presiones en FLUENT® si se intercambia la presión atmosférica ( $P_{atm}$ ) por la presión de operación seleccionada por el usuario ( $P_{op}$ ), y a la presión manométrica ( $P_{gage}$ ) por la presión estática ( $P_s$ ), de tal forma que:

$$P_s = P_{abs} - P_{op} \quad (3.21)$$

En un caso incompresible ( $\rho=\text{cte.}$ ), se trabaja con presiones manométricas y no absolutas. FLUENT® calcula y muestra todas las presiones como presión relativa desde una presión de operación, que se puede configurar. La presión negativa que se muestra en el análisis solo significa que dicha presión está por debajo de la presión de operación (CFD Online, 2017).

Esto se debe a que el gradiente de presión ingresa en las ecuaciones de Navier-Stokes, por lo que son las diferencias de presión las que impulsan el flujo. Entonces, en regiones de flujo separado, la baja presión dentro de esa región será relativa a la presión fija más baja en su sistema y puede ser negativa.

Sin embargo, si se modelara un gas ideal, entonces la presión de operación podría necesitar ser fijada, por ejemplo, en la atmósfera, porque ahora una presión absoluta negativa daría lugar a densidades negativas y complicaría el caso de estudio (CFD Online, 2017).

### 3.4.4.3. Simplificación del modelo matemático

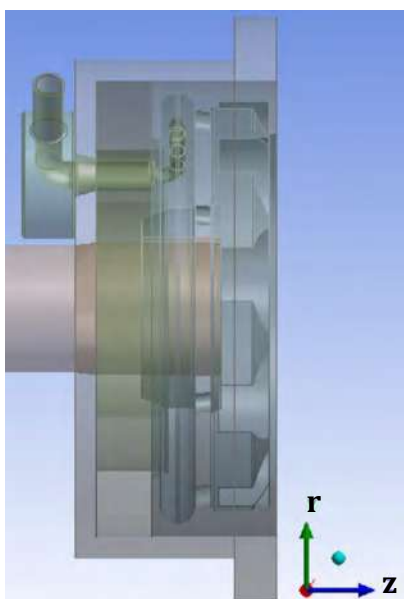


Figura 3.74. Sistema de coordenadas cilíndricas para la bomba Pitot.

De acuerdo con los perfiles de velocidad mostrados en las siguientes imágenes y considerando el estudio como un análisis en estado estacionario, tenemos que:

$$\frac{\partial v_r}{\partial t} = \frac{\partial v_\theta}{\partial t} = \frac{\partial v_z}{\partial t} = 0 \quad (3.22)$$

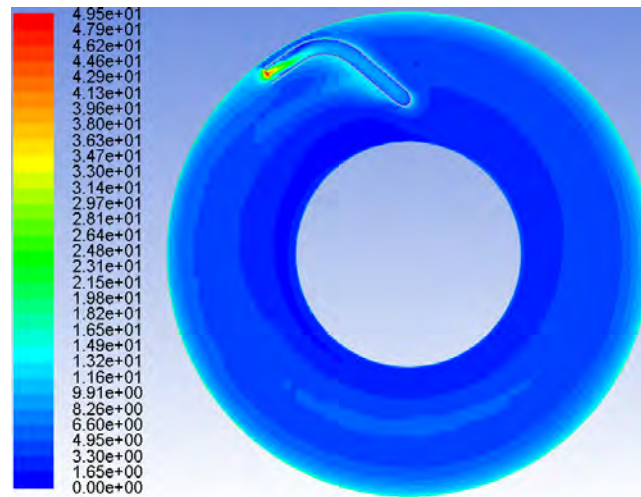


Figura 3.75. Perfil frontal de velocidad total de la BPO (m/s).

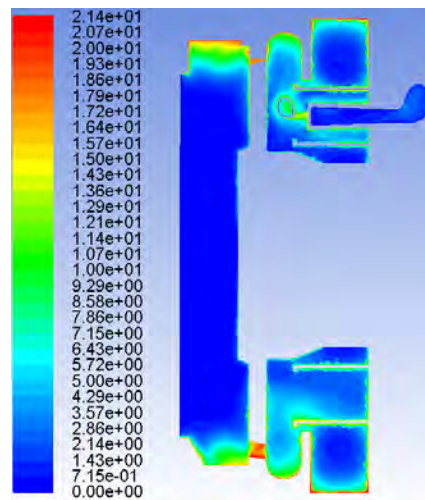


Figura 3.76. Perfil lateral de velocidad total de la BPO (m/s).

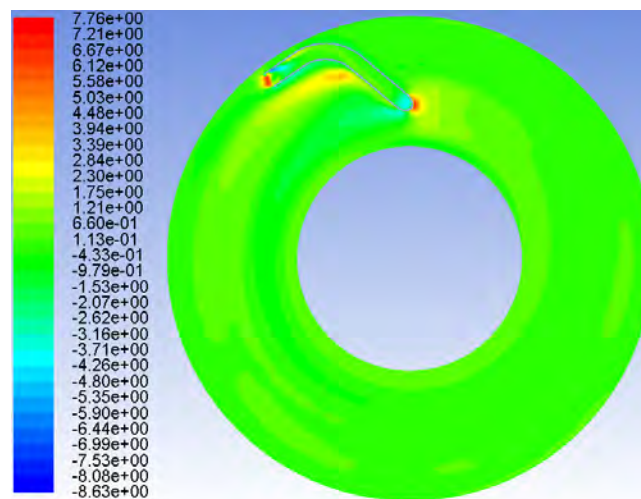


Figura 3.77. Perfil frontal de velocidad axial de la BPO (m/s).



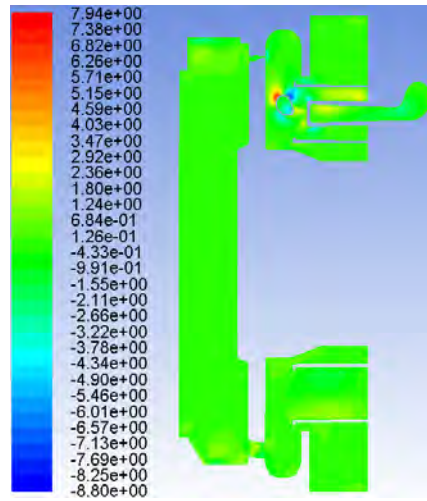


Figura 3.78. Perfil lateral de velocidad axial de la BPO (m/s).

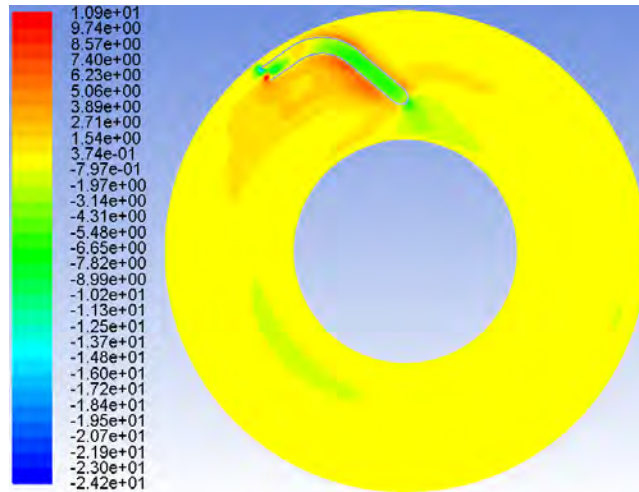


Figura 3.79. Perfil frontal de velocidad radial de la BPO (m/s).

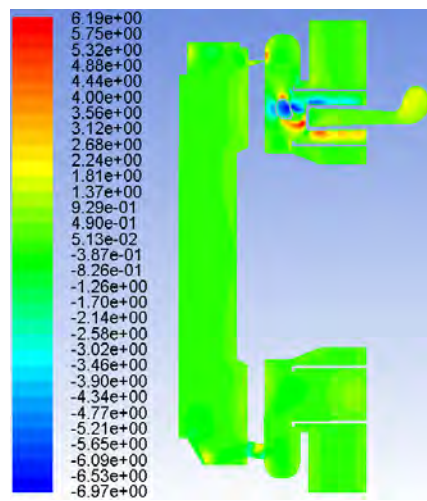


Figura 3.80. Perfil lateral de velocidad radial de la BPO (m/s).

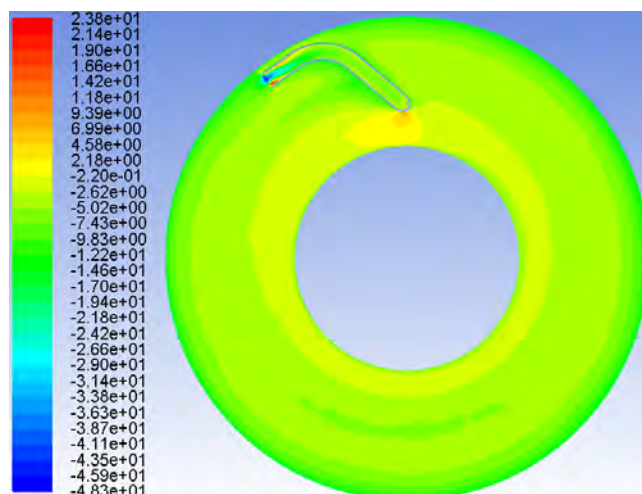


Figura 3.81. Perfil frontal de velocidad tangencial de la BPO (m/s).

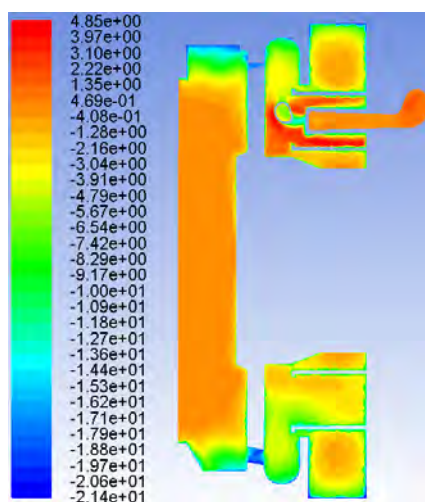


Figura 3.82. Perfil lateral de velocidad tangencial de la BPO (m/s).

Así mismo, de acuerdo con las consideraciones realizadas al inicio de la sección 3.4.3., estamos tratando con un análisis con  $\rho$  y  $\mu$  constantes, siendo que para nuestro caso de estudio, y con las condiciones del mismo, ninguno de estos dos parámetros varían significativamente con la temperatura, quedando demostrado en la Tabla 3.4.

La Tabla 3.8. contiene cada uno de los términos contenidos en las ecuaciones del modelo matemático. Esta tabla se ha realizado con la finalidad de distinguir que términos de estas ecuaciones se conservan luego de hacer las consideraciones previas.

| <b>Consideraciones para la reducción de las ecuaciones que describen el comportamiento del fluido</b> |             |                                         |   |                                                        |   |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|-----------------------------------------|---|--------------------------------------------------------|---|
| $v_r$                                                                                                 | ✓           | $\frac{\partial v_z}{\partial z}$       | 0 | $\frac{\partial \tau_{\theta r}}{\partial \theta}$     | ✓ |
| $v_\theta$                                                                                            | ✓           | $\tau_{rr}$                             | ✓ | $\frac{\partial \tau_{zr}}{\partial z}$                | ✓ |
| $v_z$                                                                                                 | ✓           | $\tau_{\theta\theta}$                   | ✓ | $\frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r}$           | ✓ |
| $\frac{\partial v_r}{\partial r}$                                                                     | ✓           | $\tau_{zz}$                             | 0 | $\frac{\partial \tau_{\theta\theta}}{\partial \theta}$ | ✓ |
| $\frac{\partial v_\theta}{\partial r}$                                                                | ✓           | $\tau_{r\theta} = \tau_{\theta r}$      | ✓ | $\frac{\partial \tau_{z\theta}}{\partial z}$           | ✓ |
| $\frac{\partial v_z}{\partial r}$                                                                     | ✓           | $\tau_{\theta z} = \tau_{z\theta}$      | ✓ | $\frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r}$                | ✓ |
| $\frac{\partial v_r}{\partial \theta}$                                                                | ✓           | $\tau_{zr} = \tau_{rz}$                 | ✓ | $\frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial \theta}$     | ✓ |
| $\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}$                                                           | ✓           | $\frac{\partial p}{\partial r}$         | ✓ | $\frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}$                | ✓ |
| $\frac{\partial v_z}{\partial \theta}$                                                                | ✓           | $\frac{\partial p}{\partial \theta}$    | 0 | $g_r$                                                  | ✓ |
| $\frac{\partial v_r}{\partial z}$                                                                     | $\approx 0$ | $\frac{\partial p}{\partial z}$         | 0 | $g_\theta$                                             | 0 |
| $\frac{\partial v_\theta}{\partial z}$                                                                | 0           | $\frac{\partial \tau_{rr}}{\partial r}$ | ✓ | $g_z$                                                  | 0 |

Tabla 3.8. Consideraciones para la reducción del modelo matemático.

De acuerdo a lo anterior, las ecuaciones que describen nuestro modelo matemático quedan expresadas de la siguiente forma:

$$\tau_{rr} = -\mu \left[ 2 \frac{\partial v_r}{\partial r} \right] \quad (3.23)$$

$$\tau_{\theta\theta} = -\mu \left[ 2 \left( \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r}{r} \right) \right] \quad (3.24)$$

$$\tau_{zz} = 0 \quad (3.25)$$

$$\tau_{r\theta} = \tau_{\theta r} = -\mu \left[ r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right] \quad (3.26)$$

$$\tau_{\theta z} = \tau_{z\theta} = -\mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right] \quad (3.27)$$

$$\tau_{zr} = \tau_{rz} = -\mu \left[ \frac{\partial v_z}{\partial r} \right] \quad (3.28)$$

*Ley de la viscosidad de Newton, en coordenadas cilíndricas.*

$$\rho \left( v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} - \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rr}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \tau_{\theta r} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{zr} - \frac{\tau_{\theta\theta}}{r} \right] - \rho g_r \quad (3.29)$$

$$\rho \left( v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r v_\theta}{r} \right) = - \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \tau_{r\theta}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \tau_{\theta\theta} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{z\theta} \right] \quad (3.30)$$

$$\rho \left( v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right) = - \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rz}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \tau_{\theta z} \right] \quad (3.31)$$

*Ecuación de movimiento en términos de  $\tau$ , en coordenadas cilíndricas.*

$$\rho \left( v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[ \frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right] - \rho g_r \quad (3.32)$$

$$\rho \left( v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r v_\theta}{r} \right) = \mu \left[ \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right] \quad (3.33)$$

$$\rho \left( v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right) = \mu \left[ \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} \right] \quad (3.34)$$

*Ecuación de movimiento para un fluido Newtoniano con  $\rho$  y  $\mu$  constantes, en coordenadas cilíndricas.*

#### 3.4.4.4. Interpretación de resultados y selección del nuevo diseño del tubo Pitot

Con la información anterior y la obtenida de cada uno de los perfiles de presión se selecciona la geometría con la que continuara el análisis FSI, que como se mencionó en la sección 3.4.3.1.1, se elegirá en base al  $\Delta P$  más bajo en comparación al obtenido con el análisis del TPO.

| Modelo | P <sub>mín</sub> (Pa) | P <sub>máx</sub> (Pa) | $\Delta P = P_{máx} - P_{mín}$ (Pa) |
|--------|-----------------------|-----------------------|-------------------------------------|
| TPO    | -252,893.00           | 800,055.00            | 1,052,948.00                        |
| TP1    | -436,103.00           | 984,818.00            | 1,420,921.00                        |

|            |                   |                   |                   |
|------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| TP2        | 53,387.80         | 1,034,230.00      | 980,842.20        |
| TP3        | 57,987.30         | 800,000.00        | 742,012.70        |
| <b>TP4</b> | <b>144,539.00</b> | <b>808,698.00</b> | <b>664,159.00</b> |
| TP5        | -58,565.30        | 813,122.00        | 871,687.30        |
| TP6        | 125,890.00        | 800,000.00        | 674,110.00        |
| TP7        | -2,137,170.00     | 896,340.00        | 3,033,510.00      |
| TP8        | 5,314.19          | 858,290.00        | 852,975.81        |

Tabla 3.9. Comparación de resultados de los análisis de fluido.

Debido a que las presiones de los perfiles obtenidos se verán reflejadas como cargas sobre la parte estructural, en el análisis de elementos finitos (FEA), la geometría que se eligió para someterla al análisis FSI es la que se simuló con el TP4.

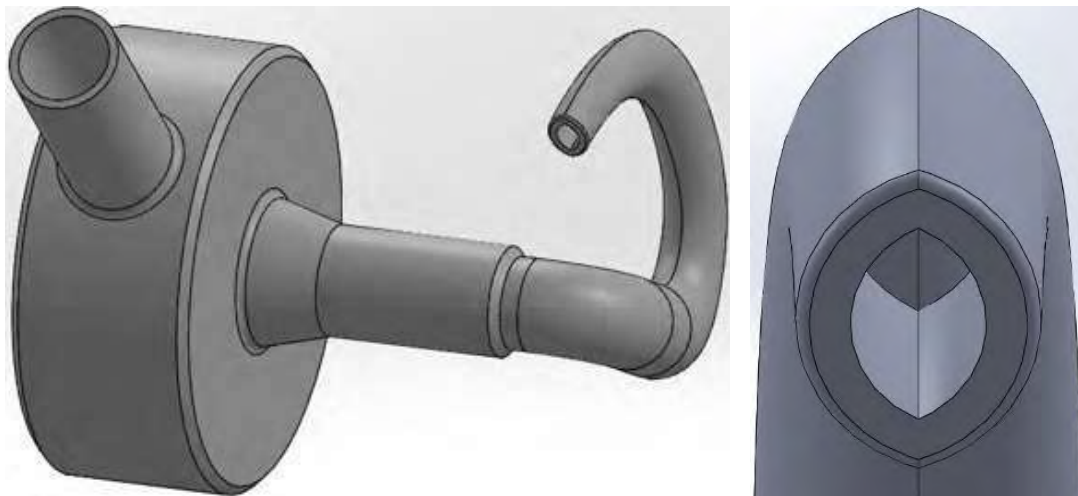


Figura 3.83. Geometría seleccionada (TP4) para el análisis FSI.

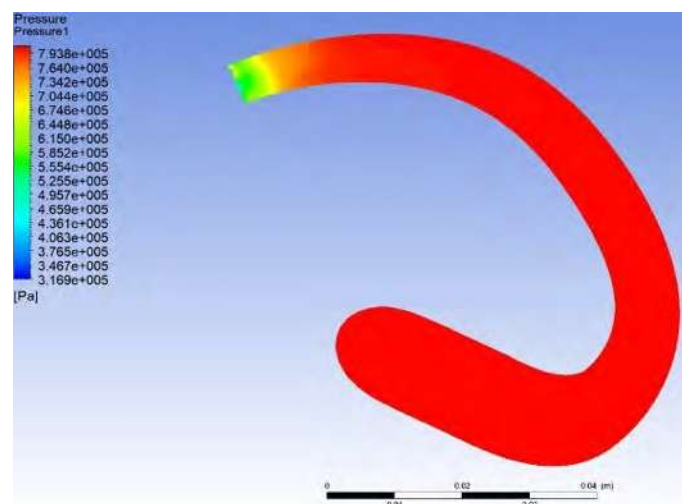


Figura 3.84. Distribución de presiones en la sección transversal del TP4.

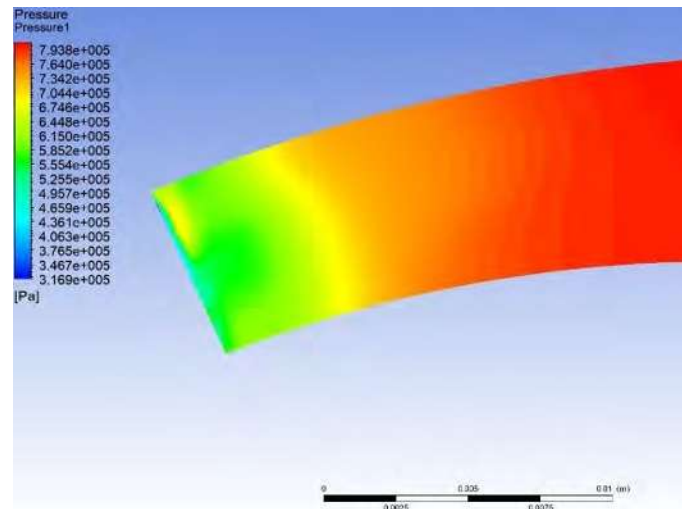


Figura 3.85. Distribución de presiones en la entrada del TP4.

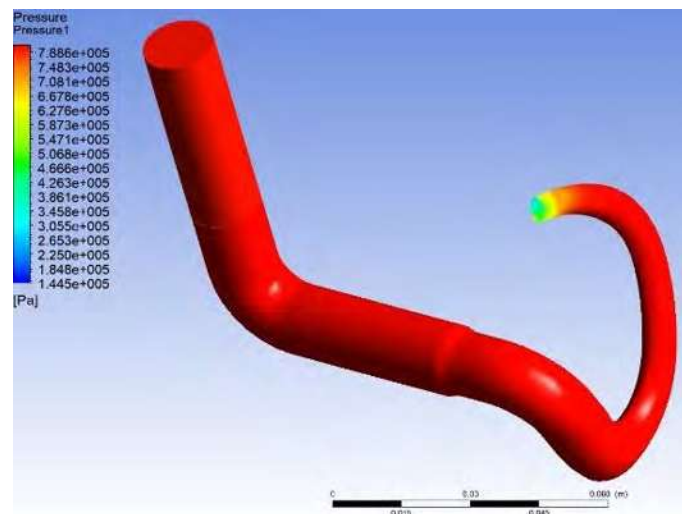


Figura 3.86. Distribución de presiones global en el TP4.

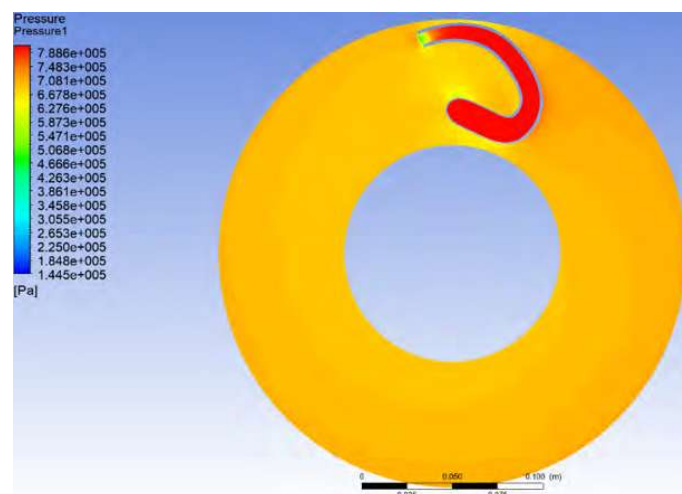


Figura 3.87. Análisis de fluido con el TP4.

## Capítulo 4. Análisis de interacción fluido-estructura y de elementos finitos

### 4.1. Interacción fluido-estructura (FSI)

La interacción fluido-estructura (FSI) es el acoplamiento de diversas físicas y las combinaciones más utilizadas son los análisis de fluidodinámica y mecánica estructural, es decir, que se produce cuando un flujo de fluido interactúa con una estructura sólida o un cuerpo. Este acoplamiento tiene en consideración el campo de presión o térmico de un análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD) y las consecuencias directas de esta carga en el análisis estructural.

Este tipo de análisis es crucial en la comprensión de muchos problemas de ingeniería. Ayuda a la selección de material, fatiga, efecto sobre el flujo de fluido y parámetros estructurales, etc. Además, de que sirve para mejorar diseños.

Existe un sin número de componentes que pueden ser estudiados bajo el punto de vista de FSI. Válvulas industriales, tuberías que transportan fluidos a alta temperatura, rotores de máquinas rotativas, aerogeneradores, válvulas sanguíneas, antenas parabólicas, entre otros. Básicamente, la mayoría de los productos involucran varias físicas y ahora este estudio es más factible de realizar y es ampliamente utilizado (ESSS, 2018).

Los estudios FSI pueden dividirse en dos grupos:

1. FSI 1-way/interacción fluido-estructura de una vía.
2. FSI 2-way/interacción fluido-estructura de dos vías.

#### 4.1.1. Interacción fluido-estructura de 1 vía

Este tipo de estudio es el más común y exige menos recurso computacional. En ese tipo de análisis, la evaluación CFD es resuelta en un software, después los resultados son exportados e importados a un software de análisis estructural. Eso solo puede ser hecho si la carga de datos de CFD no causa gran distorsión en el análisis de elementos finitos. El efecto contrario es posible mediante el envío de datos de un análisis FEA para un análisis de CFD. Esta línea de trabajo, sin embargo, no es empleada (ESSS, 2018).



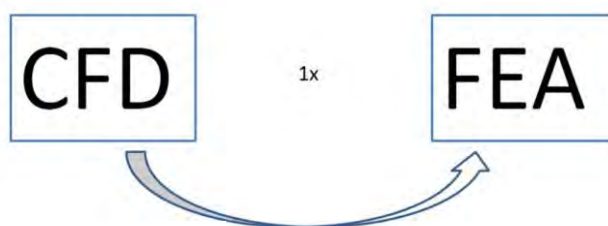


Figura 4.1. Método FSI de 1 vía (ESSS, 2018).

#### 4.1.2. Interacción fluido-estructura de 2 vías

En este caso un análisis CFD resuelve y luego exporta los resultados para un análisis estructural. Esta carga puede causar la deformación de la estructura y el desplazamiento altera significativamente el campo del fluido, lo que modifica el flujo como un todo en el dispositivo. Posteriormente los datos obtenidos del análisis estructural son exportados e importados al análisis CFD para que se realice nuevamente.

El nuevo estudio vuelve a transmitir los datos al análisis FEA y el ciclo se reinicia. Este proceso puede ocurrir “n” veces hasta que se logre la convergencia deseada, lo que requiere mayor recurso computacional debido a los diversos acoplamientos y generación de malla (ESSS, 2018).

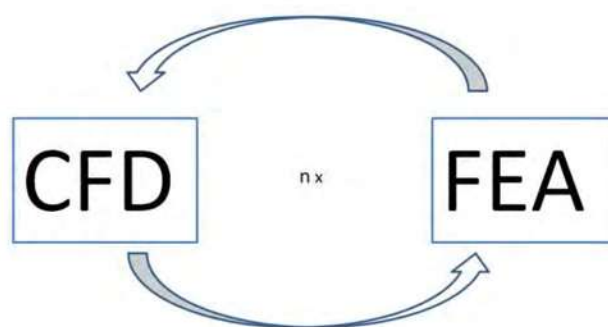


Figura 4.2. Método FSI de 2 vías (ESSS, 2018).

#### 4.1.3. Acoplamiento FSI de 1 vía en ANSYS®

Realizar un análisis de 1 vía resulta la opción más adecuada para analizar el problema que estamos estudiando. Para el caso en el cual  $\rho$  y  $\mu$  no se hubieran considerado constantes, o que las variaciones de las mismas debidas a la temperatura hubieran mostrado grandes cambios en los perfiles de presión, sería necesario hacer uso de un análisis FSI de 2 vías, ya que, tanto  $\rho$  como  $\mu$ , estarían siendo afectadas y sus magnitudes variarían debido a estas implicaciones.

El acoplamiento FSI de 1 vía tiene en cuenta un proceso secuencial. Por ejemplo, si se estudian las fuerzas aplicadas a un intercambiador de calor por un flujo se podrían estimar las deformaciones y tensiones. Si ahora consideramos pequeños desplazamientos teniendo poca influencia sobre el flujo fluido, podemos simplificar notablemente el problema.

El programa ANSYS®, en este caso, proporciona soluciones consistentes para acoplamientos entre estructura y fluido. El análisis FSI de 1 vía atañe a acoplamientos estructurales, electromagnéticos y fluidos apropiados para análisis estáticos. Está basado en archivos, es unidireccional e implica el empleo de un resultado previo como condición de contorno para la obtención de un resultado posterior (ESSS, 2018).

El procedimiento para realizar este tipo de acoplamiento es sencillo gracias a las herramientas del software. En ANSYS® solo se necesita realizar el análisis CFD en el módulo FLUENT® y posteriormente se crea un módulo de tipo estático estructural, el cual se enlaza con la geometría y la solución del módulo FLUENT®, tal como se muestra en la Figura 4.3.

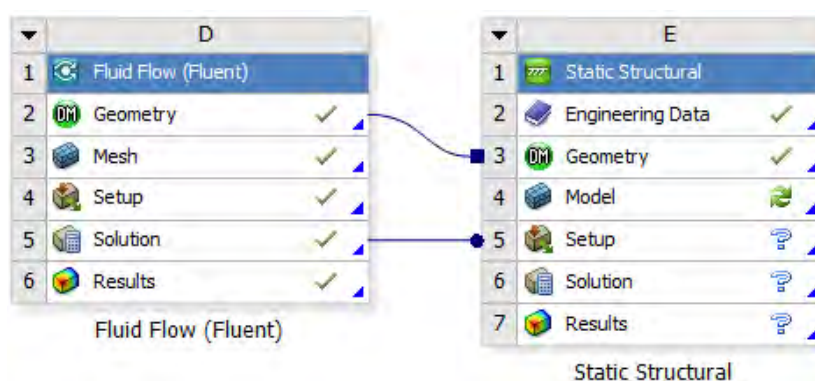


Figura 4.3. Acoplamiento de módulos para el análisis FSI en ANSYS®.

Automáticamente los dos “Solvers” comprenderán el acoplamiento permitiendo el intercambio de información entre ellos.

## 4.2. Análisis de elementos finitos (FEA) y método de elementos finitos (FEM)

El análisis de elementos finitos (FEA) es la simulación de cualquier fenómeno físico dado usando la técnica numérica llamada método de elementos finitos (FEM). Se usa para reducir el número de prototipos físicos y experimentos, y así optimizar los componentes en su fase de diseño para desarrollar mejores productos, más rápidamente (Simscale, 2018).

En este método el continuo se divide en un número finito de partes, “elementos”, cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominados “nodos”. Estos nodos son los puntos de unión de cada elemento con sus adyacentes.

La solución del sistema completo sigue las reglas de los problemas discretos. El sistema completo se forma por ensamblaje de los elementos. Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a ser el valor de estas funciones en los nodos.

El comportamiento en el interior de cada elemento queda definido a partir del comportamiento de los nodos mediante las adecuadas funciones de interpolación o funciones de forma (Simscale, 2018).

El FEM, por tanto, se basa en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, esta transformación se denomina discretización del modelo. El conocimiento de lo que sucede en el interior de este modelo del cuerpo aproximado, se obtiene mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos. Es por tanto una aproximación de los valores de una función a partir del conocimiento de un número determinado y finito de puntos.

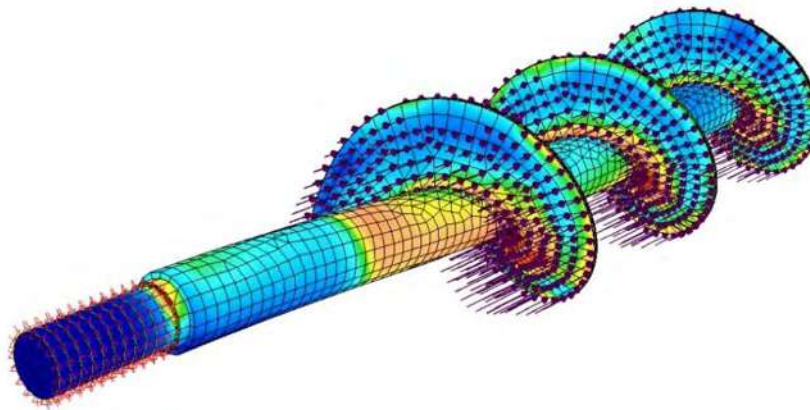


Figura 4.4. Estudio de elementos finitos (Simscale, 2018).

Para determinar las características de un análisis estático estructural lineal, la ecuación a utilizar es la siguiente:

$$[K]\{U\} = \{F\} \quad (4.1)$$

donde:

K es la matriz global de rigidez, U es el vector de desplazamiento nodal global y F es el vector de fuerza nodal global.

De manera similar, para un análisis estático estructural no lineal, la ecuación que describe sus características es la siguiente:

$$[K(U)]\{U\} = \{F(U)\} \quad (4.2)$$

Existen otro tipo de análisis de elemento finitos como los son (Grupo SSC, 2015):

- *Análisis dinámico estructural modal*: se usa para determinar las características de vibración de una estructura, es decir, las frecuencias naturales y las formas de modo.
- *Análisis dinámico estructural armónico*: se utiliza para determinar la respuesta de una estructura a cargas estacionarias armónicas. Por ejemplo, las máquinas rotatorias ejercen fuerzas constantes y alternas sobre los cojinetes y las estructuras de soporte. Estas fuerzas causan diferentes deflexiones y tensiones dependiendo de la velocidad de rotación.
- *Análisis dinámico estructural transitorio*: se puede usar para calcular la respuesta de una estructura a cargas variables en el tiempo.
- *Análisis térmico estructural en estado estable o transitorio*: es utilizado para calcular el comportamiento de una estructura ante cargas térmicas, ya sea que dichas cargas varíen o no con el tiempo. La ecuación utilizada para describir las características de este análisis es la siguiente:

$$[K(T)]\{T\} = \{Q(T)\} \quad (4.3)$$

donde:

T es la matriz global de temperatura y Q es el vector de cargas térmicas global.

La mayoría de los procesos y fenómenos físicos, tales como el comportamiento estructural o de fluidos, el transporte térmico, la propagación de ondas y el crecimiento de células biológicas, etc., se describen utilizando ecuaciones diferenciales parciales (EDPs). Sin embargo, para que una computadora resuelva estas ecuaciones, se han desarrollado técnicas numéricas durante las últimas décadas y una de las principales, hoy en día, es el análisis de elementos finitos.

Las ecuaciones diferenciales no solo pueden describir procesos de la naturaleza sino también fenómenos físicos que se encuentran en la ingeniería. Estas EDPs son ecuaciones complicadas que deben ser resueltas para calcular cantidades relevantes de una estructura (como tensiones, deformaciones, etc.) para estimar un cierto comportamiento del componente investigado bajo una carga dada (Simscale, 2018).

Es importante saber que el análisis de elementos finitos solo brinda una solución aproximada del problema y es un enfoque numérico para obtener el resultado real de estas ecuaciones diferenciales parciales.

Simplificado, el análisis de elementos finitos es un método numérico utilizado para predecir cómo se comporta una parte o un ensamble en determinadas condiciones. Se utiliza como base para el software de simulación moderno y ayuda a encontrar puntos débiles, áreas de tensión, etc., en los diseños.

Los resultados de una simulación basada en el método FEA generalmente se representan a través de una escala de colores que muestra, por ejemplo, la distribución de la presión sobre el objeto (Simscale, 2018).

#### 4.2.1. Convergencia de malla

Uno de los problemas más olvidados en la mecánica computacional, que afecta la precisión, es la convergencia de malla. Esto se relaciona con cuán pequeños deben ser los elementos para garantizar que los resultados de un análisis no se vean afectados por el cambio de tamaño de la malla.

Al entrar en la cuestión del refinamiento de la malla, no siempre es necesario que la malla de todo el modelo se refine. El Principio de San Venant hace cumplir que las tensiones locales en una región no afectan las tensiones en otros lugares. Por lo tanto, desde un punto de vista físico, el modelo puede refinarse solo en regiones particulares de interés y además tener una zona de transición de malla gruesa a fina. Hay dos tipos de refinamientos (h y p). El refinamiento-h se refiere a la reducción en los tamaños de los elementos, mientras que el refinamiento-p se refiere a aumentar el orden del elemento (Simscale, 2018).

En el [Anexo 1](#) se muestran las tablas parciales de los análisis de convergencia de malla.

#### 4.2.2. Aplicaciones del análisis de elementos finitos

Las aplicaciones del método de elementos finitos apenas están comenzando a alcanzar su potencial. Uno de los prospectos más interesantes es su aplicación a problemas relacionados como la interacción fluido-estructura; problemas termomecánicos, termoquímicos, termo-químico-mecánicos, piezoeléctricos, ferroeléctricos, electromagnéticos y otras áreas relevantes (Simscale, 2018).

### 4.3. Proceso de configuración del análisis FSI

Al realizar cualquier análisis de elementos finitos se deben realizar ciertas tareas que pueden considerarse como los pasos necesarios para completar el análisis. Haciendo referencia al módulo del análisis estático estructural de ANSYS®, los pasos a seguir se enumeran de la siguiente manera:

1. Celda “Engineering Data” (Figura 4.5.): esta celda representa las definiciones de propiedades del material para el análisis. Por defecto, WORKBENCH® supone que todo en nuestro modelo está hecho de acero estructural. Para el caso que se analiza, es necesario cambiar las propiedades por defecto a las del material de la estructura (Fundición 4%C), mismas que se encuentran en la Tabla 3.6.

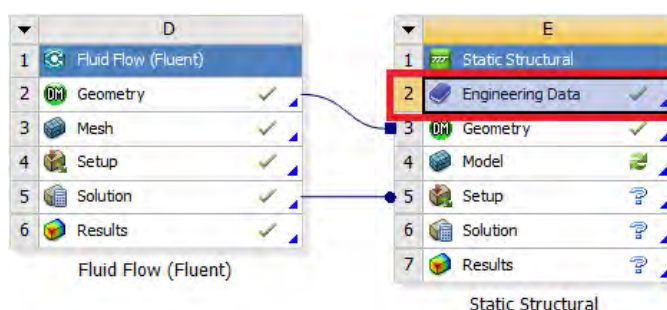


Figura 4.5. Celda “Engineering Data” del módulo “Static Structural”.

| Outline of Schematic C2: Engineering Data |                                  |   |   |
|-------------------------------------------|----------------------------------|---|---|
|                                           | A                                | B | C |
| 1                                         | Contents of Engineering Data     |   |   |
| 2                                         | Material                         |   |   |
| 3                                         | Steel                            |   |   |
| 4                                         | Structural Steel                 |   |   |
|                                           | Click here to add a new material |   |   |

| Properties of Outline Row 2: Steel |                                                   |                      |                                    |
|------------------------------------|---------------------------------------------------|----------------------|------------------------------------|
|                                    | A                                                 | B                    | C                                  |
| 1                                  | Property                                          | Value                | Unit                               |
| 2                                  | Density                                           | 7900                 | kg m <sup>-3</sup>                 |
| 3                                  | Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion |                      |                                    |
| 6                                  | Isotropic Elasticity                              |                      |                                    |
| 7                                  | Derive from                                       | Young's Modulus a... |                                    |
| 8                                  | Young's Modulus                                   | 2E+11                | Pa                                 |
| 9                                  | Poisson's Ratio                                   | 0.3                  |                                    |
| 10                                 | Bulk Modulus                                      | 1.6667E+11           | Pa                                 |
| 11                                 | Shear Modulus                                     | 7.6923E+10           | Pa                                 |
| 12                                 | Alternating Stress Mean Stress                    | Tabular              |                                    |
| 16                                 | Strain-Life Parameters                            |                      |                                    |
| 24                                 | Tensile Yield Strength                            | 2.5E+08              | Pa                                 |
| 25                                 | Compressive Yield Strength                        | 2.5E+08              | Pa                                 |
| 26                                 | Tensile Ultimate Strength                         | 4.6E+08              | Pa                                 |
| 27                                 | Compressive Ultimate Strength                     | 0                    | Pa                                 |
| 28                                 | Isotropic Thermal Conductivity                    | 52.3                 | W m <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>  |
| 29                                 | Specific Heat                                     | 418.4                | J kg <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup> |
| 30                                 | Isotropic Relative Permeability                   | 10000                |                                    |
| 31                                 | Isotropic Resistivity                             | 1.7E-07              | ohm m                              |

Figura 4.6. Propiedades a modificar en la celda “Engineering Data” (Density, Thermal Conductivity y Specific Heat).

2. Celda “Model” (Figura 4.7.): en esta celda se hará la configuración para el análisis estructural, aquí se genera la malla, se asignan las propiedades del material a las diferentes partes de la estructura, y se establecen las cargas y condiciones de frontera.
3. Celda “Solution”: al actualizar esta celda (“Update”) se procede a resolver el análisis.
4. Celda “Results”: en esta celda se visualizan y analizan los resultados obtenidos en la simulación.

El paso 2 es el más importante del procedimiento, ya que al tratarse de un análisis FSI es necesario importar los datos obtenidos en el análisis CFD al módulo estructural.



Se realizan dos análisis estructurales, uno corresponde al análisis del TP0 y el otro al TP4, siendo este último el que se seleccionó, en base a los perfiles de presión de la sección 3.4.4.4., como el nuevo diseño del tubo Pitot.

Para llevar a cabo cada uno de estos análisis es necesario ingresar a la celda “Model” del módulo correspondiente al análisis estructural.

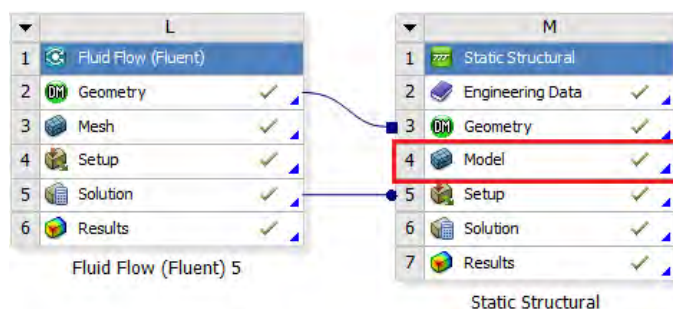


Figura 4.7. Celda “Model” del módulo “Static Structural”.

Dividiremos el paso 2 en secciones intermedias para tener un mejor orden en cuanto al procedimiento para llevar a cabo el análisis FSI.

- 2.1. Se asigna el material a cada una de las partes de la estructura, en este caso todas las piezas que componen el modelo están fabricadas del mismo material (Fundición 4%C), por lo que únicamente se cambia al material correspondiente, el cual se añadió previamente en la celda “Engineering Data”.

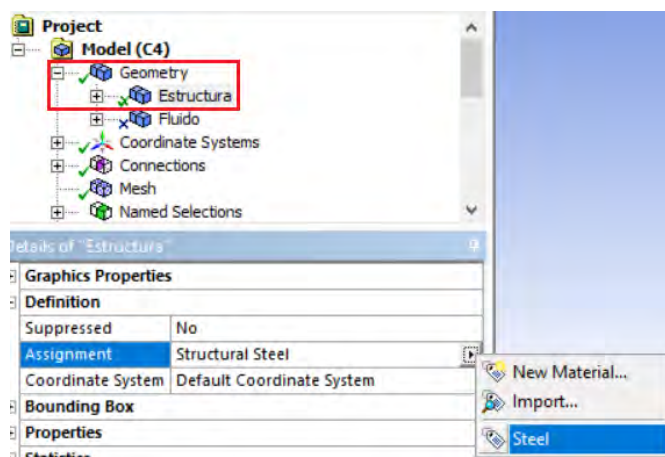


Figura 4.8. Operación para el cambio de material de la estructura.

- 2.2. Se suprimen las geometrías de fluido en la sección “Geometry” del árbol de operaciones. Este mismo paso se realizó en el análisis CFD, pero de manera inversa, ya que fue la parte estructural la que se suprimió.



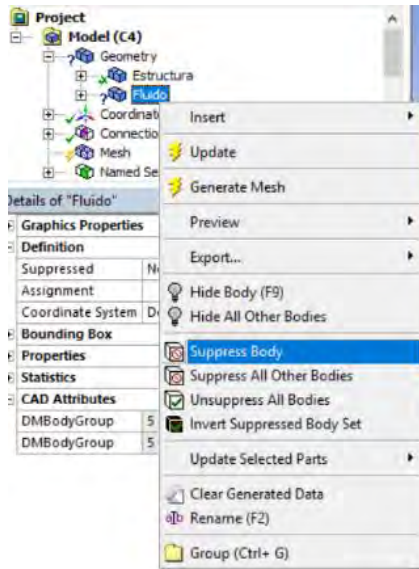


Figura 4.9. Operación para suprimir la parte de fluido.

- 2.3. Se genera la malla que mejor se adapte a la geometría y que, a su vez, cumpla con los parámetros de calidad de la misma (Element Quality, Aspect Ratio, Skewness y Orthogonal Quality, principalmente).



Figura 4.10. Malla generada para la parte estructural con elementos de tipo tetraédricos.

| Details of "Mesh"                              |                     |
|------------------------------------------------|---------------------|
| Shape Checking                                 | Standard Mechanical |
| Element Midside Nodes                          | Program Controlled  |
| <b>Sizing</b>                                  |                     |
| Size Function                                  | Curvature           |
| Relevance Center                               | Medium              |
| Initial Size Seed                              | Active Assembly     |
| Smoothing                                      | High                |
| Transition                                     | Slow                |
| Span Angle Center                              | Fine                |
| <input type="checkbox"/> Curvature Normal A... | Default (18.0 °)    |
| <input type="checkbox"/> Min Size              | 5.e-002 in          |
| <input type="checkbox"/> Max Face Size         | 0.20 in             |
| <input type="checkbox"/> Max Tet Size          | 0.20 in             |
| <input type="checkbox"/> Growth Rate           | Default (1.20 )     |
| Automatic Mesh Base...                         | On                  |
| <input type="checkbox"/> Defeaturing Tolera    | 3.e-002 in          |
| Minimum Edge Length                            | 7.6255e-002 in      |

| Statistics                                  |                 |
|---------------------------------------------|-----------------|
| <input type="checkbox"/> Nodes              | 1406665         |
| <input type="checkbox"/> Elements           | 959920          |
| Mesh Metric                                 | Aspect Ratio    |
| <input type="checkbox"/> Min                | 1.1575          |
| <input type="checkbox"/> Max                | 9.4728          |
| <input type="checkbox"/> Average            | 1.8671          |
| <input type="checkbox"/> Standard Deviation | 0.46377         |
| Mesh Metric                                 | Element Quality |
| <input type="checkbox"/> Min                | 0.15913         |
| <input type="checkbox"/> Max                | 1.              |
| <input type="checkbox"/> Average            | 0.82885         |
| <input type="checkbox"/> Standard Deviation | 0.10154         |
| Mesh Metric                                 | Skewness        |
| <input type="checkbox"/> Min                | 7.3964e-009     |
| <input type="checkbox"/> Max                | 0.97948         |
| <input type="checkbox"/> Average            | 0.23953         |
| <input type="checkbox"/> Standard Deviation | 0.13338         |

Figura 4.11. Configuración de la malla, número de elementos y detalles de los parámetros de calidad.

Es importante mencionar que una malla con un número elevado de elementos hará que el proceso de importación de los archivos que contienen la distribución de presiones obtenidas en el análisis CFD consuma una mayor cantidad de memoria computacional y, por ende, un mayor tiempo de importación. Es necesario tener un balance entre el número de elementos de la malla y la calidad de la misma. Por esta razón, se deben tener muy en cuenta los parámetros de calidad mencionados anteriormente.

Por ejemplo, no es necesario que por mantener el valor de Skewness lo más cercano a 0 posible (valor óptimo), se tenga que refinar la malla de una manera desmedida. Basta únicamente con considerar un valor para este parámetro que cumpla con mantener la calidad de la malla.

- 2.4. Se configuran las condiciones de frontera en la estructura. Para este caso se asignarán 2 diferentes tipos de condiciones de frontera. El primero es un soporte fijo ("Fixed Support"), el cual se asigna dando clic derecho sobre la sección "Static Structural" -> "Insert" -> "Fixed Support" (Figura 4.12.), en el árbol de operaciones. Dicho soporte se asigna a una de las caras de la carcasa exterior, tal como se muestra en la Figura 4.13.

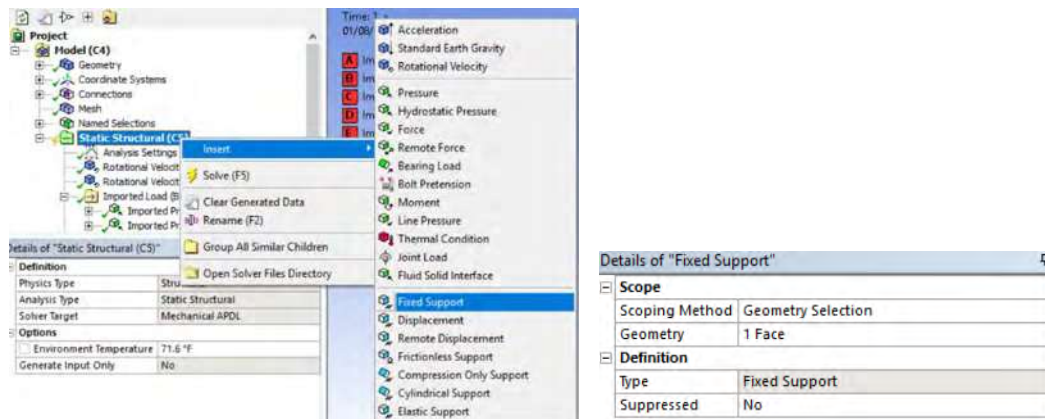


Figura 4.12. Procedimiento para asignar una condición de frontera de tipo "Fixed Support".

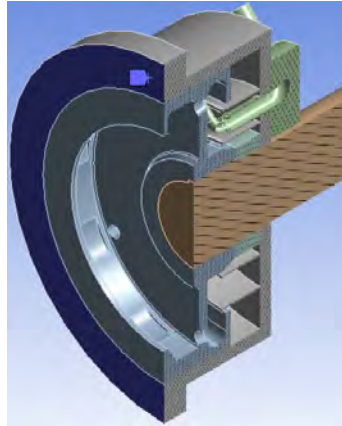


Figura 4.13. Cara de la estructura donde se asignó el "Fixed Support".

El segundo tipo se trata de una asignación que proporcione la condición de giro a las geometrías, de la parte estructural, que se encuentran en rotación. Como sabemos el eje es el que provee el movimiento rotacional a la carcasa interna, la cual, a su vez, es la que acelera el fluido en su interior para que bajo esta condición de giro entre al tubo Pitot.

Por lo tanto, al eje y a la carcasa interna se les asigna la condición de frontera de tipo "Rotational Velocity", en la misma ubicación en el árbol de operaciones que la anterior, con un valor de -1500 rpm. El valor es negativo por la convención de signos que utiliza ANSYS®, ya que por defecto el sentido de rotación es antihorario. El eje de rotación corresponde al eje Z del sistema de coordenadas.

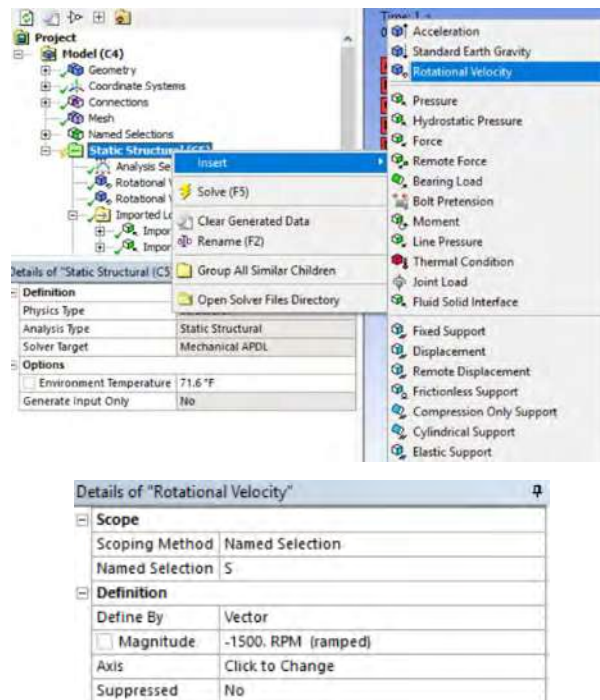


Figura 4.14. Procedimiento para asignar una condición de frontera de tipo "Rotational Velocity".

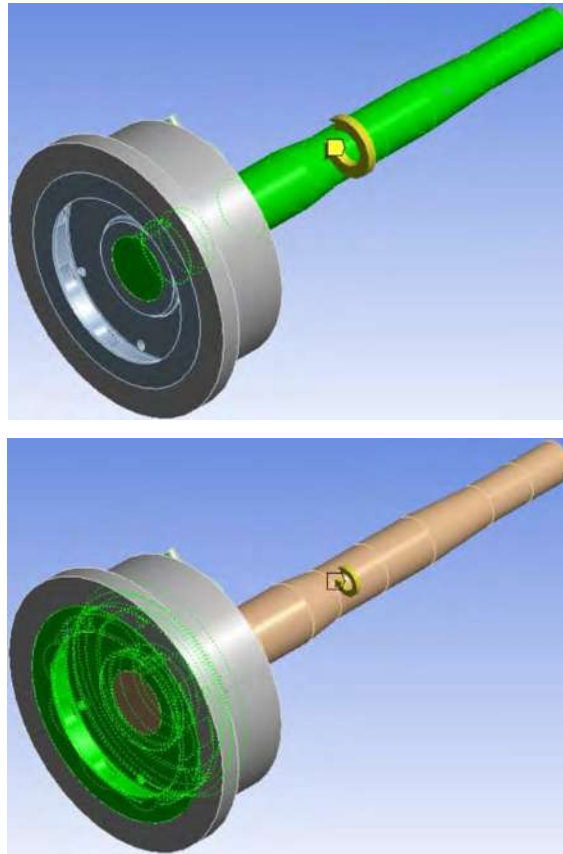


Figura 4.15. Asignación de la condición de frontera al eje y a la carcasa interna, respectivamente.

- 2.5. Se procede con la importación de los archivos de solución generados en los análisis CFD para cada caso. En el árbol de operaciones, dando clic derecho sobre "Imported Load" -> "Insert", se selecciona "Pressure" (Figura 4.16.). A continuación, en el cuadro de detalles que aparecerá, se elige Scoping Method -> Named Selection y en Named Selection -> SI, como se muestra en la Figura 4.17.

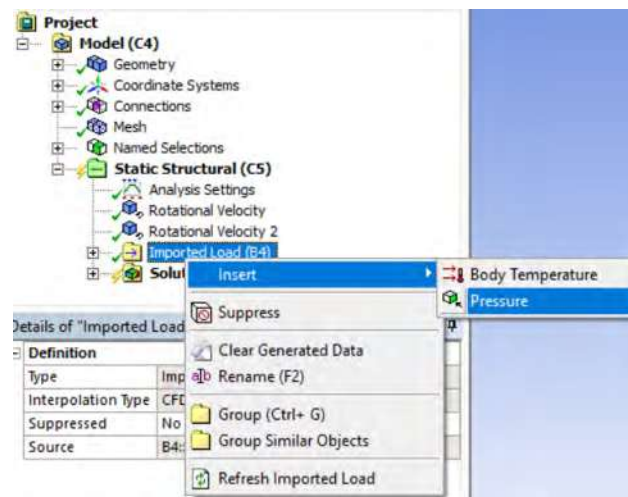


Figura 4.16. Proceso de importación de los archivos de presiones generados en el módulo FLUENT®.



Si recordamos, en la sección 3.4.1.1., se nombraron caras y cuerpos (“Named Selection”), tanto de la parte estructural como de la de fluido, para facilitar la asignación de valores a las condiciones de frontera en el análisis CFD. Una de ellas se nombró “SI” (“Structure Interface”). Esta selección estaba constituida por todas las caras, únicamente de la parte estructural, donde el fluido tenía contacto.

En el cuadro de detalles de “Imported Pressure” se selecciona “SI” como método de distribución para la presión en la parte estructural (“Scoping Method”).

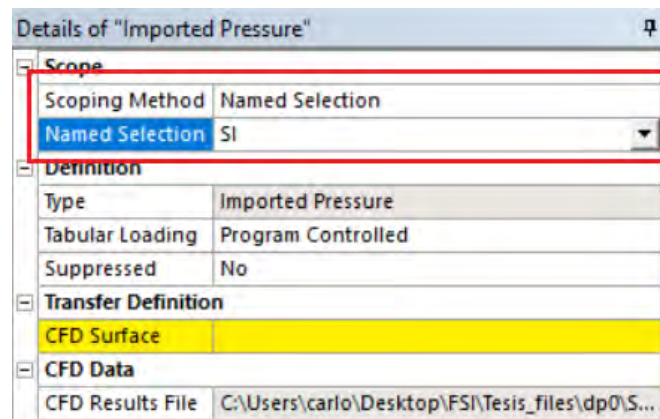


Figura 4.17. Selección de “SI” como método de distribución de presiones.

- 2.6. Continuando en el cuadro de detalles de “Imported Pressure”, en la sección “CFD Surface”, se selecciona “wall fc”. Esta selección corresponde al fluido en las carcasas, más específicamente, a las presiones generadas sobre esta parte de la estructura.

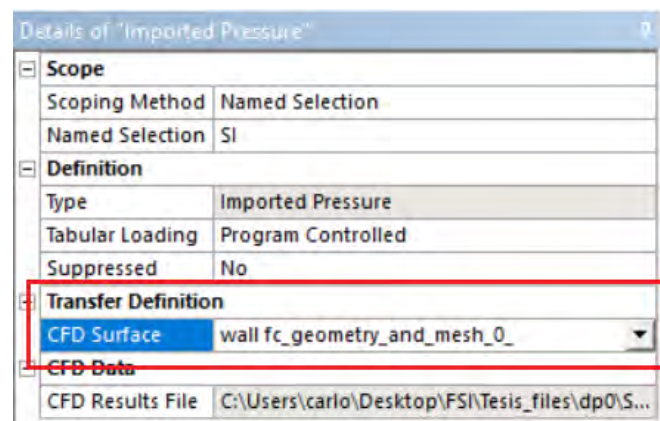


Figura 4.18. Selección de la superficie de transferencia correspondiente a las carcasas.

- 2.7. Se repite el procedimiento de los puntos 2.5. y 2.6., pero en este último se selecciona “wall fpt”, el cual corresponde a las presiones generadas en el tubo Pitot.

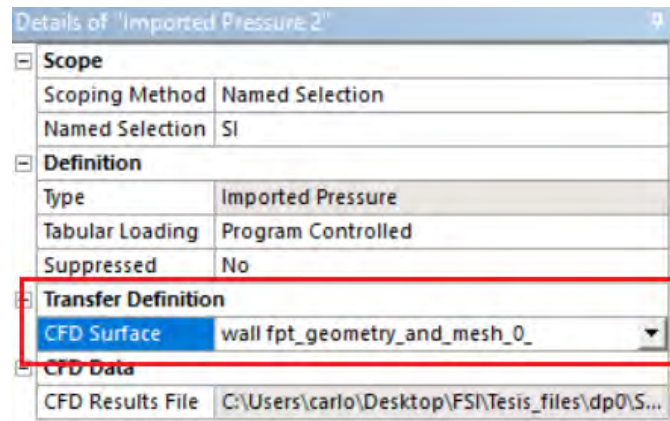


Figura 4.19. Selección de la superficie de transferencia correspondiente al tubo Pitot.

- 2.8. Como último paso de la configuración del análisis se proceden a seleccionar, en la sección “Solution” -> “Insert”, del árbol de operaciones, los enfoques de solución de los cuales se desea visualizar su comportamiento. Es posible seleccionar deformaciones totales, esfuerzos de Von Mises, esfuerzos normales, cortantes, esfuerzos máximos principales, etc.

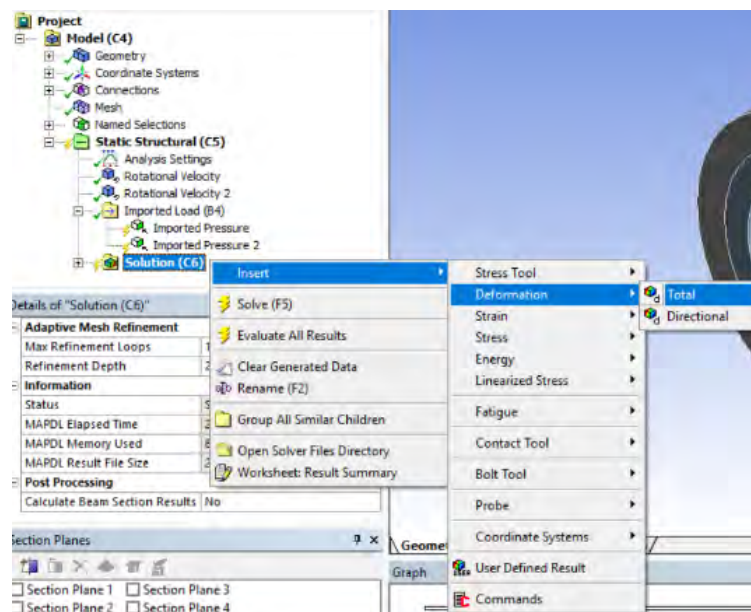


Figura 4.20. Proceso de selección de los enfoques de solución para el análisis.

Los enfoques de solución se pueden aplicar a todo el conjunto estructural, o bien, aislar cualquier parte del mismo para someterla a análisis. Es posible también seleccionar caras o bordes de cualquier geometría, y obtener el comportamiento de los mismos bajo las condiciones aplicadas.

Esta acción se lleva a cabo con las herramientas de selección adecuadas en la sección “Scope” (Figura 4.21.), del cuadro de detalles de un enfoque de solución.

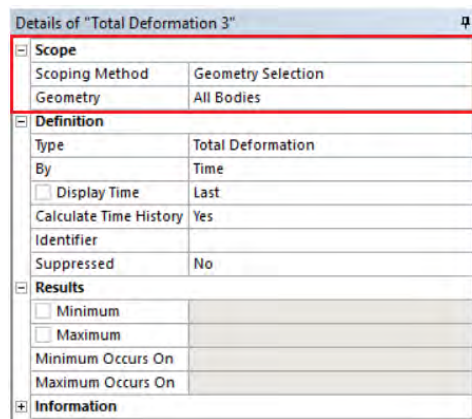


Figura 4.21. Método de asignación de geometrías para los enfoques de solución.

La parte estructural que nos interesa analizar es el eje de la bomba, ya que es aquí donde se pretende encontrar un cambio en las cargas axiales generadas por la distribución presiones, provenientes de los análisis CFD. Para este efecto, los enfoques de solución se aplicarán únicamente a este componente de la bomba. En cada uno de los dos análisis se consideraron los siguientes enfoques de solución:

- Deformación total (Total Deformation)
- Esfuerzo equivalente/Von Mises (Equivalent Stress – Von Mises)
- Máximo esfuerzo principal (Maximum Principal Stress)
- Máximo esfuerzo de corte (Maximum Shear Stress)
- Esfuerzo normal (orientación Z) (Normal Stress)
- Energía de deformación (Strain Energy)

2.9. Finalmente, al presionar la tecla “F5” se procede a resolver el análisis. Otra opción de solución es actualizando la celda “Solution” como se mencionó previamente en el paso 3.

#### 4.3.1. Resultados (FSI)

Una vez concluido el análisis podemos observar el comportamiento del componente bajo las presiones generadas por el fluido en las simulaciones CFD, para cada uno de los dos análisis FSI (TPO y TP4).

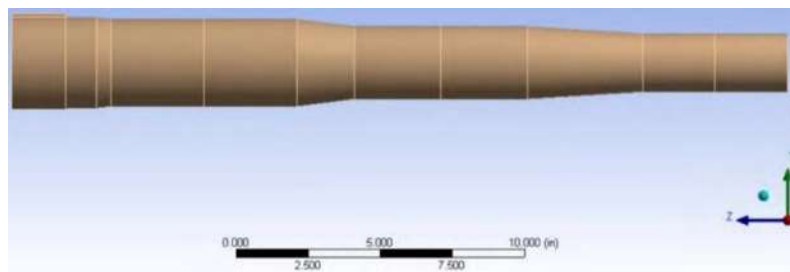


Figura 4.22. Eje de la bomba sin cargas aplicadas.



#### 4.3.1.1. Análisis FSI con TPO

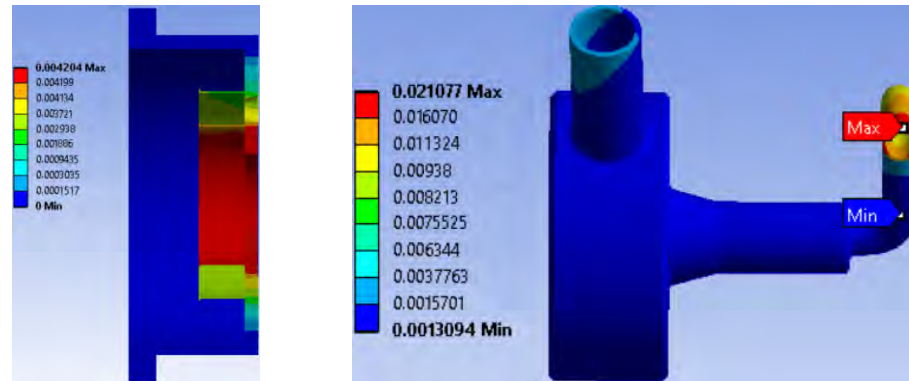


Figura 4.23. Deformaciones en la carcasa exterior y el TPO, respectivamente (Unidades: mm).

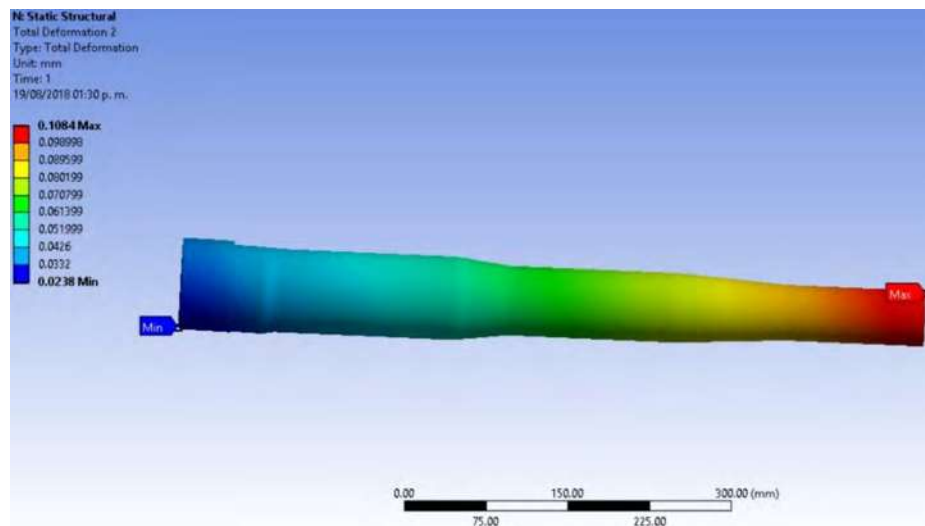


Figura 4.24. Deformación total.

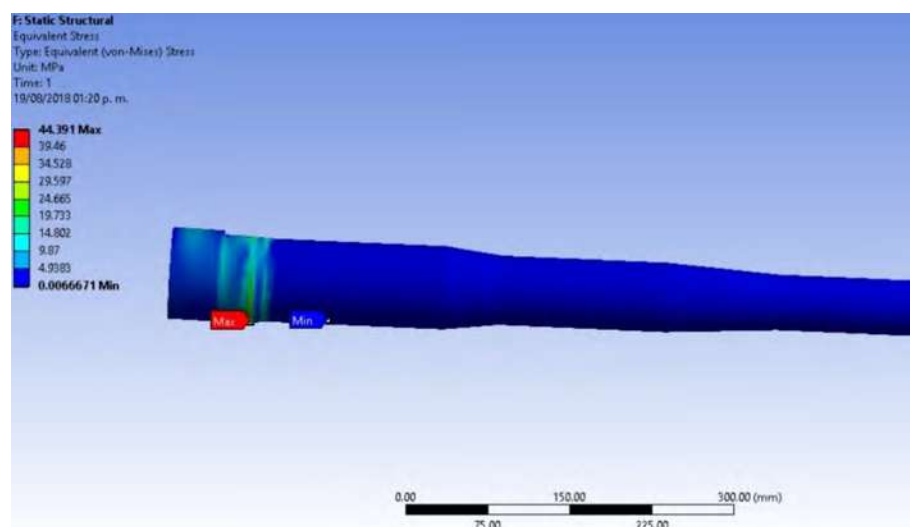


Figura 4.25. Esfuerzo equivalente/Von Mises.

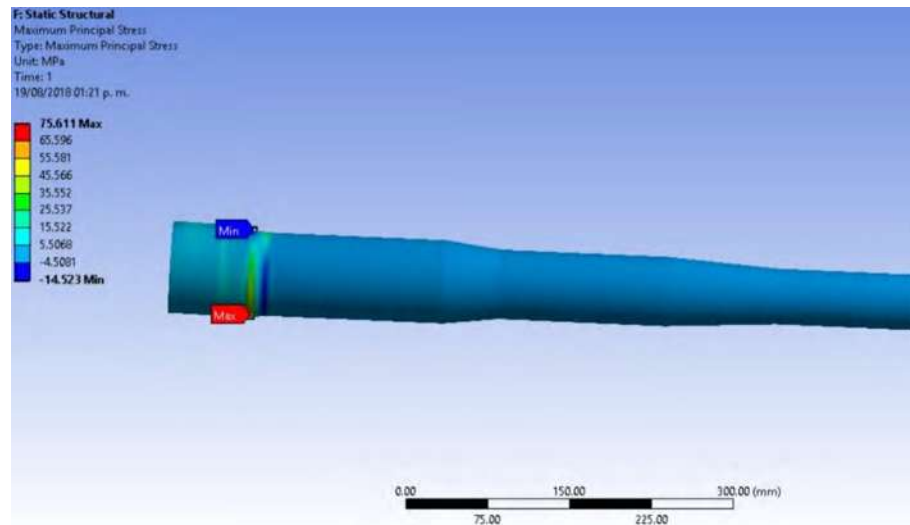


Figura 4.26. Máximo esfuerzo principal.

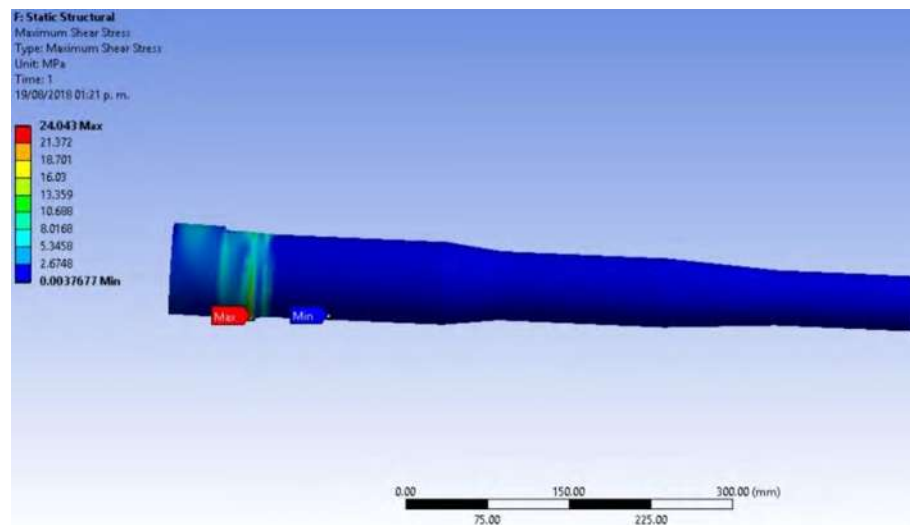


Figura 4.27. Máximo esfuerzo de corte.

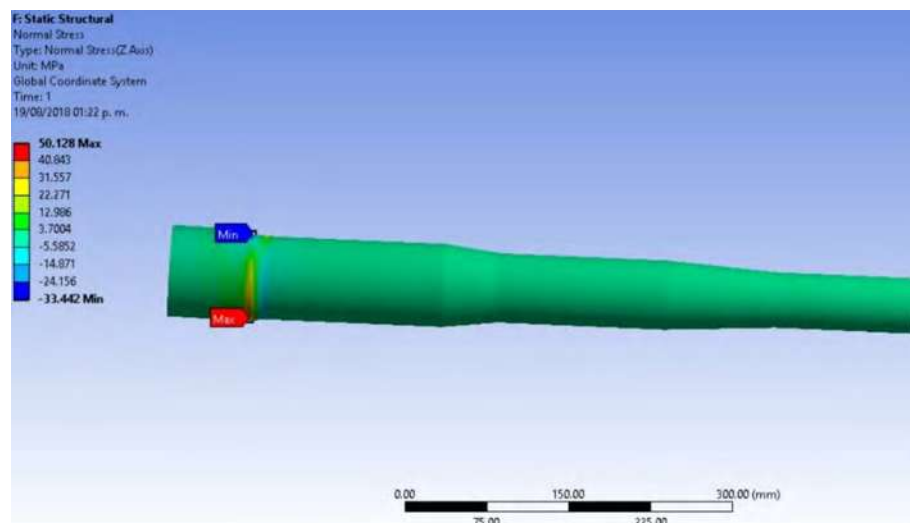


Figura 4.28. Esfuerzo normal (orientación Z).

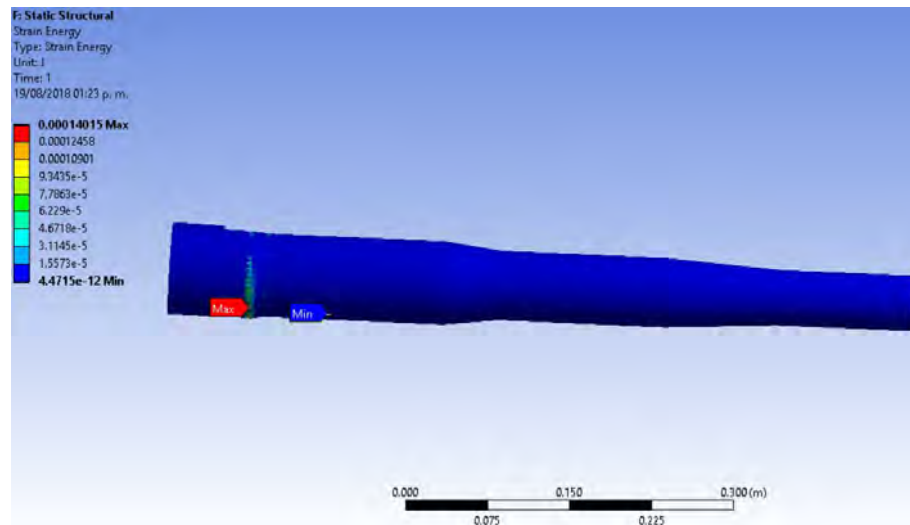


Figura 4.29. Energía de deformación.

#### 4.3.1.2. Análisis FSI con TP4

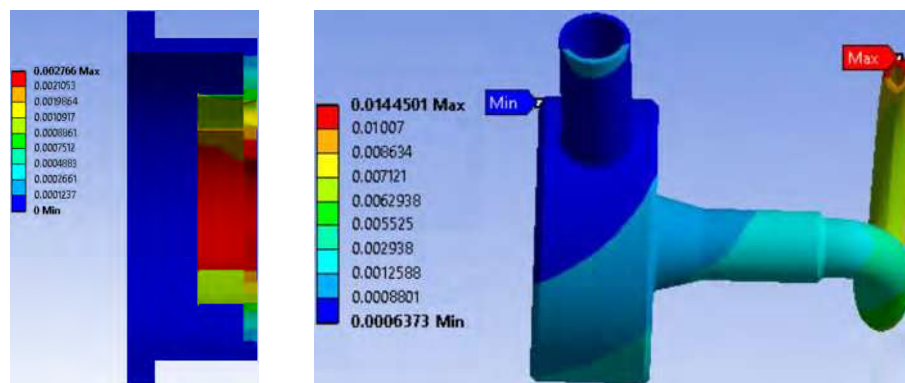


Figura 4.30. Deformaciones en la carcasa exterior y el TP4, respectivamente (Unidades: mm).

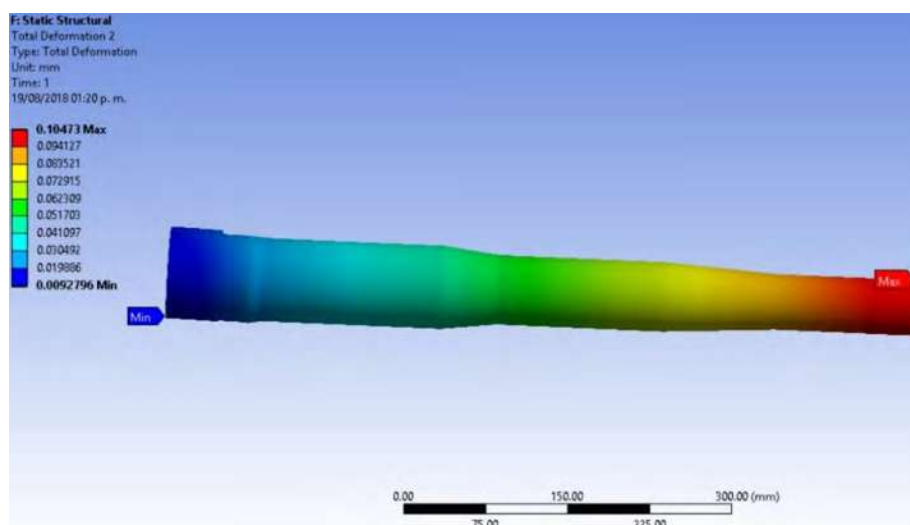


Figura 4.31. Deformación total.

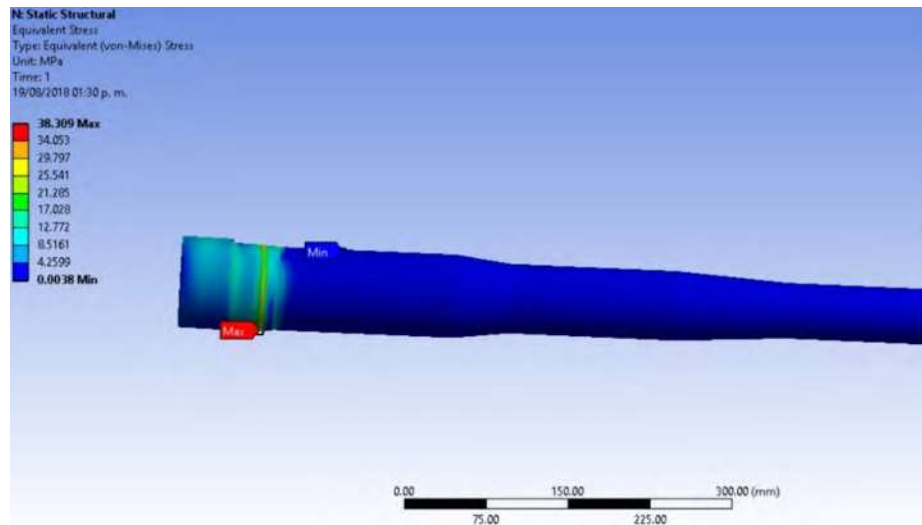


Figura 4.32. Esfuerzo equivalente/Von Mises.

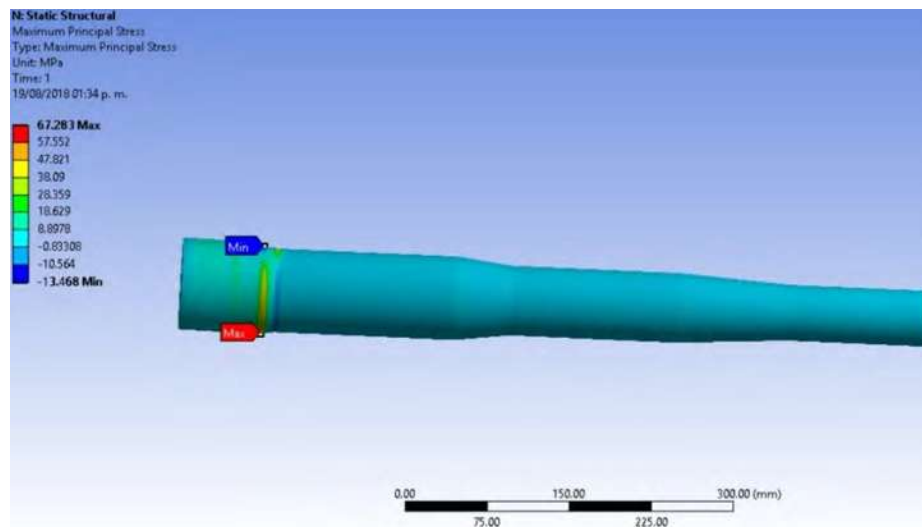


Figura 4.33. Máximo esfuerzo principal.

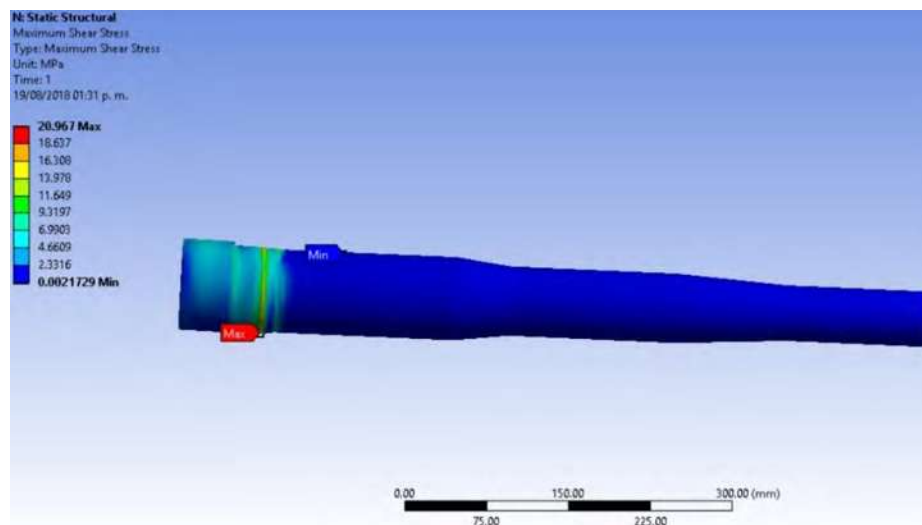


Figura 4.34. Máximo esfuerzo de corte.

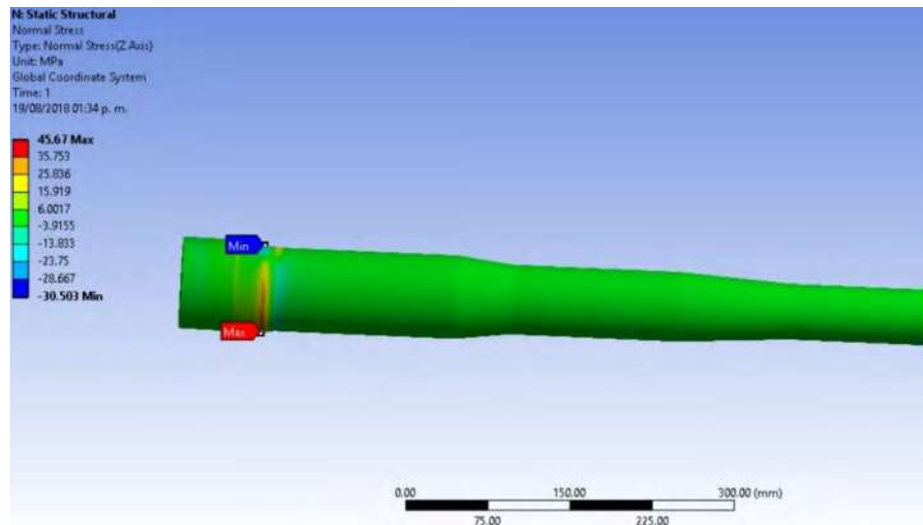


Figura 4.35. Esfuerzo normal (orientación Z).

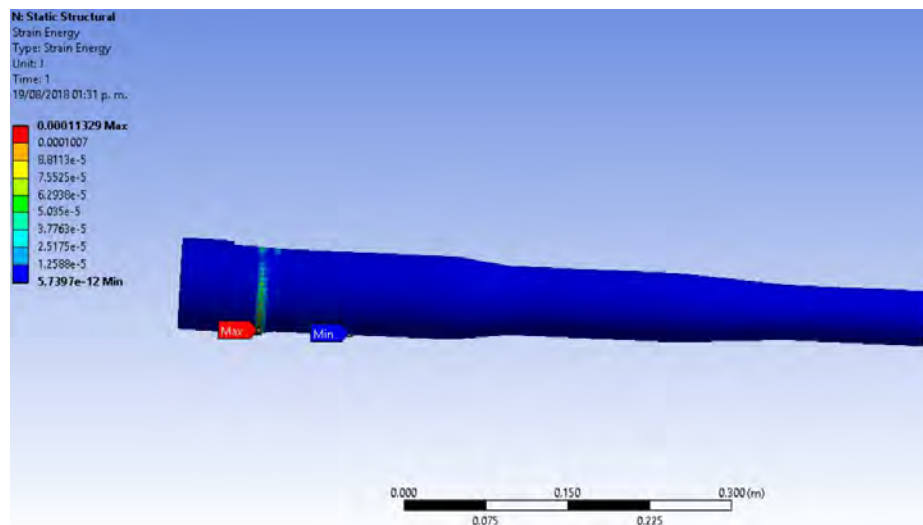


Figura 4.36. Energía de deformación.

#### 4.3.1.3. Comparación de resultados

De las figuras anteriores se puede construir la siguiente tabla de resultados para el eje de la bomba:

|                                      | Bomba Pitot con TPO |           | Bomba Pitot con TP4 |           |
|--------------------------------------|---------------------|-----------|---------------------|-----------|
|                                      | Máximo              | Mínimo    | Máximo              | Mínimo    |
| Deformación total (mm)               | 0.1084              | 0.0238    | 0.10473             | 0.0092796 |
| Esfuerzo equivalente/Von Mises (MPa) | 44.391              | 0.0066671 | 38.309              | 0.0038    |

|                                       |            |            |           |            |
|---------------------------------------|------------|------------|-----------|------------|
| Máximo esfuerzo principal (MPa)       | 75.611     | -14.523    | 67.283    | -13.468    |
| Máximo esfuerzo de corte (Mpa)        | 24.043     | 0.0037677  | 20.967    | 0.0021729  |
| Esfuerzo normal (orientación Z) (MPa) | 50.128     | -33.442    | 45.67     | -30.503    |
| Energía de deformación (J)            | 1.4015E-04 | 4.4715E-12 | 1.133E-04 | 5.7397E-12 |

Tabla 4.1. Tabla de resultados de los análisis FSI.

El signo negativo para el caso del esfuerzo máximo principal representa únicamente las direcciones de los esfuerzos. Mientras que, para el esfuerzo normal, el signo positivo representa un esfuerzo de tensión y el signo negativo uno de compresión. Cualquiera que sea el caso se debe tomar el valor absoluto de los mismos, y ese representará el esfuerzo máximo.

#### 4.3.1.4. Interpretación de resultados

##### 4.3.1.4.1. Deformación total

Todos los softwares permiten la visualización de la deformación en 3 direcciones (X, Y, Z). Cada una de ellas corresponde a la deformación direccional. La deformación total se muestra como una magnitud, lo que proporciona una deformación general del sistema y se expresa como (ANSYS, Inc., Abril 2009):

$$D_T = \sqrt{D_x^2 + D_y^2 + D_z^2} \quad (4.4)$$

donde:

$D_x$ ,  $D_y$  y  $D_z$  representan las deformaciones direccionales.

Considerando únicamente los valores máximos de deformación total en el eje tenemos un valor de 0.1084 mm para el análisis con el TPO, en tanto que para el TP4 el valor es de 0.10473 mm, lo que indica un porcentaje de reducción del 3.386%. Esto puede no resultar un valor demasiado alto, sin embargo, la diferencia más notoria se muestra en los valores de esfuerzos en el eje.

Además, cabe mencionar que a principios de la década de los 80's, los modelos de la bomba Pitot comenzaron a diseñarse para que el equipo pudiera funcionar desde el punto de diseño hasta el cierre, sin que se curve el eje ni se agregue carga de empuje a los rodamientos.



De tal forma, que todas las cargas aplicadas sobre el eje, independientemente de su magnitud, se distribuyen y tienden a equilibrarse, logrando minimizar la deformación de este elemento (WEIR Specialty Pumps, Septiembre 2016).

#### 4.3.1.4.2. Esfuerzo equivalente/Von Mises

El esfuerzo de Von Mises es un valor que se usa para determinar si un material determinado cederá o se fracturará. Se usa principalmente para materiales dúctiles, como metales. Y es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño, porque permite que cualquier estado de esfuerzo tridimensional arbitrario se represente como un valor único de esfuerzo positivo (Simscale, 2018).

La tensión de Von Mises puede calcularse fácilmente a partir de las tensiones principales del tensor tensión en un punto de un sólido deformable, mediante la expresión (ANSYS, Inc., Abril 2009):

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (4.5)$$

donde:

$\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  son las tensiones principales.

Comparando los valores obtenidos para la tensión de Von-Mises, tenemos que el esfuerzo máximo para el TPO es de 44.391 MPa y para el TP4 de 38.309 MPa. Lo cual nos indica una reducción del 13.7% para el esfuerzo de Von-Mises.

#### 4.3.1.4.3. Máximo esfuerzo principal

A partir de la teoría de la elasticidad, un volumen infinitesimal de material en un punto arbitrario sobre o dentro del cuerpo sólido puede rotarse de manera que solo queden tensiones normales y que todas las tensiones de corte sean cero. Las tres tensiones normales que quedan se llaman esfuerzos principales (ANSYS, Inc., Abril 2009):

- $\sigma_1$  – Máximo
- $\sigma_2$  – Medio
- $\sigma_3$  – Mínimo

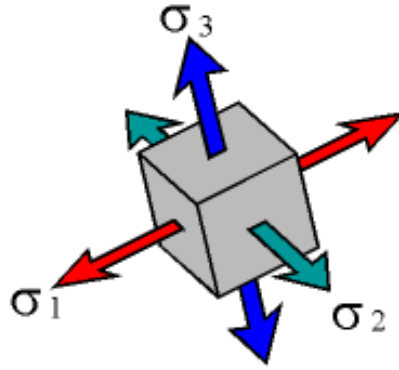


Figura 4.37. Representación de los esfuerzos principales (ANSYS, Inc., Abril 2009).

Los esfuerzos principales están siempre ordenados de tal manera que:  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$

Para este caso, el máximo esfuerzo principal para el TPO es de 75.611 MPa, mientras que para el TP4 tiene un valor de 67.283 MPa. La reducción del máximo esfuerzo principal equivale a 11.01%.

#### 4.3.1.4.4. Máximo esfuerzo de corte

El máximo esfuerzo de corte se encuentra trazando los círculos de Mohr utilizando los esfuerzos principales (ANSYS, Inc., Abril 2009):

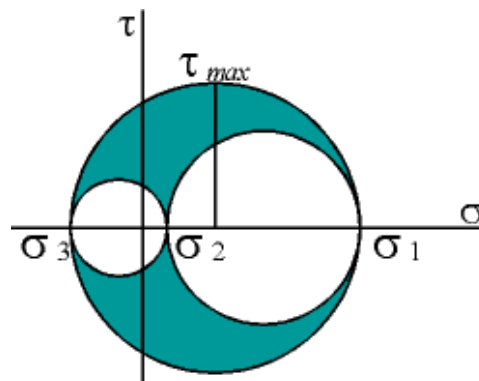


Figura 4.38. Círculos de Mohr (ANSYS, Inc., Abril 2009).

O matemáticamente a través de la fórmula:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (4.6)$$

El máximo esfuerzo cortante tiene un valor de 24.043 MPa para el TPO, y de 20.967 MPa para el TP4. Mostrando un decremento del 12.8%.

#### 4.3.1.4.5. Esfuerzo normal (Orientación Z)

Es el que viene dado por la resultante de tensiones normales  $\sigma$ , es decir, perpendiculares, al área para la cual se pretende determinar el esfuerzo normal. Pueden ser de tensión o compresión (Quora, 2018).

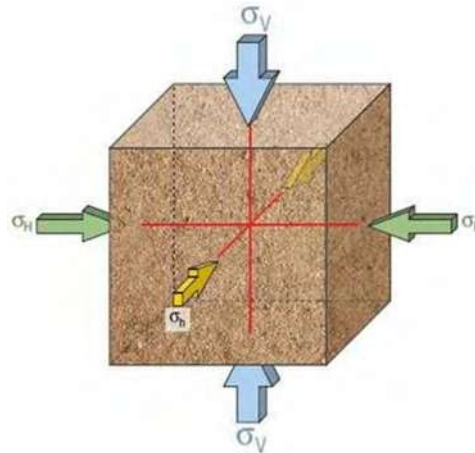


Figura 4.39. Representación de esfuerzos normales (Strength and Stiffness of Engineering Systems, 2009).

Los esfuerzos normales para el TPO tienen un valor de 50.128 MPa y de 45.67 MPa para el TP4. Lo cual indica una reducción del esfuerzo normal de 8.89% en dirección Z.

Si observamos la Figura 4.40., las cargas axiales en el eje están en dirección Z, de acuerdo con el sistema de coordenadas, por lo que son los esfuerzos normales en esta misma dirección los que determinan las cargas axiales sobre este elemento.

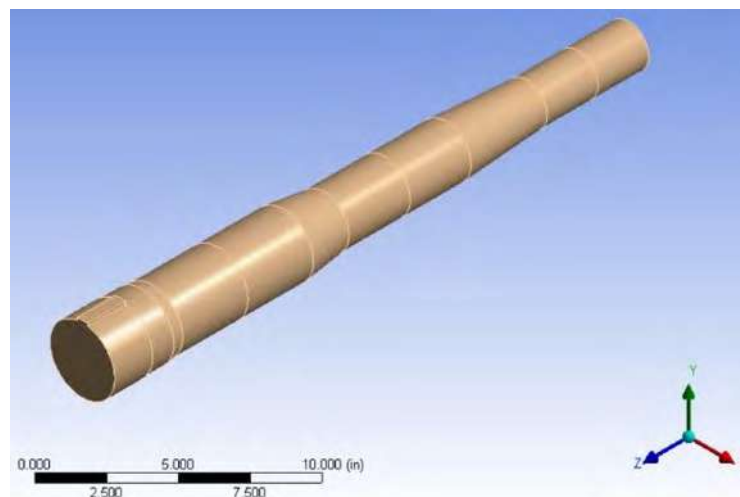


Figura 4.40. Sistema de coordenadas para el eje.

## 4.3.1.4.6. Energía de deformación

La energía de deformación es el aumento de energía interna acumulado en el interior de un sólido deformable como resultado del trabajo realizado por las cargas que provocan la deformación. Este valor se calcula a partir de los resultados de esfuerzo y deformación con la siguiente fórmula (ANSYS, Inc., Abril 2009) (Quora, 2018):

$$E_{def, dist} = \frac{1}{6G} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (4.7)$$

El valor máximo de energía de deformación obtenido para el TPO es de 1.4015E-04 J, mientras que el del TP4 es de 1.133E-04 J. Indicando un decremento del 19.16%.

## 4.3.1.5. Porcentajes finales de reducción

|                                             | <b>Bomba Pitot<br/>con TPO</b> | <b>Bomba Pitot<br/>con TP4</b> | <b>Porcentaje de<br/>reducción</b> |
|---------------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|
| Deformación total<br>(mm)                   | 0.1084                         | 0.10473                        | 3.386%                             |
| Esfuerzo<br>equivalente/Von<br>Mises (MPa)  | 44.391                         | 38.309                         | 13.7%                              |
| Máximo esfuerzo<br>principal (MPa)          | 75.611                         | 67.283                         | 11.01%                             |
| Máximo esfuerzo<br>de corte (MPa)           | 24.043                         | 20.967                         | 12.8%                              |
| Esfuerzo normal<br>(orientación Z)<br>(MPa) | 50.128                         | 45.67                          | 8.89%                              |
| Energía de<br>deformación (J)               | 1.4015E-04                     | 1.133E-04                      | 19.16%                             |

*Tabla 4.2. Porcentajes finales de reducción.*

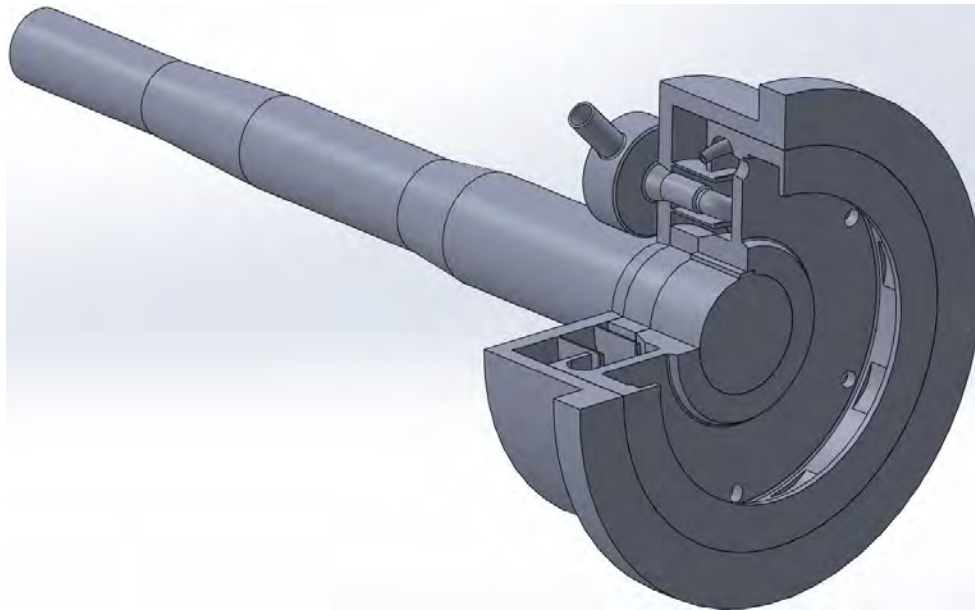
## Capítulo 5. Conclusiones y trabajos futuros

### 5.1. Conclusiones

Con ayuda del estudio FSI de la bomba Pitot modelada a partir de los elementos físicos de los cuales se disponía, fue posible tener un punto de referencia para posteriormente realizar una comparación con la información obtenida del análisis del que sería el nuevo tubo Pitot.

Haciendo uso de las herramientas de modelado en 3D, como lo es SOLIDWORKS®, y de simulación, ANSYS® WORKBENCH®, se logró desarrollar una guía general del proceso de configuración para un análisis de transferencia de calor, de fluido y estructural, lo que en conjunto es posible describir como un análisis de interacción fluido-estructura, para obtener los resultados presentados al final de este trabajo.

En el estudio realizado, después de evaluar distintos modelos para el rediseño del tubo Pitot, en donde se variaron diversos parámetros geométricos tales como las secciones transversal y longitudinal, además de modificar las secciones interna y externa de este elemento, se obtiene un nuevo diseño de tubo Pitot que satisface la hipótesis bajo la cual se desarrolló esta investigación.



*Figura 5.1. Modelo final de la bomba Pitot con el TP4.*

Las simulaciones del análisis FSI realizadas para el TP4 han demostrado porcentajes de reducción en los valores de las cargas axiales generadas en el eje de la bomba en comparación con los datos obtenidos del análisis con el tubo Pitot original (TPO). Y no solo esto sino también un decremento de otros parámetros evaluados, tales como deformación total, esfuerzo de Von Mises, esfuerzo normal y de corte.

Considerando estos aspectos, es posible reducir las cargas axiales generadas en el eje de la bomba modificando la geometría del tubo Pitot. Si bien no fue posible eliminarlas, el modelo final obtenido (TP4) fue capaz de reducir considerablemente el efecto de estas cargas que resultan perjudiciales para este tipo de equipos, ya que afectan la eficiencia de los mismos debido a los efectos de vibración en el sistema, dañando el resto de componentes mecánicos y/o de sujeción.

## 5.2. Trabajos futuros

- Desarrollar un trabajo de investigación donde se evalué la eficiencia del TPO y del TP4, tanto como un componente independiente, como en conjunto con toda la bomba, y con ello evaluar también la eficiencia de todo el equipo.
- Resultaría práctico llevar a cabo la manufactura de este tubo para realizar posteriormente una evaluación experimental del comportamiento de este componente y comparar con los resultados presentados en esta investigación.



## Anexo 1

Para que una estrategia de solución incremental basada en un método iterativo sea efectiva, es necesario seleccionar el criterio adecuado para la terminación del proceso de iteración.

Los modelos simples se pueden resolver rápidamente, pero con resultados un tanto imprecisos, y los modelos complejos pueden proporcionar resultados muy precisos, pero el tiempo de resolución puede ser de horas o incluso días.

Los paquetes de software numérico resuelven problemas usando una serie de puntos discretos. Cada punto, o nodo, agrega grados de libertad (DOF) al sistema. Por lo tanto, cuanto más DOF haya en el modelo, mejor capturará el comportamiento estructural (XCEED, 2018).

Cada DOF agrega complejidad y aumenta el tiempo de resolución. Por lo que es necesario equilibrar la complejidad del modelo con el tiempo de resolución:

- Muy pocos DOF y la respuesta podría ser incorrecta.
- Demasiados DOF y el modelo podría tardar días en ejecutarse.

La convergencia de malla determina cuántos elementos se requieren en un modelo para garantizar que los resultados de un análisis no se vean afectados por el cambio del tamaño de la malla. La respuesta del sistema (tensión, deformación) convergerá a una solución repetible con un tamaño de elemento decreciente.

Después de la convergencia, el refinamiento de malla adicional no afecta los resultados. En este punto, el modelo y sus resultados son independientes de la malla (independencia de malla) (COMSOL, 2018).

Estudiar la convergencia requiere elegir una métrica de refinamiento de malla apropiada. Esta métrica puede ser local o global. Es decir, la métrica se puede definir en una ubicación en el modelo o como la integral de los campos en todo el espacio modelado. Algunas técnicas de refinamiento de malla se presentan a continuación.

### **Reducción del tamaño del elemento**

Reducir el tamaño del elemento es la estrategia de refinamiento de malla más fácil, con tamaños de elemento reducidos en todos los dominios de modelado. Este enfoque es atractivo debido a su simplicidad, pero el inconveniente es que no existe un refinamiento de malla preferencial en regiones donde puede ser necesaria una malla localmente más fina (COMSOL, 2018).

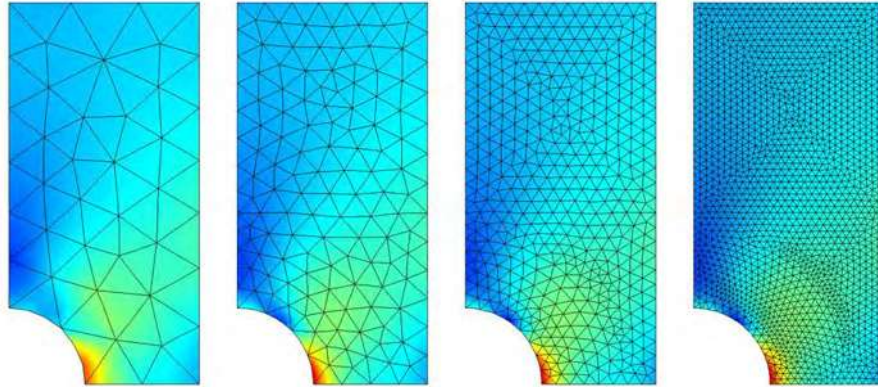


Figura Anexo 1.1. Modelo mallado con diferentes tamaños de elementos (COMSOL, 2018).

### Aumento en el orden del elemento

Aumentar el orden de los elementos es ventajoso en el sentido de que no se necesita volver a mallar; se puede usar la misma malla, pero con diferentes órdenes de elementos. El remallado puede llevar mucho tiempo para geometrías 3D complejas o la malla puede provenir de una fuente externa y no puede modificarse. La desventaja de esta técnica es que los requisitos computacionales aumentan más rápido que con otras técnicas de refinamiento de malla (COMSOL, 2018).

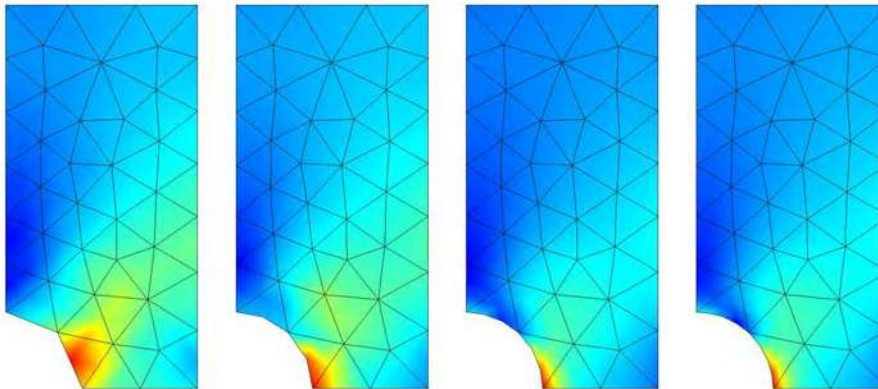
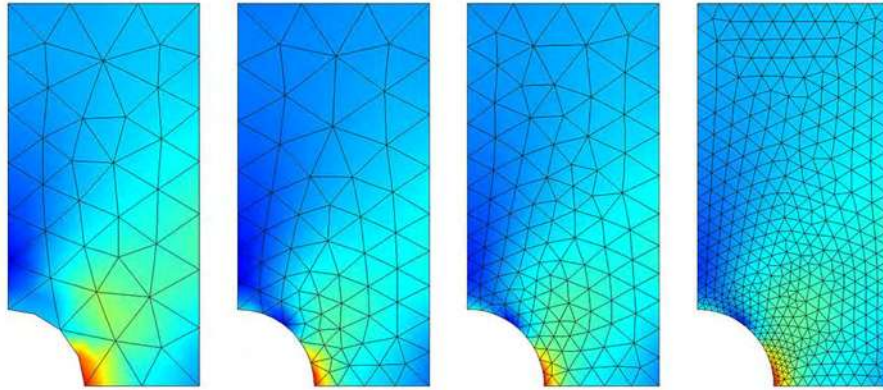


Figura Anexo 1.2. Modelo mallado con diferentes órdenes de elementos (COMSOL, 2018).

### Refinamiento de malla adaptativa global

El refinamiento de malla adaptativa global usa una estrategia de estimación de errores para determinar el punto en el dominio de modelado donde el error local es mayor. El software FEA toma esta estimación de error y usa la información para generar una malla completamente nueva. Los elementos más pequeños se usan en regiones donde el error local es significativo y se considera el error local en todo el modelo. La ventaja aquí es que el software hará todo el refinamiento de malla.

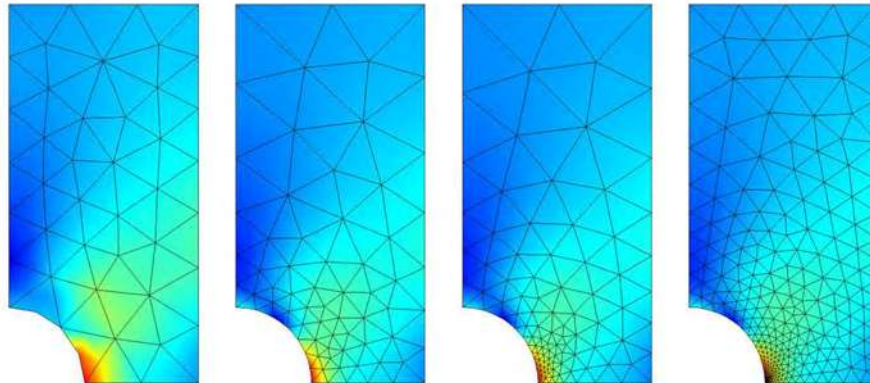
El inconveniente es que el usuario no tiene control sobre la malla. Como tal, puede ocurrir un refinamiento de malla excesivo en regiones que son de menor interés, regiones donde un error local más grande es aceptable (COMSOL, 2018).



*Figura Anexo 1.3. Malla adaptativa global, cambia el tamaño de los elementos de una manera no uniforme (COMSOL, 2018).*

### **Refinamiento de malla adaptativa local**

El refinamiento de malla adaptativa local difiere del refinamiento de malla adaptativa global en que el error se evalúa solo sobre algún subconjunto del espacio del modelo completo, con respecto a una métrica específica. Esta estrategia de mallado continuará mallando todo el modelo con el objetivo de reducir el error en una región (COMSOL, 2018).

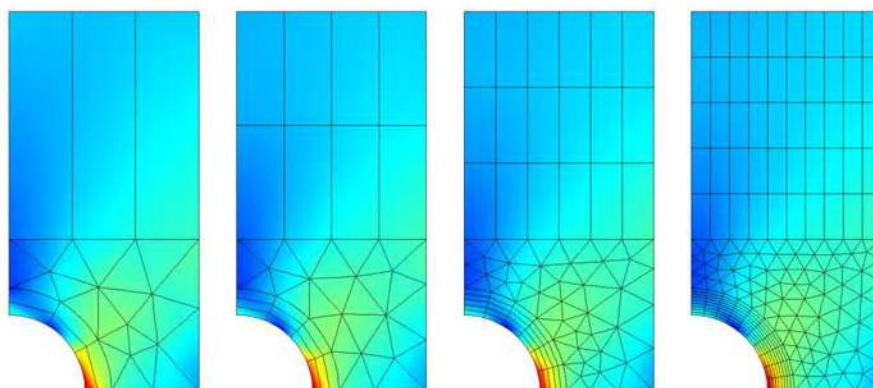


*Figura Anexo 1.4. Malla adaptativa local, el tamaño de elemento cambia de manera uniforme (COMSOL, 2018).*

### **Ajuste manual de la malla**

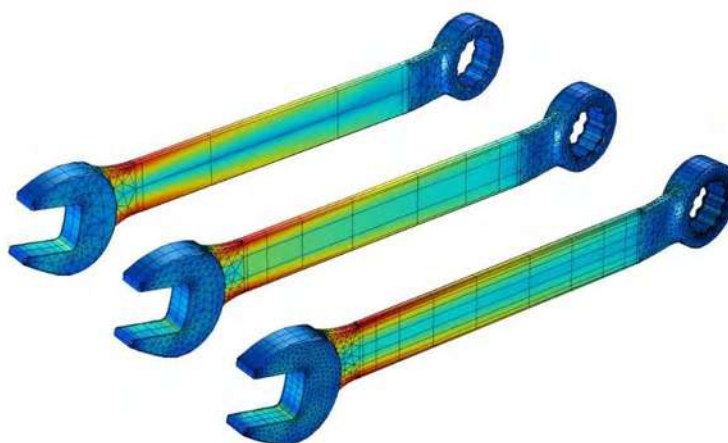
El enfoque más laborioso es que el analista cree manualmente una serie de mallas de elementos finitos diferentes en función de la física del problema particular y una intuición sobre dónde pueden necesitarse elementos más finos. Para los modelos 2D, se puede usar una combinación de elementos triangulares y cuadrilaterales (COMSOL, 2018).

En el caso de los modelos 3D, se puede usar una combinación de elementos tetraédricos, hexaédricos (también llamados ladrillos), prismáticos triangulares y piramidales. Si bien los elementos triangulares y tetraédricos se pueden utilizar para mallar cualquier geometría, los elementos cuadrilátero, hexaédrico, prismático y piramidal son útiles cuando se sabe que la solución varía gradualmente a lo largo de una o más direcciones. Al alargar o contraer los elementos en ciertas direcciones la malla puede ajustarse a la variación en los campos (COMSOL, 2018).



*Figura Anexo 1.5. Malla creada manualmente usando diferentes tamaños de elementos, para elementos cuadriláteros, triangulares, etc. (COMSOL, 2018).*

El enfoque de mallado manual requiere la mayor experiencia y una comprensión práctica del método de elementos finitos y de la física que se está resolviendo. Sin embargo, cuando se hace correctamente, los ahorros en tiempo y recursos pueden ser significativos (COMSOL, 2018).



*Figura Anexo 1.6. Refinamiento de malla manual de una llave con diferentes tipos de elementos (COMSOL, 2018).*

Para nuestro caso de análisis, de acuerdo con información disponible en el manual de ayuda de ANSYS®, la convergencia de malla no es compatible:

- Para objetos que pertenecen a análisis vinculados (FSI).
- Si existe un objeto en el entorno con archivos de cargas importados.



Cuando se ejecutan soluciones de fondo, solo se realiza un bucle de refinamiento máximo (ANSYS, Inc., Abril 2009).

Nota: solo un objeto de convergencia es válido por cada objeto de resultado.

Siendo que nuestro estudio se trata de un análisis FSI, es necesario hacer un mallado manual y refinar la malla en los lugares de interés de manera que podamos equilibrar el número (densidad) de elementos y el tiempo de solución. A continuación, se presentan un par de tablas correspondientes a la información del estudio de convergencia de malla para las geometrías estudiadas (TPO y TP4).

|                                       | Análisis en el eje con el TPO    |          |                                   |           |                                   |           |
|---------------------------------------|----------------------------------|----------|-----------------------------------|-----------|-----------------------------------|-----------|
|                                       | Análisis 1<br>(25,980 elementos) |          | Análisis 5<br>(917,612 elementos) |           | Análisis 6<br>(959,920 elementos) |           |
|                                       | Máx.                             | Mín.     | Máx.                              | Mín.      | Máx.                              | Mín.      |
| Deformación total (mm)                | 0.21791                          | 0.09315  | 0.10843                           | 0.02382   | 0.1084                            | 0.0238    |
| Esfuerzo equivalente/Von Mises (MPa)  | 51.19                            | 0.05764  | 44.394                            | 0.006669  | 44.391                            | 0.0066671 |
| Máximo esfuerzo principal (MPa)       | 84.232                           | -21.46   | 75.615                            | -14.526   | 75.611                            | -14.523   |
| Máximo esfuerzo de corte (MPa)        | 33.76                            | 0.016032 | 24.046                            | 0.0037681 | 24.043                            | 0.0037677 |
| Esfuerzo normal (orientación Z) (MPa) | 60.21                            | -41.102  | 50.133                            | -33.446   | 50.128                            | -33.441   |

Tabla Anexo 1.1. Análisis de convergencia de malla para el TPO.

|                                       | Análisis en el eje con el TP4    |          |                                   |           |                                     |           |
|---------------------------------------|----------------------------------|----------|-----------------------------------|-----------|-------------------------------------|-----------|
|                                       | Análisis 1<br>(32,573 elementos) |          | Análisis 5<br>(963,084 elementos) |           | Análisis 6<br>(1'085,606 elementos) |           |
|                                       | Máx.                             | Mín.     | Máx.                              | Mín.      | Máx.                                | Mín.      |
| Deformación total (mm)                | 0.19852                          | 0.016534 | 0.10475                           | 0.0092801 | 0.10473                             | 0.0092796 |
| Esfuerzo equivalente/Von Mises (MPa)  | 45.9125                          | 0.017691 | 38.3102                           | 0.0038505 | 38.309                              | 0.0038    |
| Máximo esfuerzo principal (MPa)       | 75.019                           | -20.9054 | 67.287                            | -13.471   | 67.283                              | -13.468   |
| Máximo esfuerzo de corte (MPa)        | 29.364                           | 0.014568 | 20.9699                           | 0.0021732 | 20.967                              | 0.0021729 |
| Esfuerzo normal (orientación Z) (MPa) | 54.0236                          | -39.6873 | 45.6802                           | -30.509   | 45.67                               | -30.503   |

Tabla Anexo 1.2. Análisis de convergencia de malla para el TP4.

En ambos casos se observa que a pesar de aumentar el número de elementos (densidad de malla) entre los análisis 5 y 6, el valor de los enfoques de solución se mantiene prácticamente constante. Por lo que no fue necesario continuar con un mallado más fino, y de esta manera lograr el equilibrio deseado entre el número de elementos de la malla y el tiempo de solución de los análisis.

## Anexo 2

### Propiedades del equipo computacional

- PC: DELL Inspiron 7566
- Memoria RAM: 16 GB
- Procesador: Intel ® Core™ i7-6700HQ  
CPU @ 2.60 GHz [Cores 4] [Logical/Core 2]
- Tipo de sistema: Sistema operativo de 64 bits, procesador x64
- Tarjeta gráfica: GeForce GTX 960M



*Figura Anexo 2.1. Equipo utilizado para la simulación (DELL, 2018).*

## Referencias

- Angle, T. L., Mangano, J. V., Osborn, S. D., Quinn, J., Shaw, J. G., & Staff, G. M. (1999). *EE.UU. Patente n° US5975840 A*.
- ANSYS, Inc. (Abril 2009). *ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide*. ANSYS, Inc.
- Bird, R., Stewart, W., & Lightfoot, E. (2011). *Fenómenos de Transporte*. México D.F.: Limusa.
- Brown, B., Erickson, J., & Petrie, H. (1974). *EE.UU. Patente n° US3817659 A*.
- Bustamante, C., Nieto, C., & Giraldo, M. (Noviembre 2018). *SOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES DE NAVIER STOKES POR EL MÉTODO DE VOLÚMENES FINITOS APLICADO A MALLAS NO ORTOGONALES*. Argentina: Asociación Argentina de Mecánica Computacional.
- Castro Ortiz, A. (09 de Diciembre de 2018). *Mindmeister*. Obtenido de <https://www.mindmeister.com/es/1146311840/rodamientos>
- Cavada López-Tapia, A. (Septiembre de 2015). *RESOLUCIÓN NUMÉRICA DE LAS ECUACIONES DE NAVIER-STOKES. Tesis de Grado en Física Universidad de Cantabria*. Santander, España.
- CFD Online. (2017). *CFD Online*. Obtenido de <https://www.cfd-online.com/>
- COMSOL. (2018). *COMSOL Multiphysics Cyclopedia*. Obtenido de <https://www.comsol.com/multiphysics/mesh-refinement>
- DELL. (2018). *DELL*. Obtenido de <https://www.dell.com/mx/p/inspiron-15-7566-laptop/pd>
- Erickson, J. W., & Brown, F. B. (1980). *EE.UU. Patente n° US4183713 A*.
- ESSS. (2018). *ESSS*. Obtenido de <https://www.esss.co/blog/es/interaccion-fluido-estructura/>
- Exxon Mobil Corporation. (2001). *Mobil DTE Light, Medium, Heavy Medium and Heavy*.
- G. Shaw, J. (1999). *EE.UU. Patente n° 5,997,243*.
- G. Shaw, J. (2006). *EE.UU. Patente n° US 2006/0198731 A1*.
- GREEN-ER FIM UMSNH. (s.f.). *Diseño y construcción de turbo-generador de baja entalpía con capacidad de 300 kW para aprovechamiento del recurso geotérmico nacional*. Morelia, Mich.
- Grupo SSC. (2015). *Finite Element Analysis*.



- Gulich, J. (2008). *Centrifugal Pumps*. New York: Springer.
- HONDA. (1999). *HONDA PUMPS*. Obtenido de [http://www.hondakiko.co.jp/english/pump/hrg-hro-rg/hrg/d\\_concept.html](http://www.hondakiko.co.jp/english/pump/hrg-hro-rg/hrg/d_concept.html)
- Karassik, I., & McGuire, T. (1998). *Centrifugal Pumps*. New York: Chapman & Hall.
- L. King, W. (1968). *EE.UU. Patente n° 3,384,024*.
- Quinn, J. (2004). *EE.UU. Patente n° US 6,709,227 B2*.
- Quora. (2018). *Quora, Español*. Obtenido de <https://es.quora.com/>
- RUHRPUMPEN. (2010). <http://www.ruhrpumpen.com/>. Obtenido de <http://www.ruhrpumpen.com/productos/Combitube>
- SFK. (2018). *SFK*. Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/lubrication-condition-viscosity-ratio/index.html>
- Simscale. (Febrero de 2018). *Simscale*. Obtenido de <https://www.simscale.com/>
- Strength and Stiffness of Engineering Systems. (Enero de 2009). *Strength and Stiffness of Engineering Systems*. Obtenido de [strengthandstiffness.com](http://strengthandstiffness.com)
- Symscape. (Febrero de 2013). *Symscape Computational Fluid Dynamics Software for All*. Obtenido de <http://www.symscape.com/>
- The WEIR Group. (s.f.). *WEIR*. Obtenido de <https://www.global.weir/products/product-catalogue/roto-jet-ro-ft-api-610/>
- Thévenin, D., & Janiga, G. (2008). *Optimization and Computational Fluid Dynamics*. Berlín Heidelberg: Springer-Verlag .
- Tizón Pulido, J. (2016). *UPM*. Obtenido de Universidad Politécnica de Madrid: [http://webserver.dmt.upm.es/zope/DMT/Members/jmtizon/libre-eleccion/curso\\_actual/30\\_Mallas.pdf](http://webserver.dmt.upm.es/zope/DMT/Members/jmtizon/libre-eleccion/curso_actual/30_Mallas.pdf)
- Villalba, H. (2010). *IES*. Obtenido de <https://iesvillalbahervastecnologia.files.wordpress.com/2010/03/>
- W. Chirchlow, W. (1976). *EE.UU. Patente n° 3,999,881*.
- W. Erickson, J. (1973). *EE.UU. Patente n° 3,776,658*.
- W. Erickson, J. (1977). *EE.UU. Patente n° 4,045,145*.
- W. Erickson, J. (1981). *EE.UU. Patente n° 4,264,269*.
- Weber, K. (1993). *EE.UU. Patente n° 5,261,784*.

WEIR Specialty Pumps. (Septiembre 2016). *Improvements in Pitot Tube Pump technology*. US Salt Lake City: WEIR Group.

World Pumps. (1996). The Roto-Jet pump: 25 years new. *Elsevier Advanced Technology*, 5.

XCEED. (2018). *XCEED Engineering & Consulting P.C.* Obtenido de <https://www.xceed-eng.com/finite-element-analysis-convergence-and-mesh-independence/>

## Actividades de difusión

Se presentó un artículo en el Congreso Internacional de Investigación Academia Journals Celaya 2017, titulado:

### **“Análisis de un tubo Pitot modificado para bombas centrífugas de tipo Pitot”**

Ing. Carlos Antonio Unzaga López, Dr. Juan Felipe Soriano Peña, M.C. Luis Alberto Valencia Garay, M.C. Sixtos Antonio Arreola Villa, Dr. J. Jesús Pacheco Ibarra, M.C. Víctor López Garza y M.C. Miguel Villagómez Galindo

Celebrado en Celaya, Guanajuato, México los días 8, 9 y 10 de noviembre de 2017.

El libro Online con ISSN 1946-5351, Volumen 9, No. 6, 2017.

Tomo 34, pag. 6,751.