



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

DESARROLLO DEL PROTOTIPO VIRTUAL PARAMÉTRICO DE UNA BOMBA HIDRÁULICA CENTRÍFUGA Y ESTUDIO MEDIANTE SIMULACIÓN DE FLUIDOS Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS.

AUTOR: ÁLVARO COSÍAS ARENAS

TUTOR: FRANCISCO EUGENIO ALBERT GIL

COTUTORA: MARÍA NURIA ALEIXOS BORRÁS

Curso Académico: 2020-21

AGRADECIMIENTOS

“Me gustaría dar las gracias a mis amigos y familia por haberme aguantado en este viaje de 4 años sin los cuales no habría sido posible. En especial a mis compañeras Clara, Sara, Laura, Claudia, Miquel y Lucía por ayudarme cuando en algún momento he estado bajo de ánimos y la carrera no me lo permitía.”

“Por otra parte, me gustaría dar las gracias a Francisco, mi tutor de este trabajo de fin de grado, el cual ha estado ahí, ayudándome y aconsejándome, cuando lo he necesitado.”

RESUMEN

En el siguiente Trabajo de Fin de Grado se realizará, empleando como herramienta el software Autodesk Inventor, el prototipo virtual de una bomba hidráulica centrífuga. Posteriormente, cuando se disponga de un ensamblaje funcional, pero no óptimo, se exportará este a el software Autodesk CFD (Computational Fluid Dynamics) para estudiar la dinámica de fluidos a lo largo de la turbomáquina.

Con el objeto de que el prototipo virtual sea válido para una familia de bombas, se realizará un estudio de los parámetros principales de diseño dentro de un rango determinado, de manera que se puedan realizar rápidamente pruebas con bombas con diferentes especificaciones. Además, esta parametrización ayudará cuando se desee hacer cambios en el diseño a la hora de estudiar los diferentes ensayos en Autodesk CFD.

A partir de los datos obtenidos de los análisis realizados en el software Autodesk CFD se comprobará el correcto funcionamiento del modelo y se propondrán modificaciones de las piezas que pueden ser tanto para solucionar problemas de diseño, como para abaratar su coste o mejorar sus prestaciones.

PALABRAS CLAVE: Bomba hidráulica centrífuga, 3D, Prototipo virtual, Fluid Dynamics, CAD, Autodesk Inventor, Autodesk CFD.

RESUM

En el següent Treball de Fi de Grau es realitzarà, emprant com a eina el software Autodesk Inventor, el prototip virtual d'una bomba hidràulica centrífuga. Posteriorment, quan es dispose d'un assemblatge funcional, però no òptim, s'exportarà aquest al software Autodesk CFD (Computational Fluids Dynamics) per a estudiar la dinàmica de fluids al llarg de la turbomàquina.

A fi que el prototip virtual siga vàlid per a una família de bombes, es realitzarà un estudi dels paràmetres principals de disseny dins d'un rang determinat, de manera que es puguin realitzar ràpidament proves amb bombes amb diferents especificacions. A més, aquesta parametrització ajudarà quan es desitge fer canvis en el disseny a l'hora d'estudiar els diferents assajos en Autodesk CFD.

A partir de les dades obtingudes de les anàlisis realitzats al software Autodesk CFD es comprovarà el correcte funcionament del model i es proposaran modificacions de les peces que poden ser tant per a solucionar problemes de disseny, com per a abaratir el seu cost o millorar les seues prestacions.

PARAULES CLAU: Bomba hidràulica centrífuga, 3D, Prototip virtual, Fluids Dynamics, CAD, Autodesk Inventor, Autodesk CFD.

ABSTRACT

In the following Final Degree Project, using Autodesk Inventor software as a tool, a virtual prototype of a centrifugal hydraulic pump will be made. Subsequently, when a functional assembly is available, but not optimal, it will be exported to the Autodesk CFD (Computational Fluid Dynamics) software to study the fluid dynamics along the turbomachine.

In order for the virtual prototype to be valid for a family of pumps, a study of the main design parameters within a given range will be carried out, so that tests can be carried out quickly with pumps with different specifications. In addition, this parameterisation will help when it is desired to make changes in the design when studying the different tests in Autodesk CFD.

From the data obtained from the analyses carried out in the Autodesk CFD software, the correct functioning of the model will be checked and modifications to the parts will be proposed, which can be either to solve design problems or to reduce their cost or improve their performance.

KEY WORDS: Centrifugal hydraulic pump, 3D, Virtual prototype, Fluid Dynamics, CAD, Autodesk Inventor, Autodesk CFD.

DOCUMENTOS TFG

MEMORIA..... 8
PRESUPUESTO 46
PLANOS..... 51

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1.	ALCANCE Y OBJETIVOS	1
1.	INTRODUCCIÓN A LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS.....	2
1.1.	Historia	2
1.2.	Clasificación máquinas de fluidos.....	2
1.2.1.	Por compresibilidad del flujo.....	3
1.2.2.	Por principio de funcionamiento.....	3
1.2.3.	Por el sentido de la energía	4
2.	BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	5
2.1.	Partes del conjunto	5
2.1.1.	Voluta	5
2.1.2.	Rodete	5
2.1.3.	Sello hidráulico	6
2.1.4.	Eje	7
2.1.5.	Anillos de desgaste	8
2.1.6.	Elementos menores.....	8
2.2.	Funcionamiento de una bomba centrífuga.....	8
2.2.1.	Principio de Bernoulli	8
2.2.2.	Flujo en el interior del rodete.....	9
2.2.3.	La Ecuación de Euler.....	10
2.2.4.	Coeficiente de Pfeleiderer.....	11
2.2.5.	Grado de reactividad	12
2.3.	Curvas características.....	12
2.3.1.	Curva H-Q	13
2.3.2.	Curva de rendimiento.....	13
2.3.3.	Curva de potencia.....	13
2.3.4.	Curva NPSH.....	13
3.	ELECCIÓN DE LA BOMBA CENTRÍFUGA	14
4.	MODELADO EN AUTODESK INVENTOR	16
4.1.	Parametrización.....	16
4.2.	Voluta	16
4.3.	Rodete	18
4.4.	Eje	19
4.5.	Sello hidráulico	20

4.6.	Biblioteca de piezas normalizadas.....	20
4.7.	Otros elementos.....	21
5.	ENSAMBLAJE	23
6.	SIMULACIÓN DEL FLUIDO CON AUTODESK CFD.....	25
6.1.	Autodesk CFD 2021	25
6.2.	Preparación del modelo	25
6.3.	Ensayos en Autodesk CFD	26
6.3.1.	Geometría.....	27
6.3.2.	Materiales.....	29
6.3.3.	Condiciones de contorno	29
6.3.4.	Mallado.....	31
6.3.5.	Solución	32
6.3.6.	Recogida de datos	32
7.	RESULTADOS	34
7.1.	Interpretación de datos en Excel.....	34
7.2.	Cálculos realizados en Excel	34
7.3.	Resultados extraídos	35
7.3.1.	Número de álabes óptimo.....	35
7.3.2.	Ángulo de salida óptimo.....	37
7.4.	Diseño final.....	39
8.	ESTUDIOS ADICIONALES.....	40
8.1.	Curva característica espesor 20 mm	40
9.	CONCLUSIÓN	42
10.	BIBLIOGRAFÍA	43
10.1.	Apuntes y libros de texto	43
10.2.	URL	43
11.	LISTAS	44
11.1.	Lista de figuras.....	44
11.2.	Lista de tablas.....	45

MEMORIA

1. ALCANCE Y OBJETIVOS

En este Trabajo de Fin de Carrera se abordará de manera exhaustiva un elemento muy presente en la industria, mediante los conceptos adquiridos en el grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales. En concreto en las asignaturas: Ingeniería Gráfica, Mecánica de Fluidos, Máquinas Hidráulicas, Ciencia de Materiales y Proyectos.

En primer lugar, se modelará una bomba hidráulica centrífuga mediante el software Autodesk Inventor basada en los modelos de bombas del fabricante SAER Elettropompe. Se modelará pieza por pieza para, posteriormente, integrarlas todas, siguiendo sus correspondientes relaciones mecánicas, en el conjunto terminado.

En segundo lugar, se realizará el estudio dinámico de fluidos para visualizar la velocidad y la presión del fluido a lo largo de la bomba con el programa Autodesk CFD. Gracias a estos ensayos se podrá graficar las curvas características de la bomba centrífuga, así como, proponer mejoras en el diseño inicial con la finalidad de mejorar la eficiencia energética de la turbomáquina.

Por último, se realizará el presupuesto total del proyecto, teniendo en cuenta, entre otros aspectos, el número total de horas y la amortización tanto del software como del hardware.

1. INTRODUCCIÓN A LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS

1.1. Historia

Desde tiempos históricos las máquinas de fluidos, en especial las máquinas hidráulicas, han sido utilizadas para intercambiar energía mecánica con los fluidos. El tornillo de Arquímedes, por ejemplo, fue inventado por Arquímedes en el siglo III a.C. con el cual mediante energía mecánica (giro del tornillo) se aumentaba la energía del fluido (aumento de cota). Gracias a los avances con las máquinas hidráulicas las civilizaciones avanzaron de manera sustancial permitiendo crear embalses y canalizaciones para así mantener las plantaciones.



Figura 2.1 - Tornillo de Arquímedes (Fuente: <https://sapereaudeclasicas.blogspot.com/>)

El avance en el campo de la Mecánica de Fluidos y el incremento de la demanda de la sociedad hizo que las máquinas hidráulicas fueran mejorando.

Hoy en día es poco frecuente una industria que no precise de un sistema hidráulico para llevar a cabo su actividad. Por eso, es necesario el estudio de las bombas hidráulicas para mejorar sus prestaciones y aumentar su eficiencia.

1.2. Clasificación máquinas de fluidos

Definición de “máquina” según el Diccionario de la Real Academia Española de la Lengua:

- “Artificio para aprovechar, dirigir o regular la acción de una fuerza.”
- “Conjunto de aparatos combinados para recibir cierta forma de energía y transformarla en otra más adecuada, o para producir un efecto determinado.”

Las máquinas de fluidos son aquellas que gracias a la mecánica interior consiguen intercambiar energía con el fluido que transcurre por su interior. Los fluidos pueden tener tanto energía térmica como energía mecánica (piezométrica, potencial y cinética).

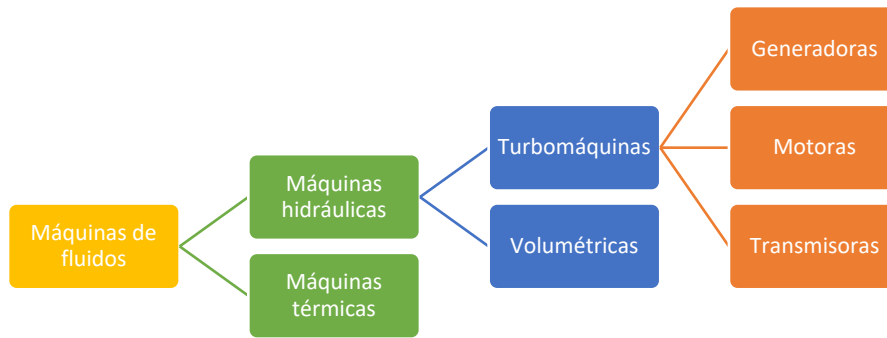


Figura 2.2 - Clasificación máquinas de fluidos

1.2.1. Por compresibilidad del flujo

Se denomina máquina hidráulica a aquella que trabaja con un fluido a densidad constante (flujo incompresible) y la energía térmica no entra en el intercambio energético. En cambio, cuando se denomina máquina térmica a aquella que no trabaja a densidad constante (flujo compresible) y la energía térmica entra en el intercambio energético.



Figura 2.3 - Turbina avión (térmica) (Fuente: <https://www.diariomotor.com/>)

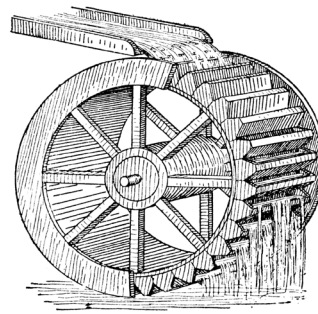


Figura 2.4 - Rueda hidráulica (hidráulica) (Fuente: pinterest.es)

1.2.2. Por principio de funcionamiento

Se denomina máquina rotodinámica (turbomáquina) a aquella que el intercambio de energía es debido a la variación del momento cinético del fluido al pasar por el rodete. Mientras que se habla de máquina volumétrica (de desplazamiento positivo) cuando una determinada cantidad de fluido es encerrada en un cierto volumen y trasladada por el interior de la máquina desde la aspiración hasta la impulsión.



Figura 2.5 - Bomba peristáltica (volumétrica) (Fuente: <https://www.quimipool.com/>)



Figura 2.6 - Bomba multicelular (turbomáquina) (Fuente: <https://www.bombahasa.com/es/>)

1.2.3. Por el sentido de la energía

Las máquinas hidráulicas se pueden clasificar según el flujo de energía. Si el fluido pierde energía al atravesar dicha máquina se clasifica como una máquina motora. En cambio, si el fluido gana energía al atravesarla se habla de máquina generadora. También se puede hablar de máquina transmisora la cual combina una máquina motora y otra generadora.

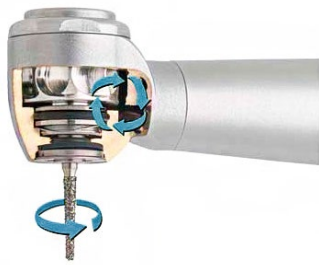


Figura 2.7 - Torno de dentista (motora) (Fuente: www.dentaltix.com)



Figura 2.8 - Hélice barco (generadora) (Fuente: <https://curiosfera-historia.com/>)

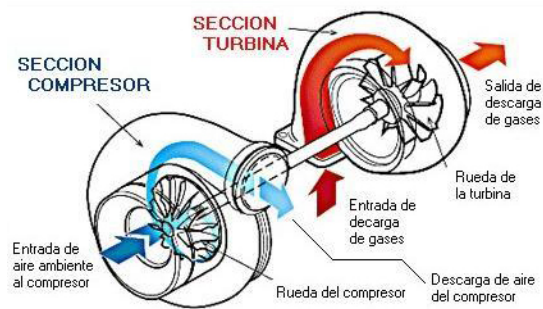


Figura 2.9 - Turbocompresor (transmisora) (Fuente: www.autofacil.es)

2. BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las turbomáquinas engloban infinidad de máquinas, pero entre ellas están las bombas centrífugas (máquina hidráulica rotodinámica generadora) en las cuales se va a centrar este trabajo.

2.1. Partes del conjunto

Una bomba centrífuga tiene varias piezas que son esenciales para entender el funcionamiento de la máquina. El beneficio de las bombas centrífugas frente a las de desplazamiento positivo es que el número de piezas móviles en estas turbomáquinas es menor, lo que se traduce en una disminución de las pérdidas por rozamiento.

En este apartado se realizará una breve introducción a cada una de ellas.

2.1.1. Voluta

La voluta, también llamada carcasa de la bomba, es a parte exterior de la bomba, está diseñada para guiar el flujo fuera del impulsor con el fin de convertir la energía cinética del flujo de fluido en presión estática. La sección de la voluta va aumentando gradualmente hasta que alcanza el diámetro de la boquilla de salida, así el ratio entre la energía presión y la cinética también va aumentando gradualmente. El diseño del interior de esta ha de ser cuidadoso ya que con las altas velocidades que se alcanzan en ella las pérdidas por fricción pueden ser considerables y afectar de manera negativa al rendimiento de la máquina.



Figura 3.1 – Voluta (Fuente: <https://www.indiamart.com/>)

2.1.2. Rodete

El rodete, también llamado impulsor, es la parte móvil de la bomba que se encarga de aumentar la energía cinética del flujo. El diseño del rodete determinará el rendimiento de una bomba centrífuga. Un rodete que funcione correctamente optimiza el caudal y maximiza el rendimiento. Hay tres tipos de impulsores:

- Abiertos: Los álabes están libres en ambos lados. Se suelen utilizar en bombas más pequeñas y económicas y en bombas que manipulan sólidos en suspensión.
- Semiabiertos: En estos rodetes, los álabes están libres en un lado y cerrados en el otro. Ofrecen un mayor rendimiento que los impulsores abiertos y pueden utilizarse en bombas de diámetro medio.

- Cerrados: Los álabes están situados entre los dos discos en una sola pieza de fundición y se utilizan en bombas grandes con altos rendimientos. Las bombas con impulsores cerrados son las más utilizadas para manejar líquidos sin partículas en suspensión.



Figura 3.2 - Rodete abierto (Fuente: <https://www.tapflo.com>)



Figura 3.3 - Rodete semiabierto (Fuente: <http://www.indiamart.com/>)



Figura 3.4 - Rodete cerrado (Fuente: <http://www.indiamart.com/>)

Hay diferentes diseños de álabes dentro del impulsor, pero el diseño curvado hacia atrás es el que otorga mejores prestaciones al conjunto.

Cabe destacar que además de los rodets con álabes las bombas también pueden incorporar rodets helicoidales. Este tipo de geometría de rodete está indicada para mezclas con altos porcentajes de partículas en suspensión.



Figura 3.5 - Bomba con rodete helicoidal (Fuente: www.inoxmim.com)

2.1.3. Sello hidráulico

El correcto funcionamiento de una bomba centrífuga implica que no presente ninguna fuga incontrolada. Para evitarlo, se pueden utilizar tiras de empaquetadura (estopa) y prensaestopas para proporcionar un sellado adecuado y seguir permitiendo una rotación suave. Sin embargo, las tiras de empaquetadura requieren un cierto nivel de lubricación, que es proporcionado por el fluido bombeado el cual es desviado de la conducción principal y distribuido por el anillo linterna. Es muy importante proporcionar una lubricación adecuada a las tiras de empaquetadura, ya que, de lo contrario, pueden quemarse, causando estrías en el eje y un exceso de fugas del fluido bombeado.

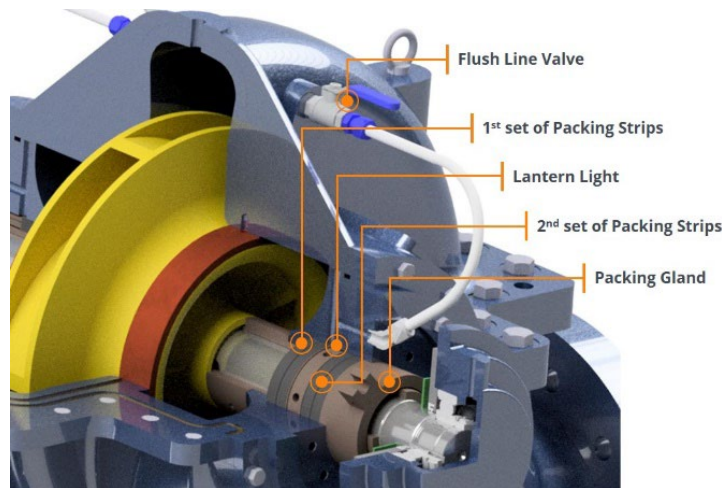


Figura 3.6 - Sello hidráulico (Fuente: ruhrpumpen.com)

2.1.4. Eje

El eje es un componente mecánico que transmite el par del motor al rodete. En él se acoplan elementos tan importantes como los rodamientos o el sello hidráulico que, aunque no sean elementos activos de la bomba posibilitan el correcto funcionamiento. También cuenta con chaveteros los cuales posibilitan que el movimiento entre el eje y el rodete sea solidario.



Figura 3.7 – Eje (Fuente: /www.indiamart.com/)

El eje puede ir directamente acoplado con el motor o la bomba ser de eje libre. Las de eje libre suelen ser más compactas y de menor potencia. En cambio, las de eje libre suelen tener un rango de operación más amplio.



Figura 3.8 - Bomba centrífuga acoplada a motor (Fuente: <https://grupobonnett.com/>)



Figura 3.9 - Bomba centrífuga eje libre (Fuente: <https://como-funciona.co/>)

2.1.5. Anillos de desgaste

Los anillos de desgaste cumplen la función de alargar la vida del conjunto absorbiendo ellos el desgaste, es decir, es una pieza diseñada para desgastarse. La presencia de los anillos alarga la vida de la bomba ya que son elementos baratos y de fácil recambio. Se encuentran en las zonas donde hay contacto entre el rodete (elemento giratorio) y la voluta (elemento estático), en estas zonas debido a las pequeñas holguras y a la continua fricción se produce desgaste. Sin embargo, al instalarse los anillos de desgaste no es necesario cambiar elementos tan caros y complejos como puede ser la voluta o el rodete.

Además, la presencia de estos reduce el caudal de recirculamineto de la bomba puesto que se diseñan para dejar el mínimo espacio posible entre la voluta y el ojo del rodete.



Figura 3.10 - Anillos de desgaste

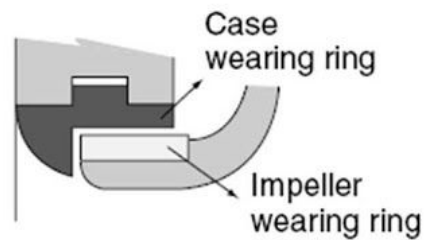


Figura 3.11 - Acoplamiento de los anillos de desgaste

2.1.6. Elementos menores

Muchos más elementos posibilitan el correcto funcionamiento de la bomba:

- Rodamientos: reducen al mínimo las pérdidas de rozamiento en el eje. Se encuentran en la parte trasera del eje dejando así libre la entrada a la bomba y aumentando así su rendimiento.
- Caja de rodamientos: encierra a los rodamientos y alberga en él el lubricante de los rodamientos.

2.2. Funcionamiento de una bomba centrífuga

2.2.1. Principio de Bernoulli

Como ya se comentó anteriormente la energía mecánica en los fluidos se puede almacenar como cota, presión y velocidad. Este comportamiento queda descrito por el Principio de Bernoulli el cual contiene los tres términos energéticos (cinético, potencial y piezométrico).

$$B = \frac{v^2}{2g} + z + \frac{P}{\gamma} \quad [1]$$

Siendo: “v” la velocidad del fluido, “g” la gravedad, “z” la altura, “γ” el peso específico y “P” la presión. La “B” representa el estado energético en mca (metros de columna de agua) del fluido.

Si la conducción es simple e ideal el estado energético del fluido no puede variar. En cambio, si el fluido recibe energía del exterior (bomba), si cede energía al exterior (turbina) o mediante las propias pérdidas de la conducción (no ideal) el estado energético entre los estados puede variar. Seguidamente se puede deducir, y así la Ecuación de Bernoulli lo confirma, que en una conducción simple e ideal los estados energéticos entre dos puntos distintos se mantienen constantes.

$$B_1 = B_2 \quad [2]$$

Siendo: "B1" el estado energético en el punto 1 y "B2" el estado energético en el punto 2.

Si se considera que la conducción es ideal, la conducción cuenta con una bomba y caracterizando la Ecuación de Bernoulli de tal forma que el punto 1 está a la entrada de la bomba y el punto 2 a la salida. La ecuación de Bernoulli queda:

$$B_1 + \Delta H_B = B_2 \quad [3]$$

$$\left(\frac{v_1^2}{2 * g} + z_1 + \frac{P_1}{\gamma} \right) + \Delta H_B = \left(\frac{v_2^2}{2 * g} + z_2 + \frac{P_2}{\gamma} \right) \quad [4]$$

$$\Delta H_B = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 * g} + (z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad [5]$$

Siendo: " ΔH_B " la energía aportada por la bomba

Por último, si se desprecia la variación de cota en la bomba se puede decir que el término de variación potencial es nulo. La Ecuación de Bernoulli queda:

$$\Delta H_B = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 * g} \quad [6]$$

$$\Delta H_B = \frac{\Delta P}{\gamma} + \frac{Q^2 * \left(\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right)}{2 * g} \quad [7]$$

Siendo: " ΔP " la variación de presión entre la entrada y la salida, "Q" el caudal de la bomba, " A_2 " la sección de salida y " A_1 " la sección de entrada a la bomba.

2.2.2. Flujo en el interior del rodete

Para agilizar el cálculo y ayudar comprensión de lo que ocurre dentro de una bomba centrífuga se va a presentar el concepto de triángulo de velocidades.

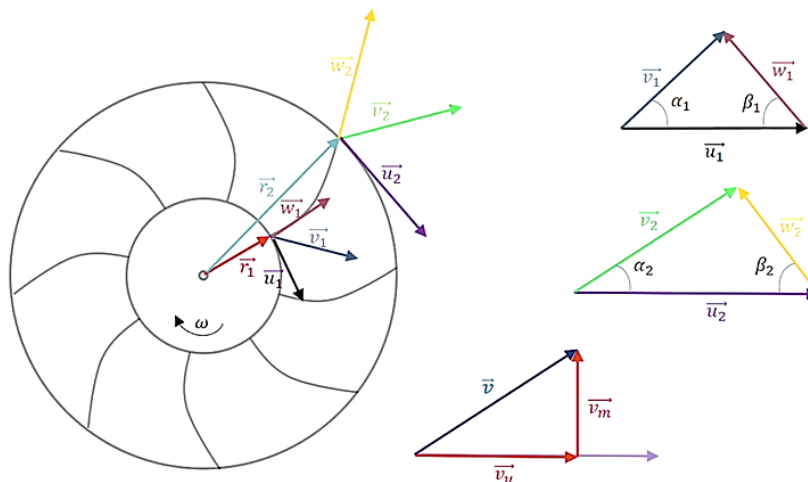


Figura 3.12 - Triángulo de velocidades (Fuente: <https://media.upv.es/#/portal/video/03dbcf0d0-c1fe-11e6-bfdd-1b6cc0ce6db1>)

Antes de continuar con la ecuación de Euler se debe definir los vectores de posición y velocidad en los que se basan los triángulos de velocidades. Se analizará una partícula de fluido que entra en el rodete, esta vendrá definida por un vector posición \vec{r}_1 y tendrá una determinada velocidad \vec{v}_1 . Análogamente, a la salida, dicha partícula vendrá definida por un vector posición \vec{r}_2 y tendrá una determinada velocidad absoluta \vec{v}_2 . Estas velocidades tendrán una componente tangencial debida a la rotación del rodete \vec{u}_i (siendo (i) 1 o 2 correspondientemente) y una componente relativa la cual es tangente al punto que se encuentra dentro del álabe \vec{w}_i . Si se analizan estos tres vectores se obtienen los triángulos de velocidad tanto a la entrada como la salida del rodete.

El ángulo que forman los vectores \vec{u}_i y \vec{w}_i se conoce como ángulo β_i que es el ángulo con el que la partícula entra o sale en el rodete y el ángulo que forman los vectores \vec{u}_i y \vec{v}_i se conoce como ángulo α_i . Conociendo estos ángulos la velocidad absoluta \vec{v}_i se puede descomponer en la velocidad periférica \vec{v}_{iu} y la velocidad meridional \vec{v}_{im} .

Teniendo en cuenta las componentes de los triángulos de velocidades se procede a abordar le Ecuación de Euler.

2.2.3. La Ecuación de Euler

La Ecuación de Euler describe de manera precisa el comportamiento de las turbomáquinas. También es conocida como la ecuación fundamental de las turbomáquinas hidráulicas propuesta por Leonhard Euler en 1767. Se obtiene al aplicar el Teorema de Arrastre de Reynolds (TAR) al momento cinético. Antes de abordarla hay que tener en cuenta algunas consideraciones:

$$\sum \vec{M}_{ext} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{VC} d\vec{M} + \int_{SC} \rho[\vec{r} \times \vec{v}](\vec{v} \cdot d\vec{A}) \quad [8]$$

Tomando como volumen de control el fluido contenido en la geometría del rodete y siguiendo las siguientes condiciones:

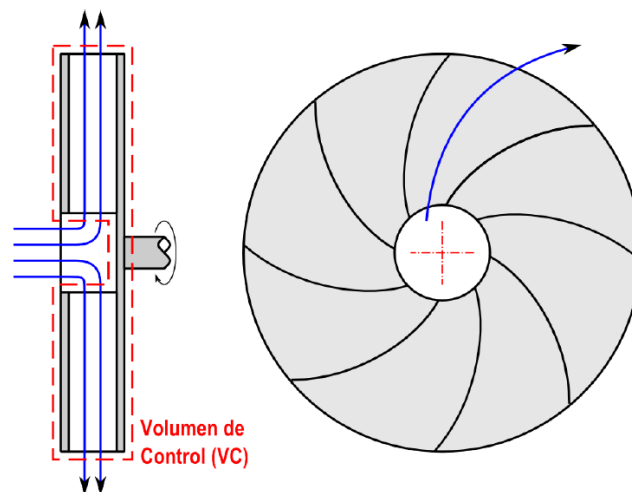


Figura 3.13 - Volumen de control (Fuente: <https://media.upv.es/#/portal/video/03dbcf0-c1fe-11e6-bfdd-1b6cc0ce6db1>)

- 1) Régimen permanente: la derivada temporal del volumen de control es nula.

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{VC} d\vec{M} = 0 \quad [9]$$

- 2) Número infinito de álabes, de esta manera se consigue un guiado perfecto.
- 3) Flujo ideal
- 4) Flujo irrotacional
- 5) Flujo unidimensional

Teniendo en cuenta estas consideraciones el TAR queda tal que:

$$\sum \vec{M}_{ext} = \sum_{salida} [\rho \cdot Q(\vec{r} \times \vec{v})] - \sum_{entrada} [\rho \cdot Q(\vec{r} \times \vec{v})] \quad [10]$$

$$\vec{M}_{ext} = \rho Q(\vec{r}_2 \times \vec{v}_2) - \rho Q(\vec{r}_1 \times \vec{v}_1) \quad [11]$$

Simplificando queda:

$$\vec{r}_i \times \vec{v}_i = r_i \cdot v_i \cdot \cos(\alpha_i) = r_i \cdot v_{iu} \quad [12]$$

$$M_{ext} = \rho \cdot Q \cdot r_2 \cdot v_{2u} - \rho \cdot Q \cdot r_1 \cdot v_{1u} \quad [13]$$

Multiplicando en ambas partes por la velocidad angular:

$$(M_{ext} \cdot \omega) = \rho \cdot Q \cdot (r_2 \cdot \omega) \cdot v_{2u} - \rho \cdot Q \cdot (r_1 \cdot \omega) \cdot v_{1u} \quad [14]$$

$$P = \rho \cdot Q \cdot u_2 \cdot v_{2u} - \rho \cdot Q \cdot u_1 \cdot v_{1u} \quad [15]$$

$$\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{t,\infty} = \rho \cdot Q \cdot u_2 \cdot v_{2u} - \rho \cdot Q \cdot u_1 \cdot v_{1u} \quad [16]$$

$$H_{t,\infty} = \frac{u_2 \cdot v_{2u} - u_1 \cdot v_{1u}}{g} \quad [17]$$

La ecuación de Euler establece el intercambio de energía entre el rodete y el fluido en una turbomáquina hidráulica, debido a la variación de cantidad de momento cinético. Establece la altura ideal de elevación del fluido que la maquina puede conseguir, dependiendo esta de: la velocidad de rotación de la máquina y del diseño del rodete.

2.2.4. Coeficiente de Pfleiderer

El coeficiente de Pfleiderer es un número adimensional comprendido entre 0 y 1 que ajusta la altura teórica aportada por la bomba a una altura que, aunque sigue siendo teórica, es más real. Esto ocurre porque cuando se abordó en el apartado anterior la Ecuación de Euler se supuso número infinito de álabes. Cuando se pasa a tener un número finito de álabes, normalmente entre 4 y 16, ocurre que \vec{w}_2 se desvía disminuyendo así el ángulo efectivo de salida $\vec{\beta}_2$.

$$\mu = \frac{H_{t,z}}{H_{t,\infty}} \quad [18]$$

El coeficiente μ no depende del punto de funcionamiento de la bomba, sino de la propia geometría del rodete, esto simplifica el proceso de estudio de las bombas centrífugas puesto que es un valor que se mantiene constante para un rodete dado. Pfleiderer propuso una aproximación de este el cual únicamente depende de la geometría del rodete.

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,2 \cdot (1 + \sin(\beta_2))}{z \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]}} \quad [19]$$

Siendo: “z” el número de álabes del rodete, “D₁” diámetro interior del rodete y “D₂” diámetro interior del rodete.

2.2.5. Grado de reactividad

Se define grado de reactividad como la relación entre la altura de presión y la altura total proporcionada al fluido por la turbomáquina.

$$G_r = \frac{H_p}{H} = 1 - \frac{H_d}{H} \quad [20]$$

Siendo: “H_p” altura de presión, “H_d” altura dinámica y “H” la altura total proporcionada por la bomba.

2.3. Curvas características

Para describir las propiedades de funcionamiento de una bomba centrífuga se utiliza un conjunto de cuatro curvas conocidas como curvas características de la bomba. Estas cuatro curvas relacionan la altura, el rendimiento, la potencia y la altura de aspiración positiva neta necesaria (NPSH) con el caudal de la bomba. Los fabricantes de bombas suelen publicar un conjunto de curvas características para cada modelo de bomba que fabrican. Los datos de estas curvas se desarrollan probando varias bombas de un modelo específico.

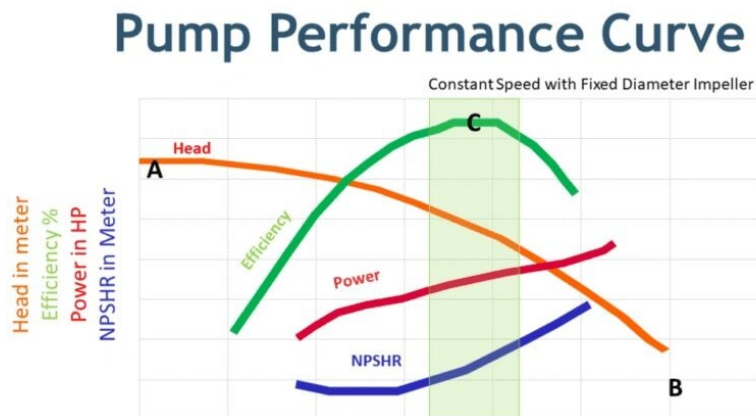


Figura 3.14 - Curvas características de una bomba centrífuga (Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=uP1ZiZ4khDM>)

Gracias a estas curvas se puede obtener el punto de rendimiento máximo o BEP “Best Efficiency Point”, marcado con la letra “C” en la figura 3.14, este punto permite saber a qué caudal la bomba opera a rendimiento máximo. El cruce de la vertical que pasa por el BEP con la curva de altura proporciona el punto de funcionamiento óptimo.

El punto “A” representa la altura máxima a la que puede elevar la bomba fluido, en este punto el caudal es nulo. En cambio, el punto “B” representa el caudal máximo que puede otorgar la bomba, este se alcanza cuando la altura de elevación que se solicita es nula.

2.3.1. Curva H-Q

Esta curva, llamada en la figura 3.14 “Head”, representa la altura frente al caudal. Como se puede observar cuanto mayor es el caudal menor es la altura a la que se puede elevar el agua.

2.3.2. Curva de rendimiento

La curva de rendimiento, llamada en la figura 3.14 “Efficiency”, representa la relación entre la potencia absorbida por el agua frente a la potencia entregada por el motor. La diferencia entre estas dos potencias representa la potencia que se pierde en recirculación del fluido, ruido, vibraciones, etc. Cuando la relación entre estas dos potencias es máxima se dice que se opera en el punto de rendimiento máximo o BEP

$$\eta = \frac{P_a}{P_m} \quad [21]$$

Siendo: “P_a” la potencia absorbida por el agua y “P_m” la potencia entregada por el motor

2.3.3. Curva de potencia

La curva de potencia, llamada en la figura 3.14 “Power” es la potencia que demanda la bomba para poder operar en las condiciones requeridas.

2.3.4. Curva NPSH

La curva NPSH grafica la diferencia entre la presión del líquido en el eje del impulsor y la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Es decir, es la presión absoluta mínima que debe haber a la entrada de la bomba para evitar fenómenos de cavitación.

3. ELECCIÓN DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

Antes de pasar al modelado se ha realizado una búsqueda entre los distintos fabricantes de bombas centrífugas. En los catálogos se ofrecen gran variedad de diseños, cada uno con especificaciones y curvas características distintas.

Finalmente, se ha seleccionado una bomba centrífuga de eje libre de la marca italiana SAER en concreto la línea de diseño NCB y dentro de esta el modelo NCB 100-200.



Figura 4.1 - Bomba SAER línea NCB (Fuente: www.bohisa.es)

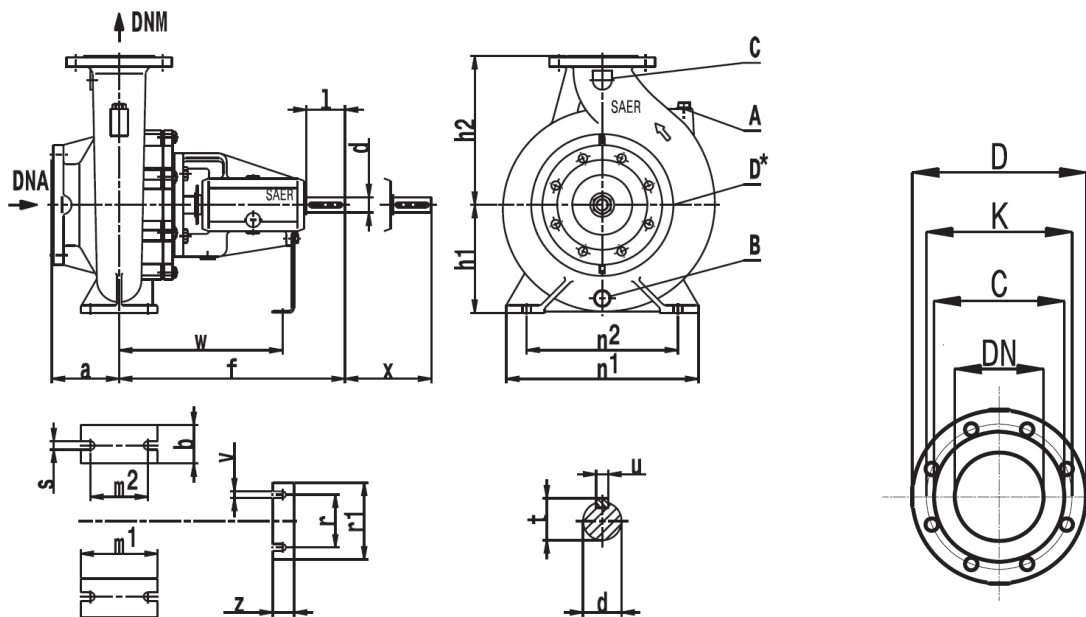


Figura 4.2 - Nomenclatura medidas

Tipo Type	DNA	DNM	a [mm]	b [mm]	d k6 [mm]	f [mm]	h1 [mm]	h2 [mm]	l [mm]	m1 [mm]	m2 [mm]	n1 [mm]	n2 [mm]	s [mm]	t [mm]	u [mm]	w [mm]	x [mm]	A	B	C	D*	v [mm]	r [mm]	r1 [mm]	z [mm]
NCB 100-200	125	100	125	80	32	470	200	280	80	160	120	360	280	18	35,3	10	340	140	G3/8"	G3/8"	G3/8"	G1/4"	14	110	140	39

Figura 4.3 - Medidas modelo seleccionado

Cabe destacar que esta era la única información disponible útil para el modelado del conjunto. Para ayudar al modelado de algunas partes interiores se ha recurrido a modelos parecidos de otros fabricantes de bombas centrífugas.

En cuanto a las características técnicas de esta serie de bombas, cabe destacar que alcanzan un caudal máximo de 187,5 l/s, una altura máxima de 129 mca y el rango de temperaturas de fluidos de trabajo es de -15 °C a 120 °C. Esta serie de bombas está preparada para trabajar con un régimen de giro que va desde las 1450 RPM hasta las 2900 RPM.

4. MODELADO EN AUTODESK INVENTOR

4.1. Parametrización

Para el diseño y modelado de un conjunto así de complejo se necesitan muchas medidas las cuales han de ser compartidas entre las diferentes piezas. Debido a esto, y con la finalidad de facilitar al máximo el proceso de modelado, se ha optado por la parametrización mediante la vinculación del proyecto a un archivo Excel. En este se encuentran las medidas más relevantes del proceso de modelado, así como los parámetros los cuales se estudiarán con el programa de CFD.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	Esp_Rod	35 mm								
2	Ra_Ro	135 mm								
3	Ra_Ro_NV	128 mm								
4	Sal_Rod	100 mm								
5	Ent_Rod	125 mm								
6	Esp_Car_D	20 mm								
7	DiaGuia_Agu_TT	355 mm								
8	Num_Agu_TT	8 su								
9	Dia_Agu_TT	20 mm								
10	DiaExt_TT	400 mm								
11	Alt_Base	250 mm								
12	Beta_1	50 gr								
13	Beta_2	40 gr								
14	Num_Alabe	8 su								
15	Esp_Alabe	4 mm								
16	Esp_Caraint	10 mm								
17	Esp_Chabe	10 mm								
18	Eje_Rod	32 mm								
19	Eje_Cas	40 mm								
20	Eje_EstCas	45 mm								
21	Eje_Roda	55 mm								
22	Eje_EntreRoda	69,4 mm								
23	Eje_Mot	35 mm								
24	DiaExt_Roda	100 mm								
25	DiaGuia_Agu_TR	125 mm								
26	DiaExt_Tapa	150 mm								
27	Esp_Roda	50 mm								
28	DiaExt_Casq	55 mm								
29	DiaExt_EstLinCie	80 mm								
30	Esp_EstLinCie	80 mm								
31	Esp_Casq	75 mm								
32										

CÓDIGO DE COLORES

- VOLUTA
- RODETE
- EJE
- TAPA RODAMIENTOS
- BRIDA AGUA

PARAMETROS DE ESTUDIO CON CFD

Figura 5.1 - Parámetros

Si la parametrización está hecha de manera correcta y se realiza un cambio en cualquiera de los parámetros de la hoja Excel todas las piezas que contengan en su diseño dicho parámetro se reajustaran para absorberlos los cambios en la geometría sin colapsar.

4.2. Voluta

Puesto que esta se trata de la geometría más compleja del proceso de modelado se va a modelar la primera. Además, se utilizará de base para el modelado de las demás partes del conjunto.

En primer lugar, se ha creado la parte exterior de la voluta, la cual sigue el camino de una espiral, con una entrada igual al espesor del rodete más el espesor de la carcasa y una salida con el diámetro de salida de la bomba más el espesor de la carcasa. A esta se le añade un spline y se modela con un barrido de diámetro constante. Posteriormente, se realiza una revolución con la apariencia exterior de la voluta.

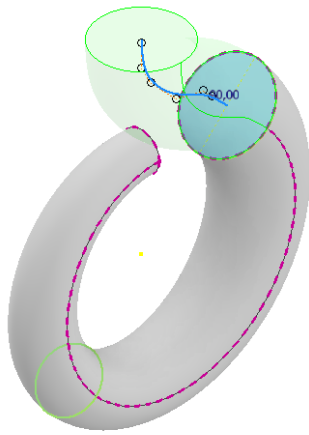


Figura 5.2 - Voluta: operación espiral

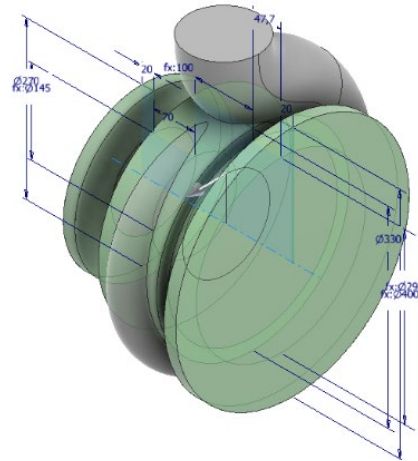


Figura 5.3 - Voluta: operación revolución

Con este conjunto de procesos se obtiene la geometría exterior de la voluta. Ahora se realizará las operaciones de resta las cuales quitaran el material necesario para obtener la geometría interior final. Para la parte del caracol se repite la misma operación de espiral y barrido, pero sin añadir el espesor de la carcasa. Para el modelado del resto de la geometría interior se realiza una revolución.

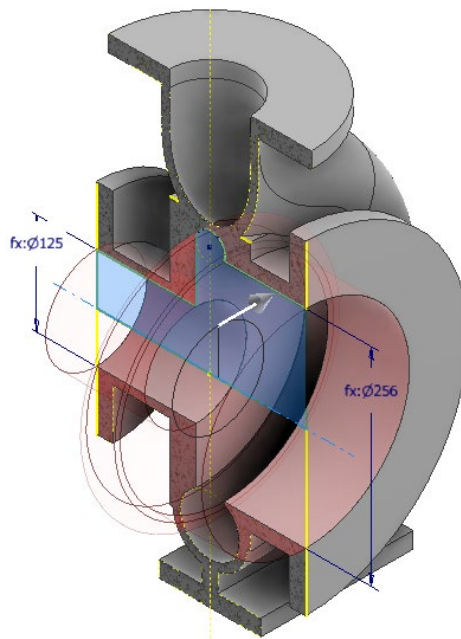


Figura 5.4 - Voluta: operación vaciado

Por último, se añaden los elementos necesarios para dar por terminada la pieza, operaciones como: agujeros roscados, empalmes, etc. Cabe destacar que todas las operaciones que se repiten se han realizado con la operación de patrón, de esta manera se ahorra mucho tiempo a la hora de hacer futuros cambios en el diseño

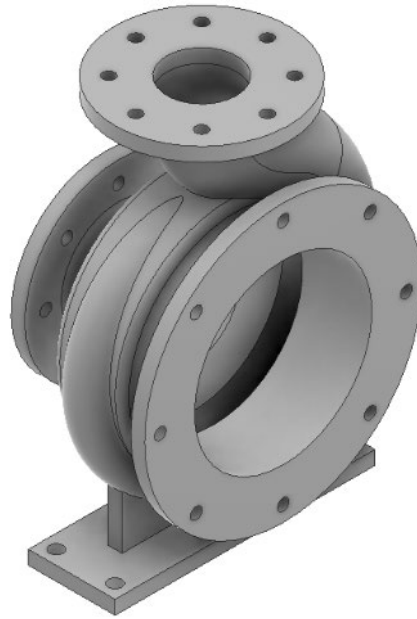


Figura 5.5 - Voluta modelada

4.3. Rodete

En esta pieza la correcta parametrización y modelado es muy importante, puesto que ha de aceptar cambios en los ángulos de salida y entrada del rodete y en el número de álabes.

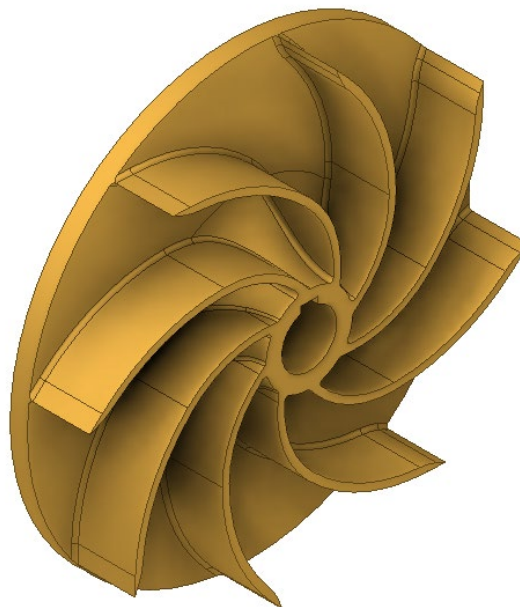


Figura 5.6 - Rodete modelado

Con simples cambios en el archivo Excel de parametrización las cotas se reajustan para brindar dichos requerimientos. Cabe destacar que el rodete será la única pieza del ensamblaje que cambiará su geometría en los ensayos en Autodesk CFD con la finalidad de aumentar la eficiencia de la bomba. Por eso se ha realizado dicha distinción en el archivo Excel de Parámetros.

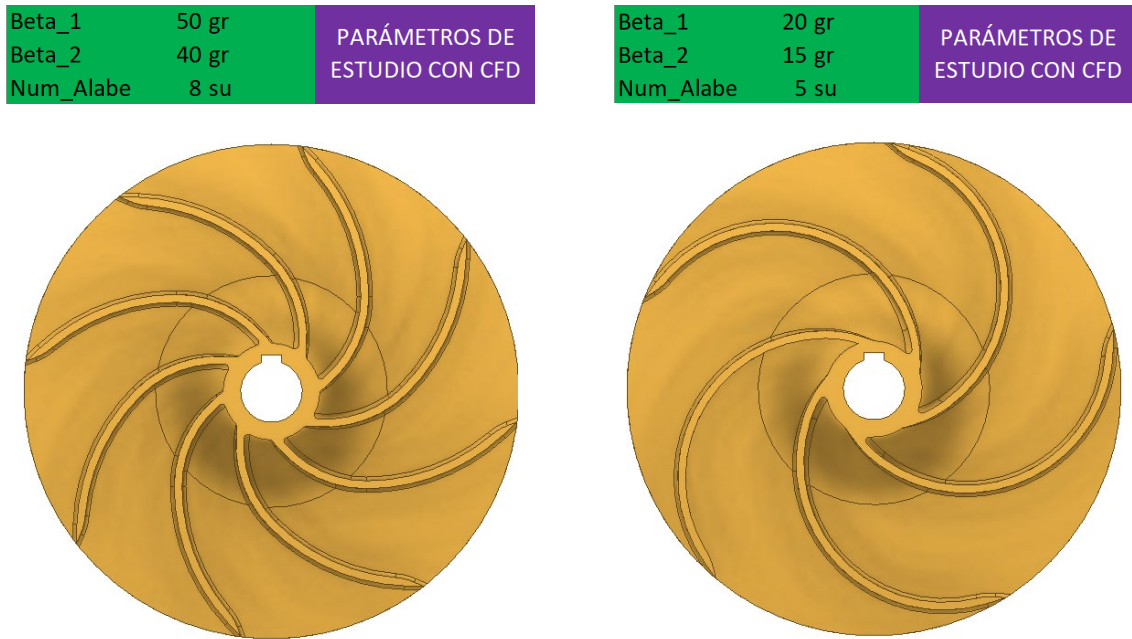


Figura 5.7 - Ejemplo parametrización 1

Los álabes, la parte más compleja de esta pieza, se han realizado con la operación de barrido. Estos siguen el camino de un boceto bien acotado para que los cambios realizados en el archivo de la figura sean los esperados cuando se cambian datos en el archivo Excel. Cabe destacar que el álabe tiene una sección rectangular.

4.4. Eje

El eje es parte del conjunto que transmite la potencia. La cual, a la vez que el rodete, soporta los máximos esfuerzos. El modelado de esta consta de un conglomerado de extrusiones. En esta parte la parametrización es muy útil puesto que esta pieza ha de encajar con todas las demás.



Figura 5.8 - Eje modelado

4.5. Sello hidráulico

El sello hidráulico consta de las estopas, el anillo linterna y el prensaestopas. El modelado de estas es simple, pero ha de seguir parametrizado al proyecto, así cualquier cambio será, como ya se ha comentado anteriormente, absorbido por el conjunto y no habrá errores.



Figura 5.9 - Estopa modelada



Figura 5.10 - Anillo linterna modelado

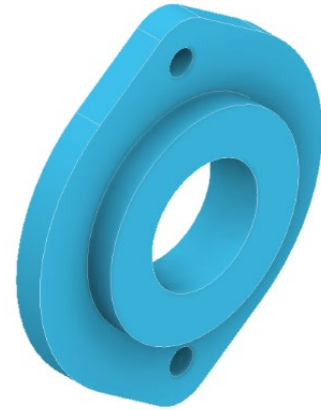


Figura 5.11 - Prensaestopas modelado

Además, este mecanismo no sería posible sin la sujeción que aporta la brida de agua. Los agujeros se han realizado con la operación patrón para, si es necesario, disminuir o aumentar la cantidad de agujeros.

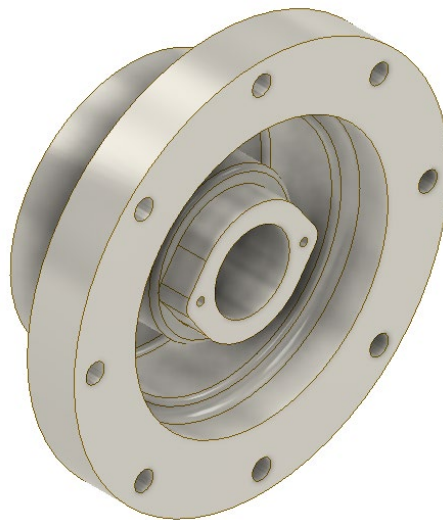


Figura 5.12 - Brida de agua modelada

4.6. Biblioteca de piezas normalizadas

La biblioteca de piezas normalizadas en Autodesk Inventor recibe el nombre de centro de contenido. De este se han importado piezas tales como pernos roscados, arandelas, tuercas y chavetas necesarias para completar el ensamblaje de la turbomáquina. Estas piezas, como indica la norma, no se incluirán en los planos de piezas, pero sí en la lista de piezas del plano de conjunto.

El diseño del chavetero presente tanto en el eje como en el rodete se ha modelado pensando en el diseño de la chaveta que se iba a importar del centro de contenido. Es decir, viendo las dimensiones

generales de la bomba, se seleccionó la chaveta necesaria y posteriormente se realizaron los chaveteros en las piezas que lo precisaban.

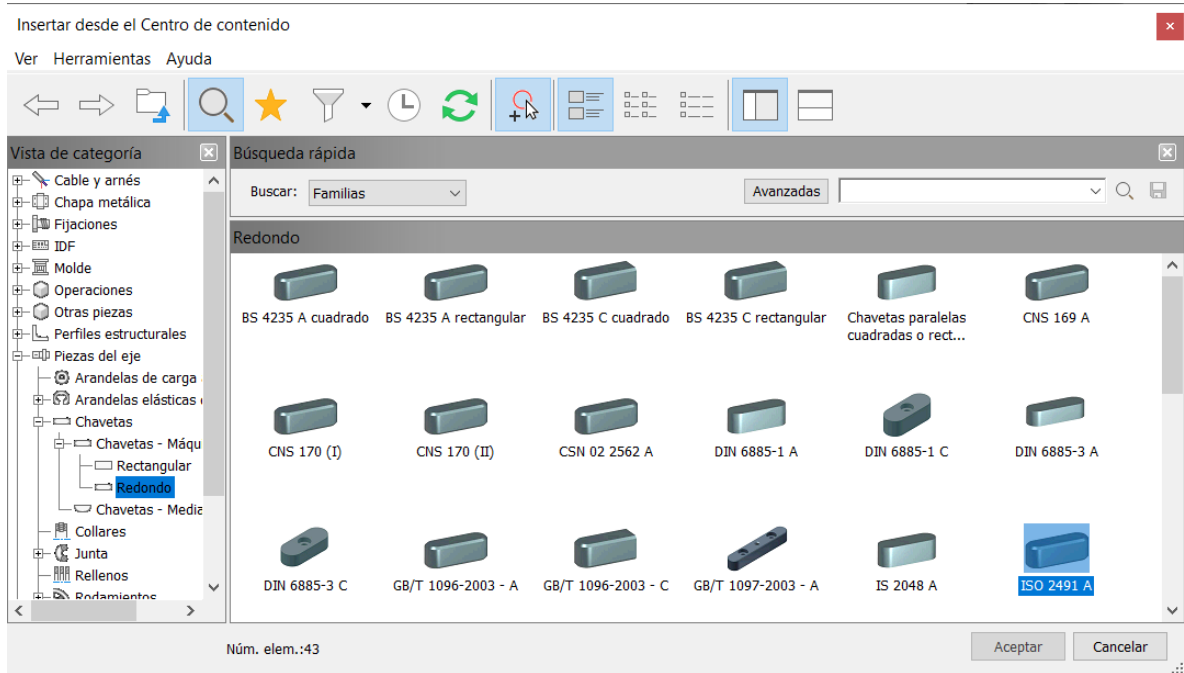


Figura 5.13 - Centro de contenido: elección de la chaveta

4.7. Otros elementos

Por último, además de las piezas importadas del centro de contenido como pernos y rodamientos. Hay algunas piezas más sin las cuales el conjunto no sería viable como el casquillo, la caja de rodamientos o la tapa de rodamientos.

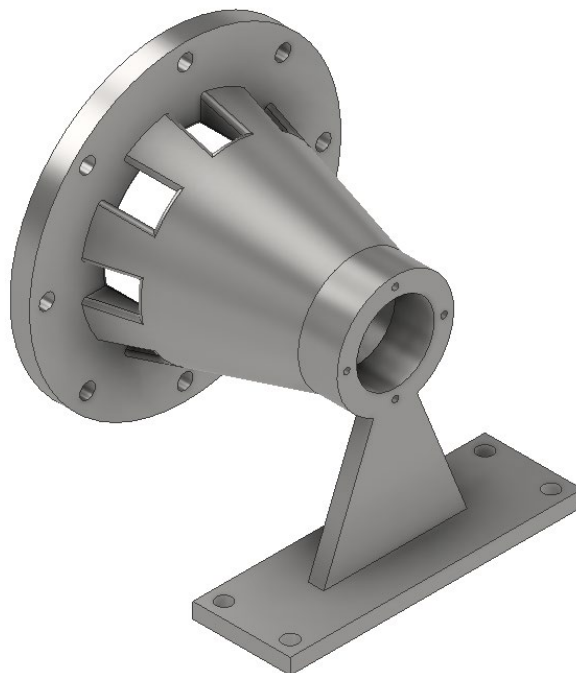


Figura 5.14 - Caja de rodamientos modelada

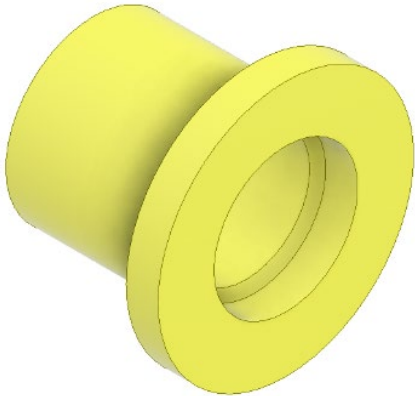


Figura 5.15 - Casquillo modelado

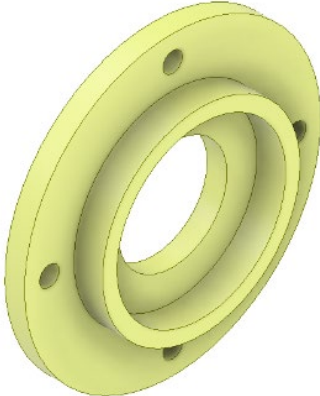


Figura 5.16 Tapa de rodamientos modelada

5. ENSAMBLAJE

Cuando todas las piezas están modeladas se procede al ensamblado. Como se ha comentado a lo largo de todo el proceso de modelado, la parametrización es muy importante, y en el ensamblaje lo sigue siendo. Por ejemplo, en operaciones realizadas con patrón (inserción de pernos) si está bien parametrizado con cambiar el número de pernos en el Excel todo el conjunto ha de actualizarse. Pero para ello hay que arrastrar la parametrización hasta el final del proceso de modelado, incluido el ensamblaje.

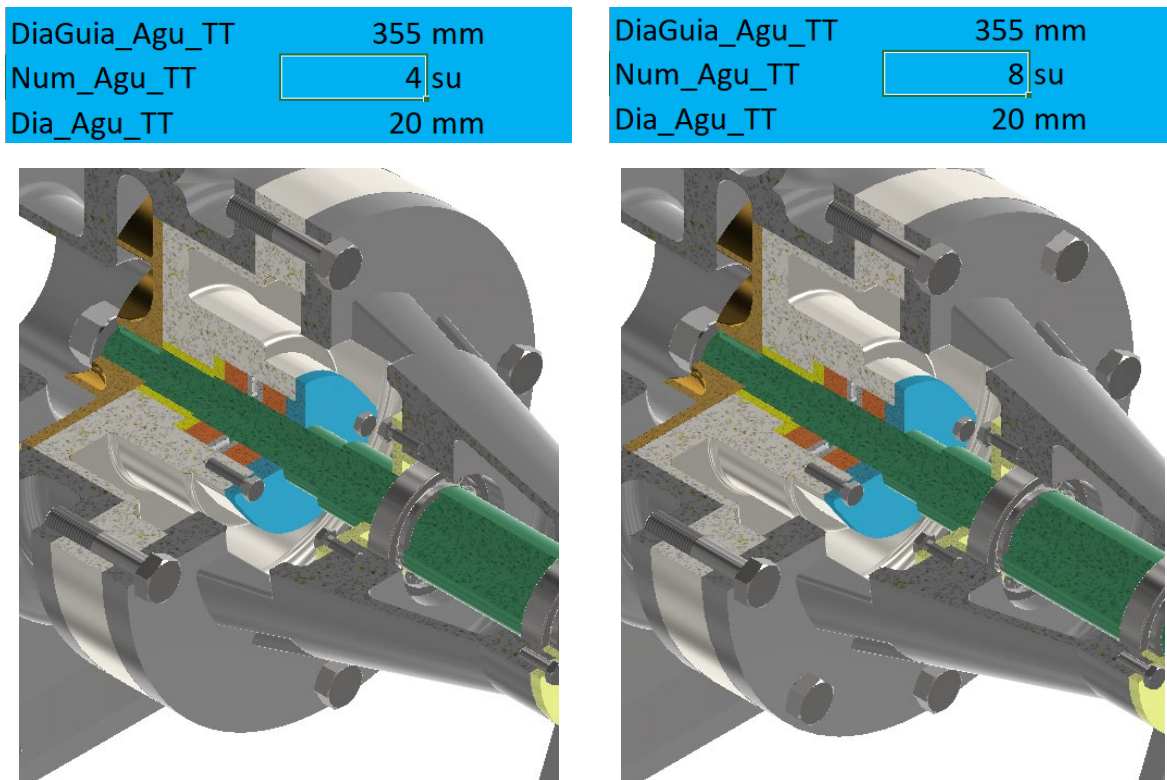


Figura 6.1 - Ejemplo parametrización 2

Como se puede observar en la figura 6.1, al realizar el cambio en el archivo Excel de parametrización, además de las tres piezas involucradas (voluta, tapa de rodamientos y brida de agua) también el ensamblaje se ha actualizado automáticamente.

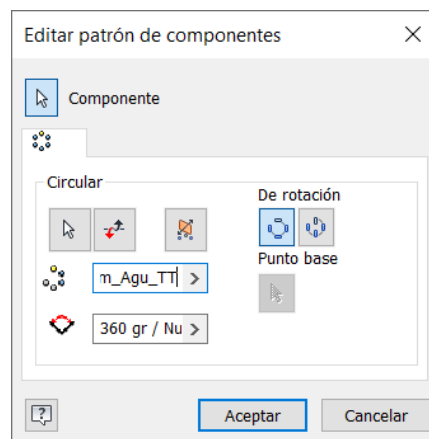


Figura 6.2 - Parametrización: patrón de componentes

La restricción más usada en el ensamblaje, debido a la naturaleza del conjunto, ha sido la restricción insertar. Además de insertar también se ha usado gran cantidad de veces la restricción ángulo, esta se ha utilizado para definir que pieza debía girar, o no, solidaria al eje.

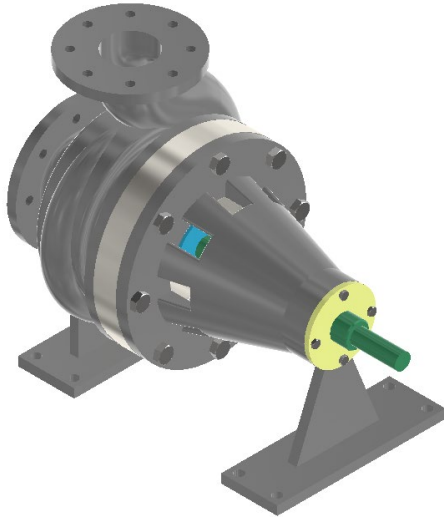


Figura 6.3 - Bomba centrífuga ensamblada

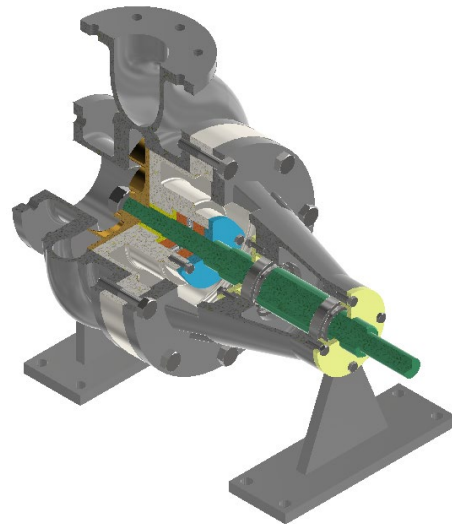


Figura 6.4 - Bomba centrífuga ensamblada (seccionada)

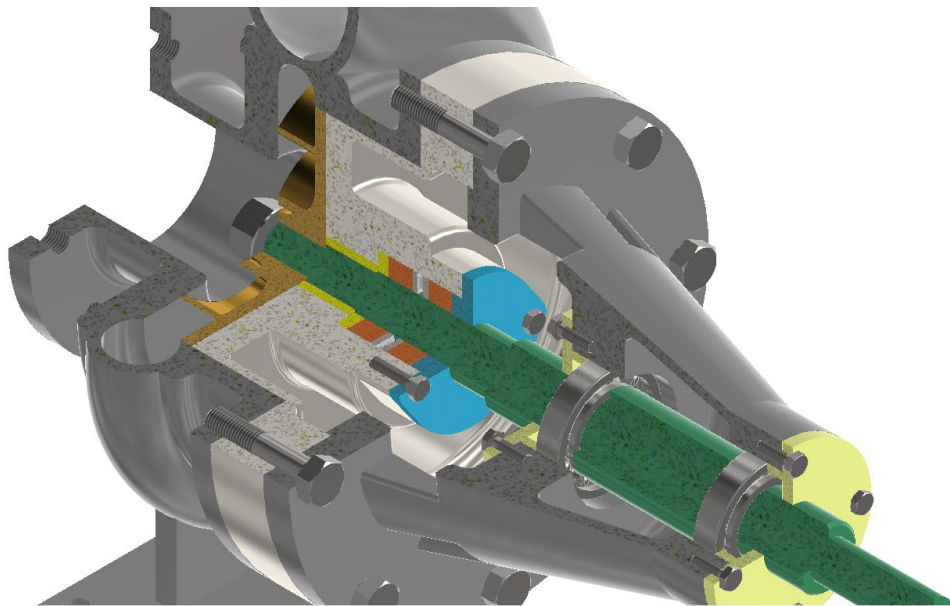


Figura 6.5 - Bomba centrífuga ensamblada (seccionada con zoom)

Cuando el ensamblaje se ha terminado y aprovechando la vista seccionada, se ha realizado un control exhaustivo de las uniones entre piezas para garantizar que no hubiese solapamiento de unas piezas con otras. De esta manera se agiliza mucho la realización de planos, pero sobre todo el estudio en Autodesk CFD. Si hay solapamiento de geometrías el software de análisis de fluidos dará error.

6. SIMULACIÓN DEL FLUIDO CON AUTODESK CFD

6.1. Autodesk CFD 2021

Para la realización de los ensayos se ha optado por el software de Autodesk dirigido al análisis dinámico de fluidos Autodesk CFD 2021. La selección de este y no de otro se debe a que al usar Autodesk Inventor como programa CAD la transferencia de los diseños va a ser mucho más directa puesto que ambas aplicaciones han sido desarrolladas por Autodesk y, por tanto, la transferencia de información entre ambas está optimizada.

Este software permite, de manera muy precisa, ver cómo se comporta el fluido a lo largo de la turbomáquina. Además, si es necesario se pueden realizar animaciones, las cuales se pueden exportar en formato de video, para visualizar los primeros instantes en los que el flujo fluye por la máquina y así ver los primeros, y más inestables, instantes de este.

El programa genera una cantidad muy grande de datos cuando realiza los análisis por lo que una correcta elección de los parámetros de solución es muy importante para que el equipo no colapse en medio de un análisis.

6.2. Preparación del modelo

Debido a que los programas de análisis dinámico mallan las superficies para estudiar individualmente cada elemento la simplificación del modelado que se va a importar al programa de CFD es muy importante. En este proceso se prescindirá de todas las partes innecesarias para realizar la simulación del funcionamiento de la bomba.

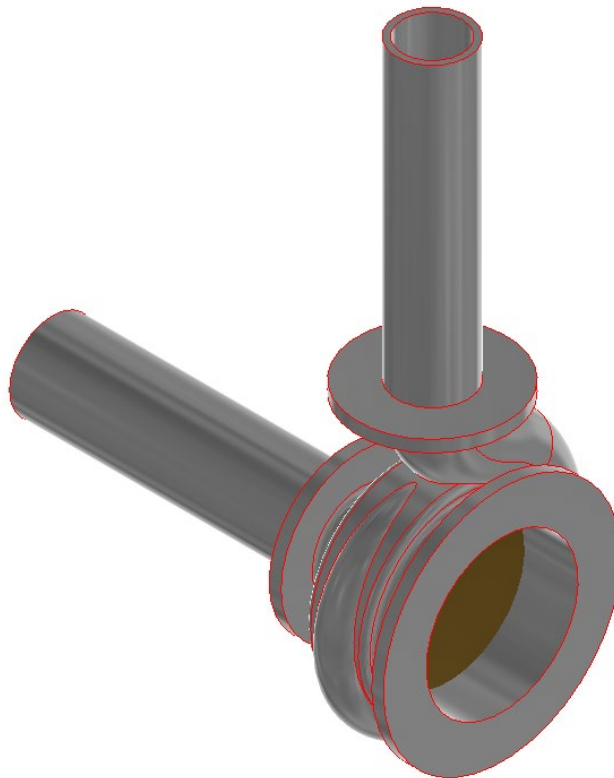


Figura 7.1 - Ensamblaje simplificado

Además de suprimir operaciones como agujeros roscados. Cabe destacar que también se ha alargado la longitud de la entrada y la salida del agua varias veces el diámetro del rodete para evitar problemas de inestabilidad a la hora de recoger los datos del ensayo.

6.3. Ensayos en Autodesk CFD

En el programa CFD se van a realizar 2 estudios, divididos en 3 diseños cada uno con un total de 42 ensayos, los cuales variarán en alguno de los parámetros de diseño. Cabe destacar que todos los cambios que se hagan a lo largo del estudio en Autodesk CFD solo afectarán a la geometría del rodete. Ya que como se vio en el apartado de la Ecuación de Euler, teóricamente, es de lo único que depende la potencia de la bomba.

En primer lugar, se realizará un estudio en el cual habrá tres diseños con distinto número de álabes: 8 álabes, 6 álabes y 4 álabes. En cada uno de estos diseños se realizarán 7 ensayos los cuales dependen del caudal máximo extraído del primer ensayo (H_0).

Posteriormente, de estos tres diseños se seleccionará el más eficiente para pasar a la segunda etapa de estudio. Esta etapa constará de otros tres diseños los cuales variarán en el ángulo de salida del rodete (β_2): 30°, 40° y 50°. En este segundo estudio se seguirá el mismo procedimiento en la preparación de los ensayos.

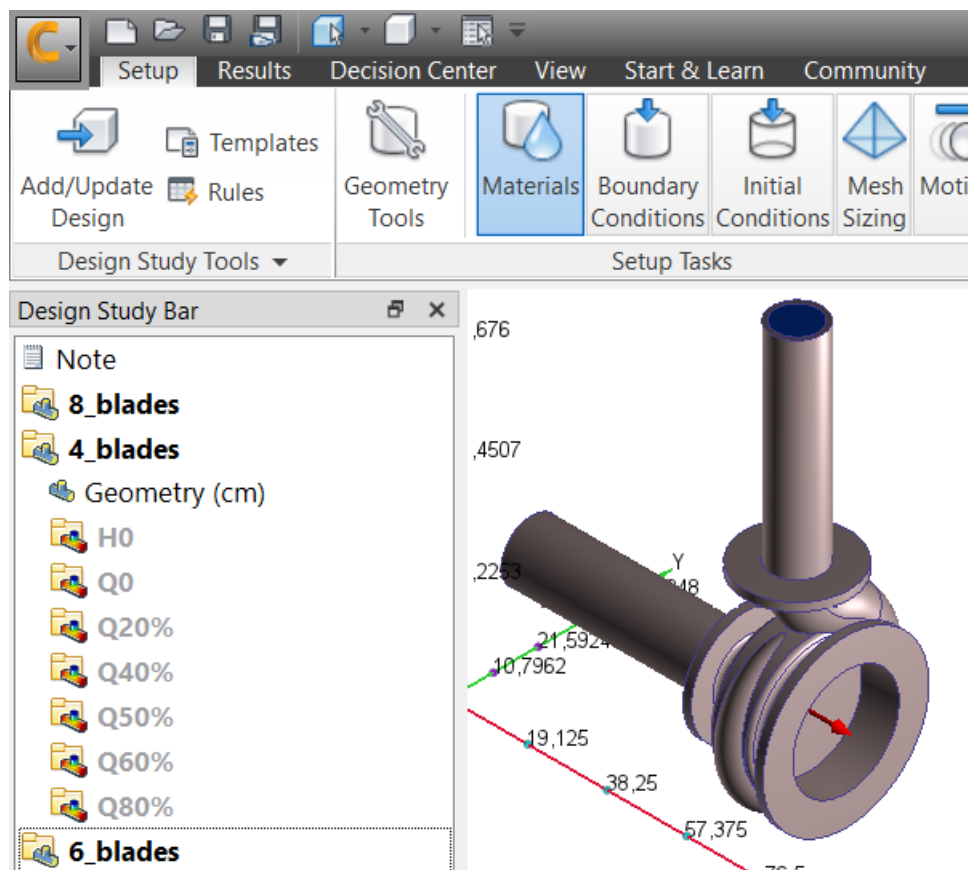


Figura 7.2 - Estudio, diseño y ensayo

Por último, se seleccionará el más eficiente del segundo estudio y se actualizará el diseño CAD.

6.3.1. Geometría

Para la realización de ensayos Autodesk CFD precisa de los volúmenes recorridos por el flujo en el interior de la bomba. Los volúmenes de flujo se dividen en dos: rotativos (parte del flujo que está en contacto con el rodete) y no rotativos.

En primer lugar, se crea la región rotativa la cual va a estar encastrada en el rodete. Este volumen ha de diseñarse en Inventor y se trata de un cilindro macizo.

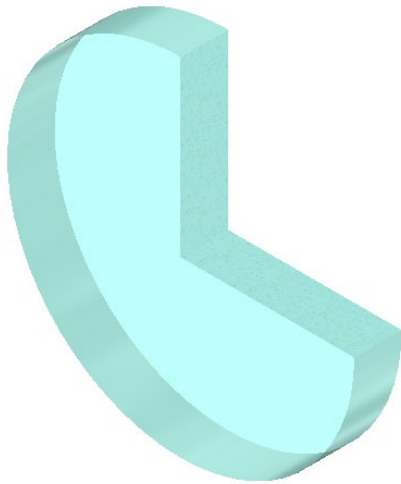


Figura 7.3 - Región rotativa

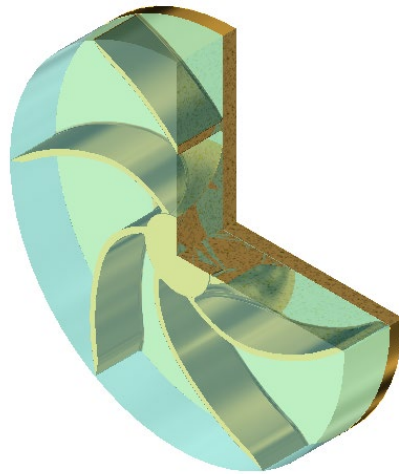


Figura 7.4 - Región rotativa encastrada en el rodete

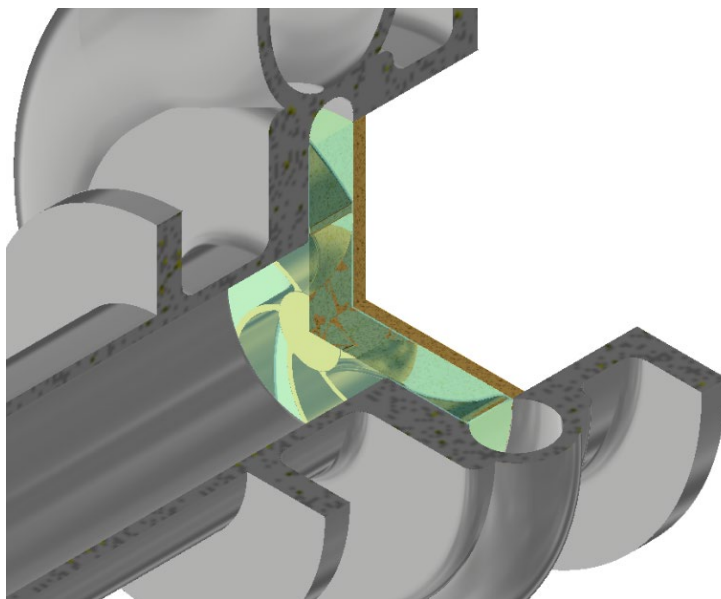


Figura 7.5 - Ensamblaje simplificado seccionado

Este cilindro macizo se modela debido a que Autodesk CFD precisa de una región rotativa el análisis de turbomáquinas. En Inventor se trata como una pieza más del ensamblaje el cual será exportado a Autodesk CFD.

En segundo lugar, se definirán los volúmenes no rotativos en Autodesk CFD. Para ello se abre el menú "Void Fill" de "Geometry". En este menú se seleccionan los bordes que delimitan el flujo, se clic "Build Surface" y "Fill Void".

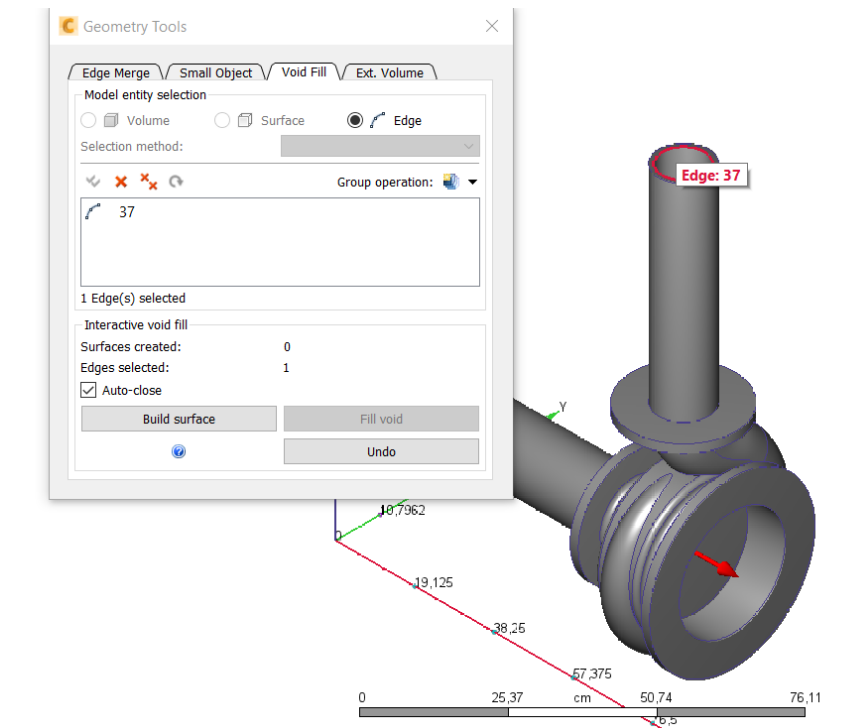


Figura 7.6 - Creación de volúmenes del flujo

Esta operación crea de manera rápida un volumen equivalente al flujo del agua por el interior de la bomba. Dicha operación se ha de realizar tanto en la entrada como en la salida de la bomba.

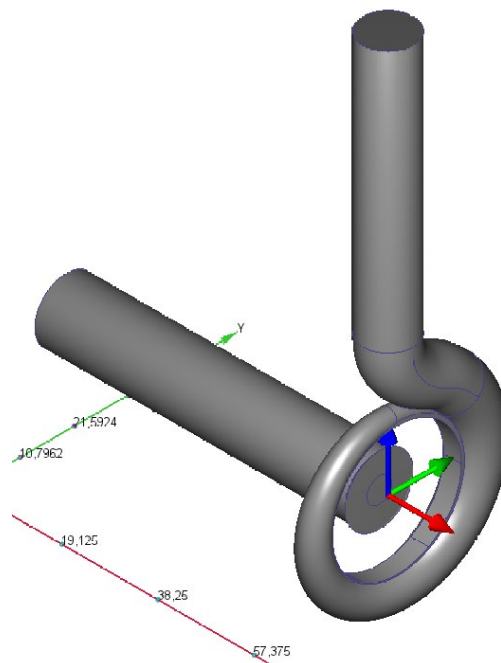


Figura 7.7 - Volúmenes del flujo

6.3.2. Materiales

Cuando ya están definidos los volúmenes se procede a caracterizar cada uno de estos en el apartado “Materials”. Tanto la voluta como al rodete se definen como aluminio, mientras que a los dos volúmenes creados por el Autodesk CFD se definen como agua. Para la región rotativa en “Type” se define como “Rotating Region” y se editan las propiedades de esta.

Es importante seguir el orden arriba citado puesto que Autodesk CFD precisa de líquido en contacto con la región rotativa para poder definirla como tal. Además, se ha de tener en cuenta que cualquier sólido en contacto con la región rotativa también girará de manera automática y solidaria a esta. Si no se desea que esto ocurra se puede no mallar dicho componente si el estudio no lo precisa.

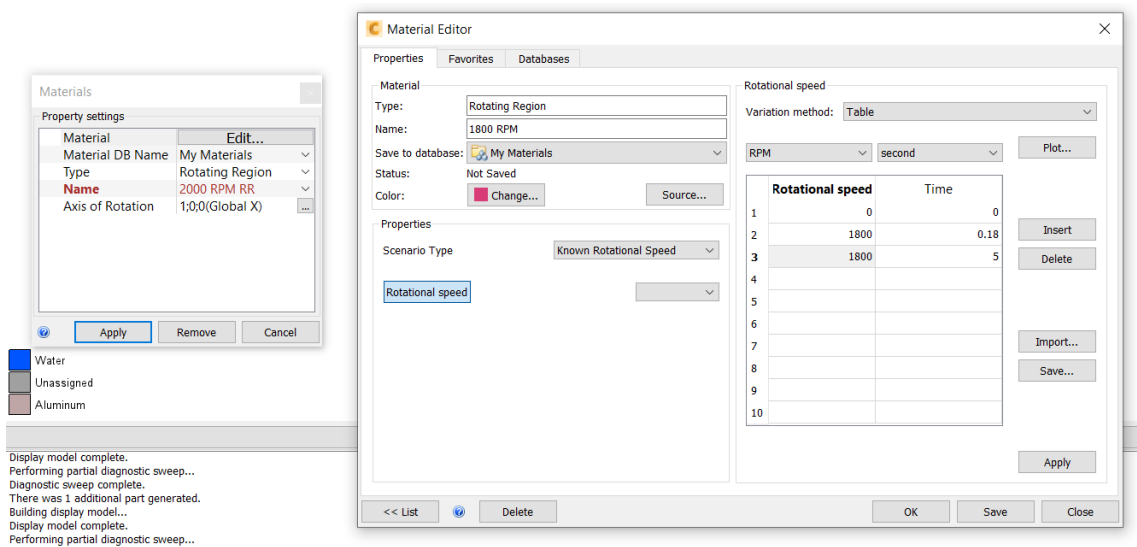


Figura 7.8 - Propiedades región rotativa

En esta ventana además de definir el régimen de giro del rodete también se caracteriza de qué manera se desea aplicar dicha velocidad angular. Se recomienda un escalado paulatino del régimen de giro a lo largo del ensayo para favorecer a la estabilidad de este.

6.3.3. Condiciones de contorno

Para el primero de los ensayos se define tanto a la entrada como a la salida una presión de 0. De esta manera la altura proporcionada por la bomba será nula y el caudal máximo. Cabe destacar que para los ensayos se ha empleado el Sistema Internacional de Unidades (SI) para aplicar las condiciones de contorno, excepto para el flujo volumétrico el cual se ha especificado en litros por segundo.

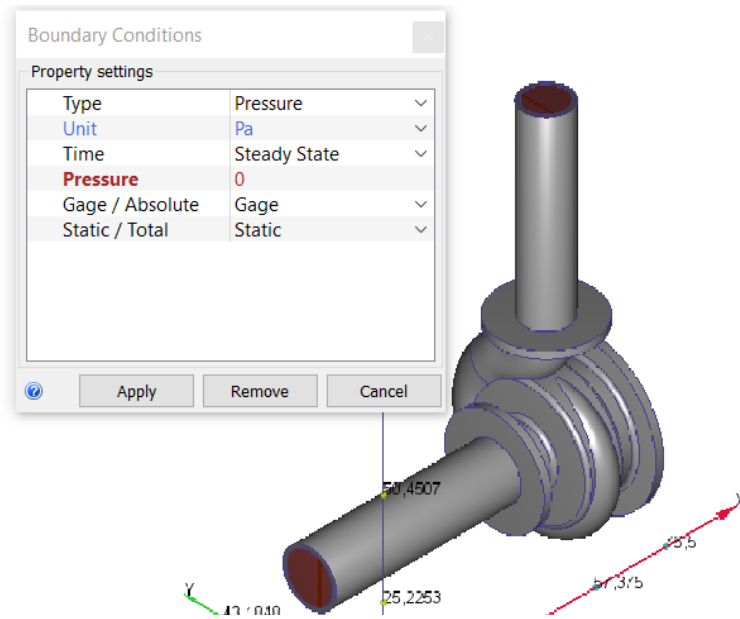


Figura 7.9 - Condiciones de contorno $H=0$

Para las condiciones de contorno de los siguientes ensayos se va aumentando, de manera escalonada, el caudal hasta llegar al del primer ensayo. Este proceso se realiza con la finalidad conseguir varios puntos de las curvas características de la bomba. Se han realizado seis divisiones de este intervalo: 0%, 20%, 40%, 50%, 60% y 80%

En la entrada de la bomba se condiciona una presión de 0 y en la salida de esta el caudal de dicho ensayo.

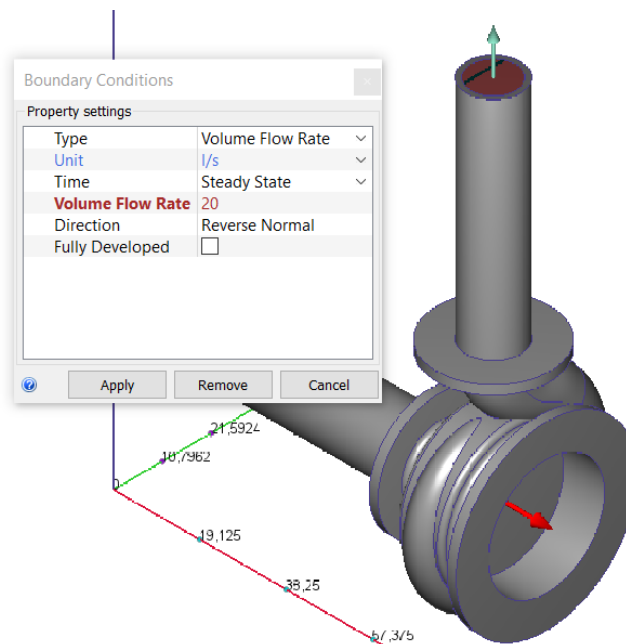


Figura 7.10 - Condiciones de contorno $Q \neq 0$

6.3.4. Mallado

En este apartado se realizará el mallado del diseño. Para aligerar al máximo la cantidad de elementos del mallado las piezas de aluminio no se mallarán puesto que para los ensayos realizados no es necesario que dichos volúmenes estén mallados. La supresión de piezas en el mallado se realiza clicando botón derecho encima de una pieza la opción “Supress”.

En este caso, y viendo que los resultados finales no varían de manera significativa, se ha optado por el mallado automático. Para poder observar el mallado que se va a usar en el estudio se ha de realizar un análisis rápido para que el programa genere la malla y así se pueda observar el mallado de las zonas más críticas.

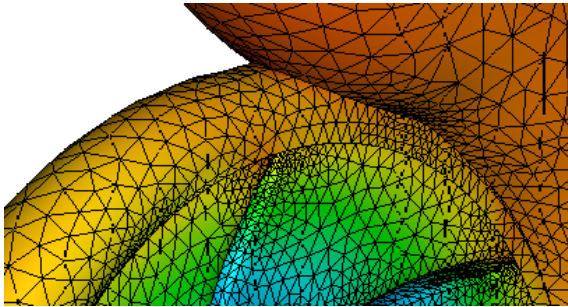


Figura 7.11 - Mallado zona bifurcación

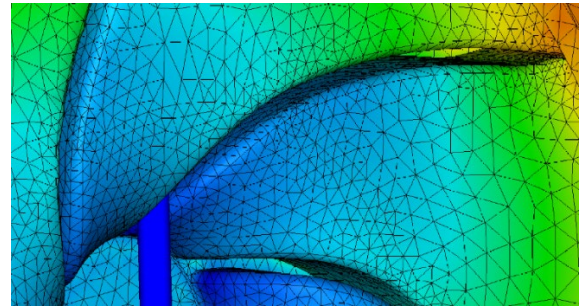


Figura 7.12 - Mallado álabes

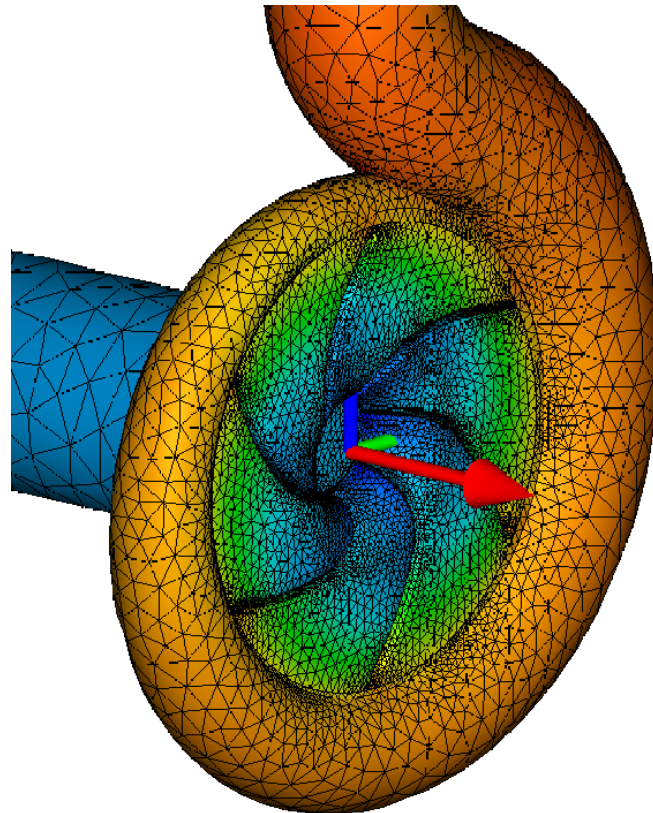


Figura 7.13 – Mallado

6.3.5. Solución

En el menú de “Solve” habrá que cambiar algunos parámetros. Al haber definido una región rotativa el modo de solución ha de estar en transitorio. Además, el “Time Step Size” se calculará dependiendo del número de álabes.

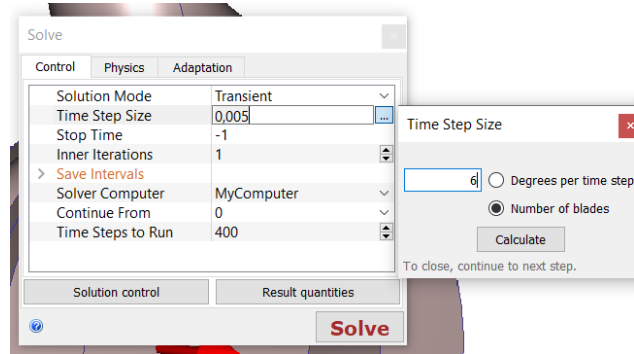


Figura 7.14 - Ventana "Solve"

Cabe destacar que, debido al alto número de nodos en la malla, en etapas previas a comenzar los ensayos finales se han realizado ensayos de prueba para ver la exactitud de los resultados en función de los nodos de la malla. Al principio se optó por una malla con muchos más nodos la cual daba un tiempo de ensayo de aproximadamente dos horas y media. Posteriormente, se realizó la malla con la opción de mallado automático que da Autodesk CFD y los resultados fueron prácticamente los mismos, pero con un tiempo de ensayo de aproximadamente 45 minutos. A causa de esto y debido al alto número de ensayos se optó por el mallado automático.

Se ha optado por realizar 400 iteraciones puesto que da una buena convergencia en los resultados y el tiempo de análisis es aceptable. Por último, se seleccionan en “Result quantities” los parámetros que se quiere que CFD calcule, en este caso únicamente se ha seleccionado velocidad (l/s) y presión (Pa).

Cuando el ensayo finalice se podrá observar si los resultados son validados mediante el gráfico de convergencia. En él se observarán líneas con aspecto sinusoidal debido a la rotación del rodete. Si la convergencia no queda clara con el gráfico también se puede entrar en la carpeta generada automáticamente por Autodesk CFD para el ensayo y observar el archivo Excel de torque. Si hay convergencia el torque deberá de mantenerse constante a lo largo de las últimas iteraciones.

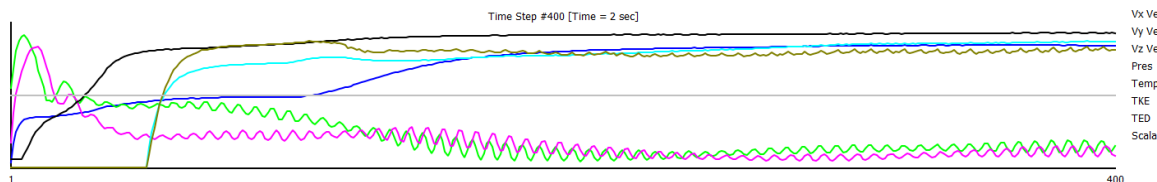


Figura 7.15 - Gráfico de convergencia

6.3.6. Recogida de datos

Cuando el análisis haya finalizado y convergencia sea adecuada se procede a extraer los resultados que se necesiten para el estudio.

En este caso se precisa de la presión a la salida de la bomba. Para obtenerla dentro del apartado “Results” se selecciona “Planes” y se añade uno justo a la salida de la bomba. Por último, con la herramienta “Bulk” se seleccionan los parámetros que se quieren obtener y se clic en “Calculate”.

Además, Autodesk CFD genera automáticamente un archivo Excel en la carpeta del ensayo un archivo llamado “nombre_torque” en el cual guarda el valor del torque aplicado para cada una de las iteraciones calculadas. Estos datos serán útiles para calcular la potencia otorgada por el motor y así calcular el rendimiento para cada uno de los ensayos.

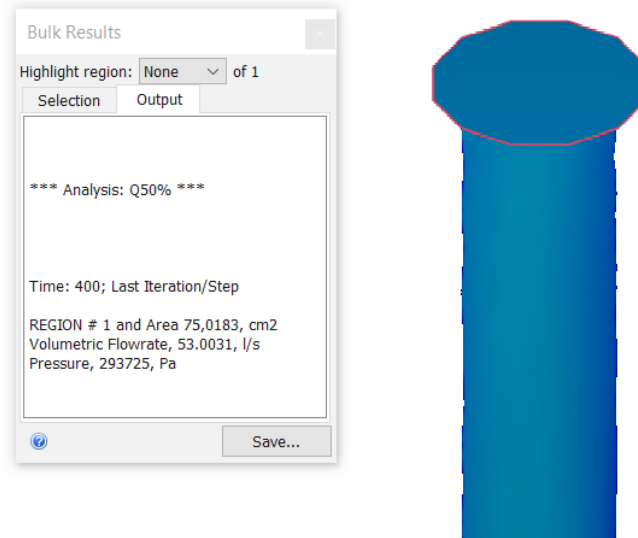


Figura 7.16 - Herramienta “Bulk”

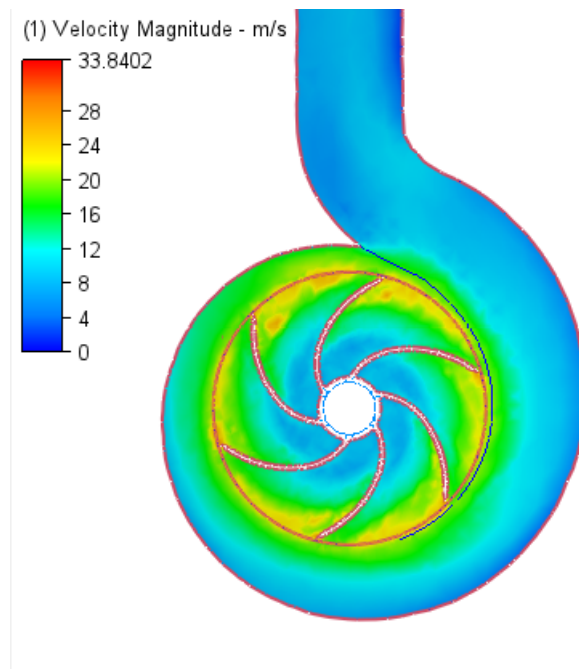


Figura 7.17 - Distribución de velocidades (6 álabes, 40° de ángulo de salida y caudal al 50% del máximo)

7. RESULTADOS

7.1. Interpretación de datos en Excel

Cuando se hayan recogido los datos de los tres primeros diseños se procede a generar las curvas características de cada uno de estos en Excel.

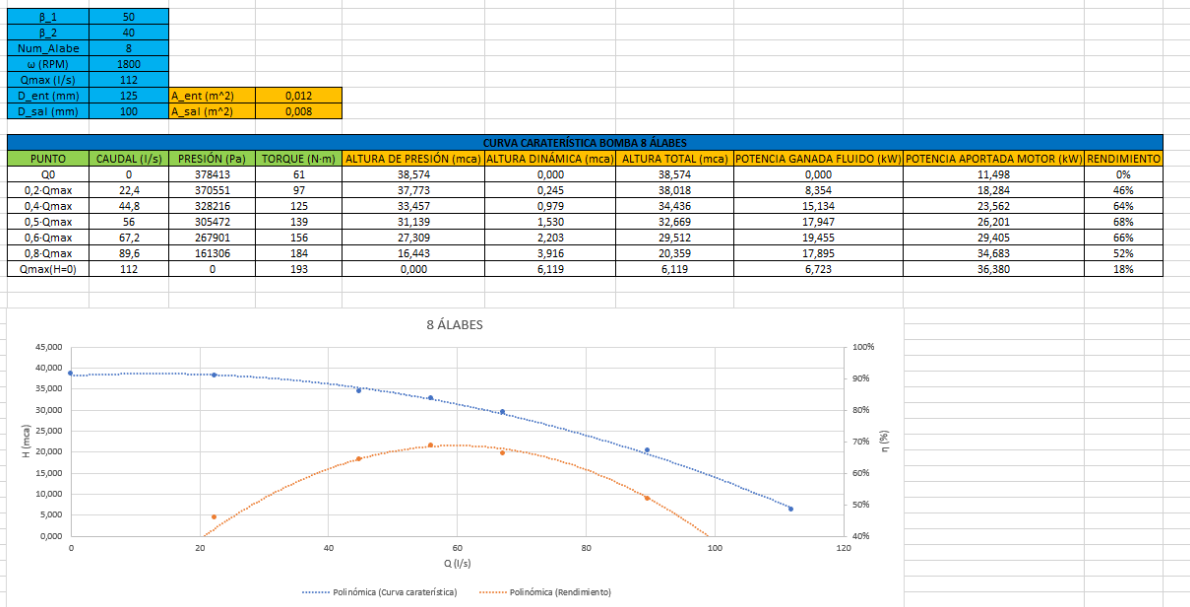


Figura 8.1 - Tabla Excel análisis CFD

En este gráfico también se incluirá, además de la curva característica H-Q (altura en función del caudal), la curva característica de rendimiento (rendimiento en función del caudal) de la turbomáquina, ya que será el parámetro en el que se basará la selección del diseño final.

7.2. Cálculos realizados en Excel

En primer lugar, se calcula la altura de presión, la cual es la diferencia de presiones entre el peso específico del agua.

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{\Delta P}{\gamma} \quad [22]$$

Siendo: “H_p” la altura de presión, “γ” el peso específico del agua y “ΔP” la diferencia de presiones entre la entrada y la salida.

Posteriormente se calcula la altura dinámica la cual hace referencia energía almacenada en el fluido por el cambio de velocidad entre la entrada y la salida.

$$H_d = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{Q^2 \cdot \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2} \right)}{2 \cdot g} \quad [23]$$

Siendo: “H_d” la altura dinámica, “g” la gravedad, “Q” el caudal que circula por la bomba y “A_i” la sección de entrada y salida respectivamente.

En este punto se pasa a calcular las potencias para así, en último lugar, calcular el rendimiento de la bomba en cada punto.

$$P_a = \gamma \cdot Q \cdot H \quad [24]$$

Siendo: “ P_a ” la potencia ganada por el fluido

$$P_m = T \cdot \omega \quad [25]$$

Siendo: “ P_m ” la potencia aportada por el motor, “ T ” el torque aplicado por el motor y “ ω ” la velocidad angular del rodete.

Por último, se calcula el rendimiento de la bomba.

$$\eta = \frac{P_a}{P_m} \quad [26]$$

Siendo: “ η ” el rendimiento de la bomba.

7.3. Resultados extraídos

7.3.1. Número de álabes óptimo

En este apartado de los tres diseños propuestos para el primer ensayo (8 álabes, 6 álabes y 4 álabes) se seleccionará el más eficiente.

PUNTO	CAUDAL (l/s)	PRESIÓN (Pa)	TORQUE (N·m)
Q0	0	378413	61
0,2·Qmax	22,4	370551	97
0,4·Qmax	44,8	328216	125
0,5·Qmax	56	305472	139
0,6·Qmax	67,2	267901	156
0,8·Qmax	89,6	161306	184
Qmax(H=0)	112	0	193

Tabla 8.1 - Tabla datos CFD rodete 8 álabes

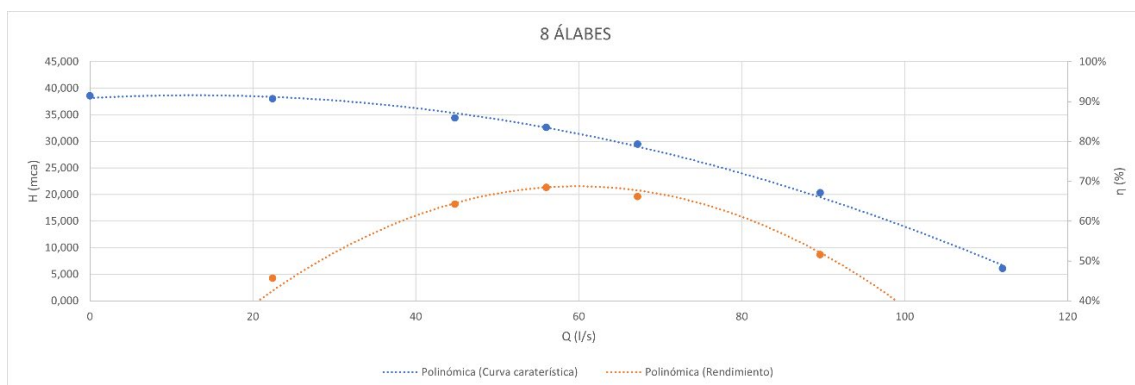


Figura 8.2 - Curvas características 8 álabes

PUNTO	CAUDAL (l/s)	PRESIÓN (Pa)	TORQUE (N·m)
Q0	0	386991	67
0,2·Qmax	21,2	372845	73
0,4·Qmax	42,4	356823	95
0,5·Qmax	53	330234	114
0,6·Qmax	63,6	293963	133
0,8·Qmax	84,8	200806	166
Qmax(H=0)	106	0	181

Tabla 8.2 - Tabla datos CFD rodete 6 álabes

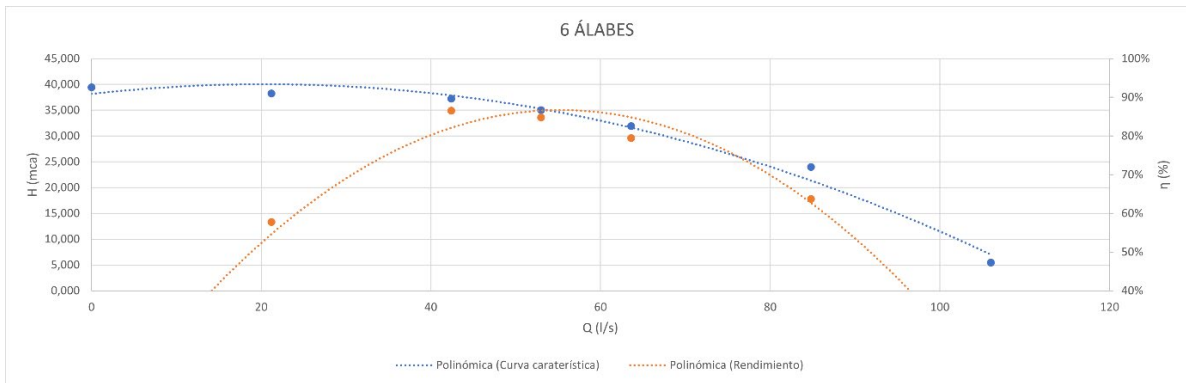


Figura 8.3 - Curvas características 6 álabes

PUNTO	CAUDAL (l/s)	PRESIÓN (Pa)	TORQUE (N·m)
Q0	0	373196	64
0,2·Qmax	20	335525	73
0,4·Qmax	40	278560	98
0,5·Qmax	50	248449	106
0,6·Qmax	60	214165	115
0,8·Qmax	80	139366	142
Qmax(H=0)	100	0	156

Tabla 8.3 - Tabla datos CFD rodete 4 álabes

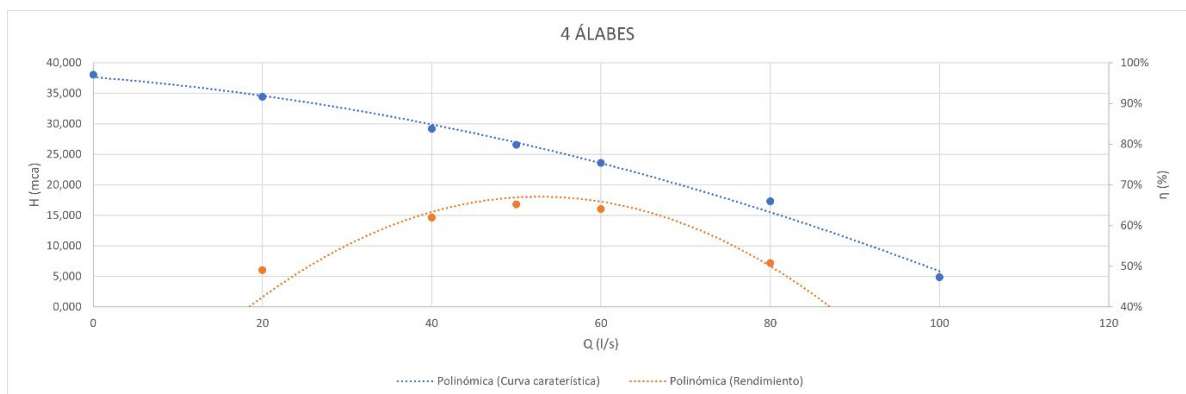


Figura 8.4 - Curvas características 4 álabes

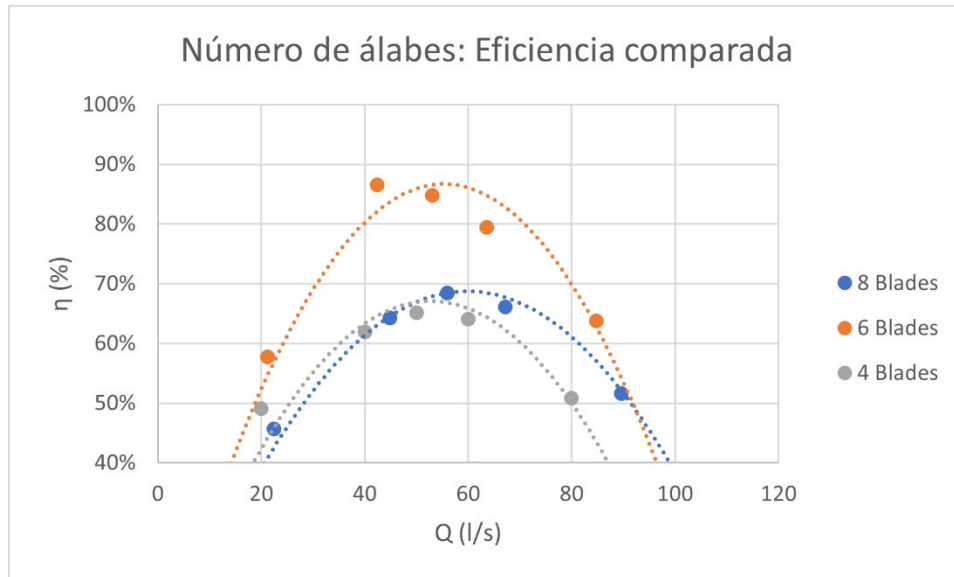


Figura 8.5 - Número de álabes: Eficiencia comparada

Como se puede observar en las curvas características de rendimiento el diseño que otorga mayor rendimiento es el que opera con un rodete de 6 álabes.

7.3.2. Ángulo de salida óptimo

En el siguiente ensayo el número de álabes se mantendrá constante mientras que el ángulo de salida del álabe " β_2 " tomará tres valores distintos: 30°, 40° y 50°.

PUNTO	CAUDAL (l/s)	PRESIÓN (Pa)	TORQUE (N·m)
Q0	0	392270	62
0,2·Qmax	21,2	366505	81
0,4·Qmax	42,4	307048	97
0,5·Qmax	53	288282	113
0,6·Qmax	63,6	264903	136
0,8·Qmax	84,8	163694	160
Qmax(H=0)	106	0	168

Tabla 8.4 - Tabla datos CFD rodete con 30° de ángulo de salida

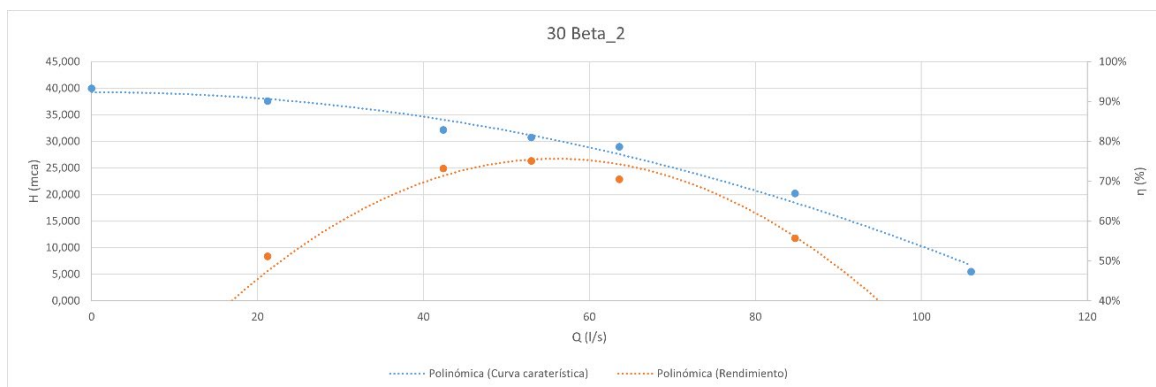


Figura 8.6 - Curvas características Beta_2 30°

PUNTO	CAUDAL (l/s)	PRESIÓN (Pa)	TORQUE (N·m)
Q0	0	386991	67
0,2·Qmax	21,2	372845	73
0,4·Qmax	42,4	356823	95
0,5·Qmax	53	330234	114
0,6·Qmax	63,6	293963	133
0,8·Qmax	84,8	200806	166
Qmax(H=0)	106	0	181

Tabla 8.5 - Tabla datos CFD rodete con 40° de ángulo de salida

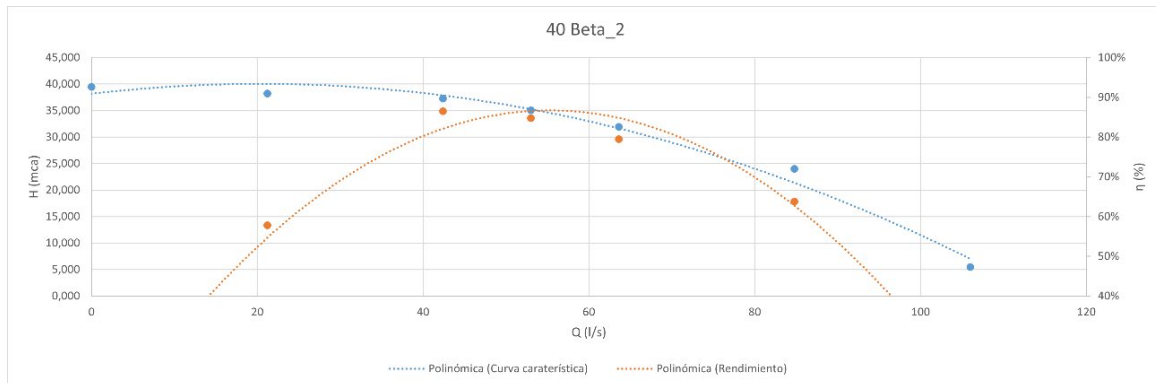


Figura 8.7 - Curvas características Beta_2 40°

PUNTO	CAUDAL (l/s)	PRESIÓN (Pa)	TORQUE (N·m)
Q0	0	391829	76
0,2·Qmax	21,2	364122	94
0,4·Qmax	42,4	314682	105
0,5·Qmax	53	293873	118
0,6·Qmax	63,6	263084	139
0,8·Qmax	84,8	159738	174
Qmax(H=0)	106	0	193

Tabla 8.6 - Tabla datos CFD rodete con 50° de ángulo de salida

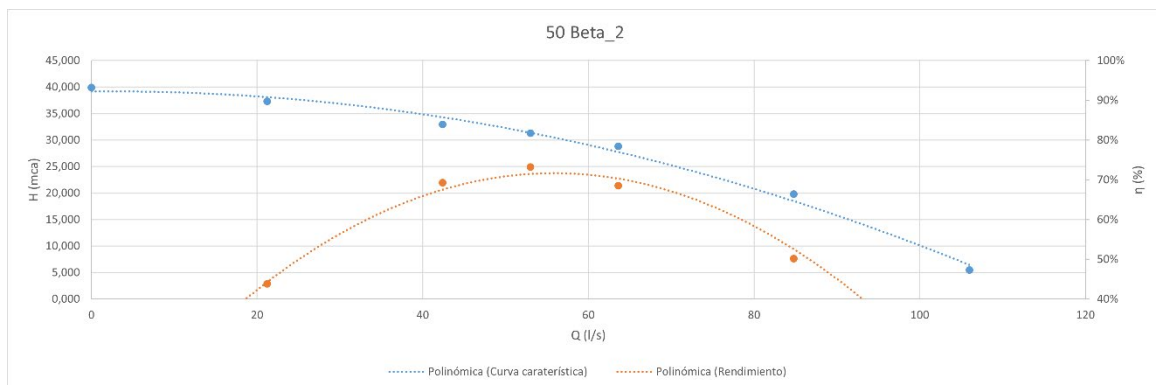


Figura 8.8 - Curvas características Beta_2 30°

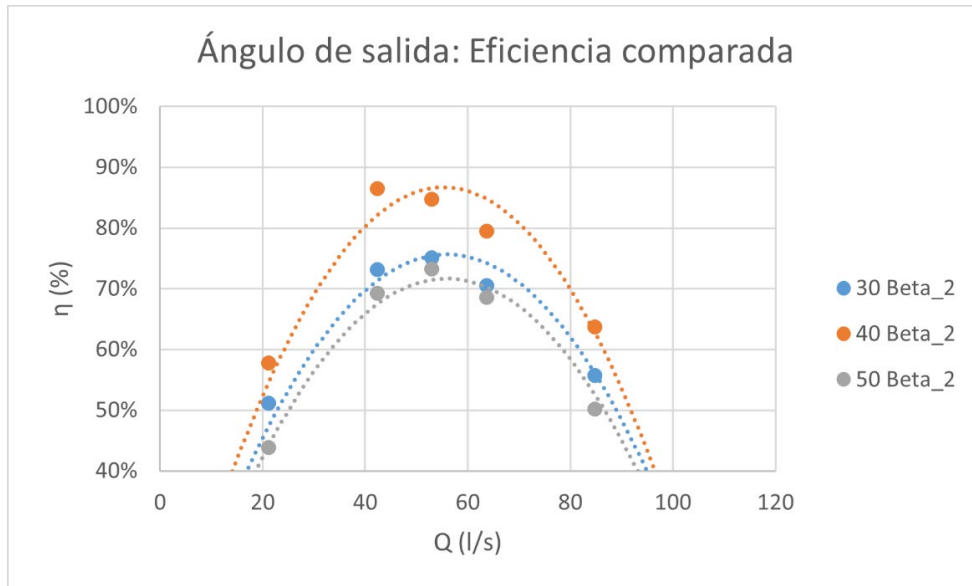


Figura 8.9 - Ángulo de salida: Eficiencia comparada

En este caso se puede observar que el diseño que más rendimiento otorga es el que opera con un ángulo de 40° a la salida del rodete.

7.4. Diseño final

Gracias a los resultados obtenidos en Autodesk CFD y visualizados en Excel se puede concluir que de los diseños ensayados el que proporciona más rendimiento energético es el que opera con 6 álabes y 40° a la salida del rodete.

Como ya se comentó en el apartado de parametrización, todos los cambios que se han ido realizando en los distintos ensayos de Autodesk CFD se han ido actualizando en el ensamblaje de Autodesk Inventor. Por lo que el diseño presentado en los planos el diseño con el que se obtiene rendimiento máximo.

8. ESTUDIOS ADICIONALES

Como se ha estado comentando a lo largo de todo el transcurso de la memoria, la importancia de una correcta parametrización para poder realizar, de manera rápida y eficiente, cambios en las dimensiones de la bomba se van a realizar, además de los estudios realizados en el apartado anterior cambiando el número de álabes y el ángulo de salida del rodete, estudios cambiando el espesor de este.

Realizar este cambio en el modelo CAD no es igual de sencillo que los cambios anteriores, puesto que el cambio no solo interviene en el rodete, sino también en la voluta y demás piezas del conjunto.

Cabe destacar que a la hora de parametrizar se fijó un diámetro mínimo de espesor de rodete de 20 milímetros. Espesores de rodete inferiores a este podrían causar un colapso en la actualización del ensamblaje. Se seleccionó este espesor como el mínimo porque diámetros inferiores a este conllevarían un malgasto de material excesivo.

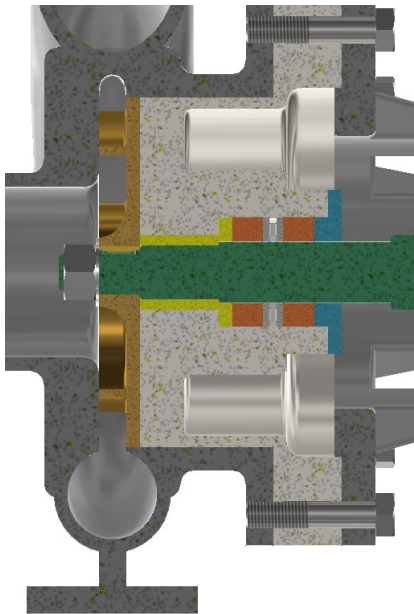


Figura 9.1 - Bomba con espesor de rodete 20 mm

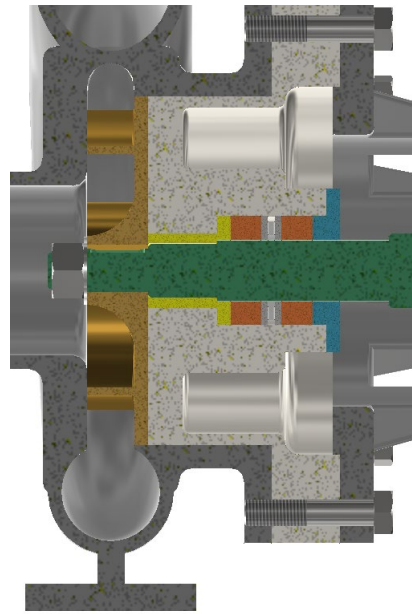


Figura 9.2 - Bomba con espesor de rodete 50mm

Al realizarse los cambios en el archivo Excel de parámetros todas las piezas del ensamblaje, excepto la chaveta, se actualizan y no hace falta hacer ningún tipo de cambio adicional. La chaveta del rodete, al ser una pieza normalizada la cual se extrae del centro de contenido, no se puede parametrizar por lo que hay que seleccionar la chaveta con dimensiones adecuadas manualmente.

8.1. Curva característica espesor 20 mm

Para poder observar cómo se comportan las propiedades de caudal y altura en la nueva bomba se obtiene las curvas características de altura frente a caudal y rendimiento como se ha hecho en apartados anteriores.

El procedimiento que se va a seguir en este apartado para las pruebas en Autodesk CFD va a ser completamente el mismo que en apartados anteriores. Primero se realiza el ensayo para caudal máximo ($H=0$) y posteriormente se realizan ensayos a 20%, 40%, 50%, 60% y 80% de dicho caudal para

así obtener diversos puntos de las curvas características y poder trazar las curvas polinómicas que aproximen el comportamiento de la bomba.

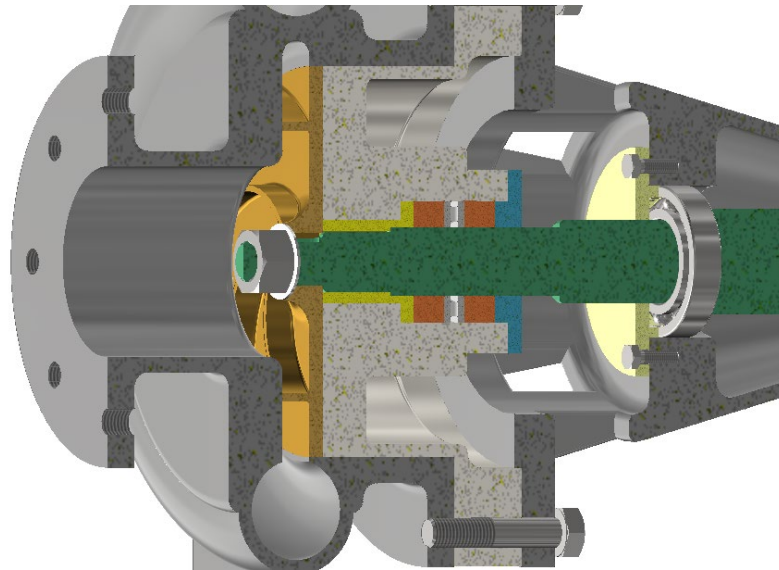


Figura 9.3 - Zoom de la bomba con espesor de rodete 20 mm

PUNTO	CAUDAL (l/s)	PRESIÓN (Pa)	TORQUE (N·m)
Q0	0	344729	15
0,2·Qmax	16,8	316102	50
0,4·Qmax	33,6	284079	74
0,5·Qmax	42	251435	85
0,6·Qmax	50,4	226831	96
0,8·Qmax	67,2	144555	115
Qmax(H=0)	84	0	118

Tabla 9.1 - Tabla datos CFD rodete de espesor 20 mm

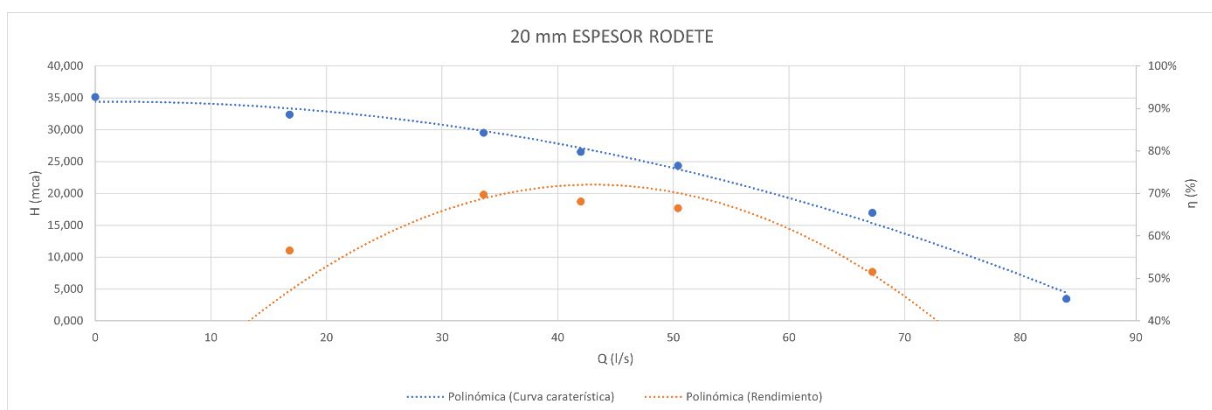


Figura 9.4 - Curvas características bomba con 20 mm de espesor de rodete

Como se puede observar en los resultados de CFD la disminución del espesor del rodete conlleva una disminución del caudal máximo al que la máquina puede llegar en régimen permanente. Cuando se estudió la bomba con espesor de rodete de 35 mm se obtuvieron 106 l/s de caudal máximo. En cambio, en este ensayo, al trabajar con un espesor de rodete de 20 mm el caudal máximo es de 84 l/s.

9. CONCLUSIÓN

En este trabajo de fin de grado se ha desarrollado la teoría de turbomáquinas centrándose especialmente en el Teorema de Bernoulli y la Ecuación de Euler que se han utilizado para comprender el funcionamiento y comportamiento de una bomba centrífuga.

Se ha realizado el modelado de las distintas partes que componen la bomba centrífuga mediante Autodesk Inventor y posteriormente se ha creado el modelo del flujo de fluido que recorrería dicha bomba con Autodesk Inventor para la parte del rodete y con Autodesk CFD para los volúmenes de entrada y salida a la bomba.

Cuando la geometría preliminar estaba terminada se ha pasado al programa de la misma compañía Autodesk CFD en el cual se han estudiado distintos modelos de rodete con la finalidad de obtener el rodete que proporcionase mayor rendimiento. En estos diseños se han estudiado dos parámetros clave como son el número de álabes y el ángulo de salida del rodete. Se han creado distintos modelos geométricos del rodete para modificar el flujo y estudiar sus variaciones.

Además de los ensayos de eficiencia del rodete se ha realizado un último ensayo en el cual se ha modificado el espesor del rodete con la finalidad de observar la importancia de una correcta parametrización en el flujo de trabajo.

Para el régimen de giro del rodete se ha optado por la velocidad de giro que proporcionaba la empresa (1800 rpm). Con todos estos ensayos se ha graficado la curva característica H-Q y la curva característica de rendimiento de la bomba. En este trabajo el criterio de selección para escoger un diseño u otro ha sido el rendimiento. También, gracias a estas simulaciones, se ha podido realizar animaciones y ver como se distribuye la presión del fluido en el interior de la voluta para distintos caudales.

La parametrización del modelo CAD ha tomado una importancia relevante a lo largo de todo el trabajo. Dicha parametrización ha permitido poseer de manera clara y ordenada las medidas más importantes del modelo en un archivo Excel. Pero, sobre todo, ha permitido que el proceso de estudio CFD haya sido muy eficiente, al no haber tenido la necesidad de ir navegando por los bocetos de las distintas piezas para realizar los cambios.

10. BIBLIOGRAFÍA

10.1. Apuntes y libros de texto

- Apuntes de Ingeniería Gráfica
- Apuntes de Mecánica de Fluidos
 - Capítulo 5: Dinámica integral de fluidos
- Apuntes de Máquinas hidráulicas
 - Lección 3: Ecuación fundamental de las turbomáquinas hidráulicas
- Apuntes de Ciencia de Materiales
- Apuntes de Proyectos

10.2. URL

- Vídeo del funcionamiento y teoría de una turbomáquina hidráulica rotodinámica generadora:

<https://media.upv.es/#/portal/video/03dbcf0-c1fe-11e6-bfdd-1b6cc0ce6db1>

- Funcionamiento del sello hidráulico:

<https://www.ruhrpumpen.com/en/media-center/packing-strips-and-packing-gland-tightening-procedure>

- Información de la bomba centrífuga replicada:

<https://www.saerelettropompe.com/home>

- Mantenimiento de una bomba centrífuga:

https://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos_maquinas/vol17/volumen17.html#

- Vídeo curvas características:

<https://www.youtube.com/watch?v=uP1ZiZ4khDM>

- Curvas características:

<https://ufdcimages.uflib.ufl.edu/UF/00/01/44/51/00001/00009.pdf>

11. LISTAS

11.1. Lista de figuras

Figura 2.1 - Tornillo de Arquímedes (Fuente: https://sapereaudeclasicas.blogspot.com/).....	2
Figura 2.2 - Clasificación máquinas de fluidos	3
Figura 2.3 - Turbina avión (térmica) (Fuente: https://www.diarimotor.com/).....	3
Figura 2.4 - Rueda hidráulica (hidráulica) (Fuente: pinterest.es).....	3
Figura 2.5 - Bomba peristáltica (volumétrica) (Fuente: https://www.quimipool.com/).....	3
Figura 2.6 - Bomba multicelular (turbomáquina) (Fuente: https://www.bombahasa.com/es/)	3
Figura 2.7 - Torno de dentista (motora) (Fuente: www.dentaltix.com).....	4
Figura 2.8 - Hélice barco (generadora) (Fuente: https://curiosfera-historia.com/).....	4
Figura 2.9 - Turbocompresor (transmisora) (Fuente: www.autofacil.es).....	4
Figura 3.1 – Voluta (Fuente: https://www.indiamart.com/)	5
Figura 3.2 - Rodete abierto (Fuente: https://www.tapflo.com).....	6
Figura 3.3 - Rodete semiabierto (Fuente: /www.indiamart.com/)	6
Figura 3.4 - Rodete cerrado (Fuente: /www.indiamart.com/)	6
Figura 3.5 - Bomba con rodete helicoidal (Fuente: www.inoxmim.com).....	6
Figura 3.6 - Sello hidráulico (Fuente: ruhrpumpen.com).....	7
Figura 3.7 – Eje (Fuente: /www.indiamart.com/)	7
Figura 3.8 - Bomba centrífuga acoplada a motor (Fuente: https://grupobonnett.com/).....	7
Figura 3.9 - Bomba centrífuga eje libre (Fuente: https://como-funciona.co/).....	7
Figura 3.10 - Anillos de desgaste.....	8
Figura 3.11 - Acoplamiento de los anillos de desgaste	8
Figura 3.12 - Triángulo de velocidades (Fuente: https://media.upv.es/#/portal/video/03dbcfd0-c1fe-11e6-bfdd-1b6cc0ce6db1)	9
Figura 3.13 - Volumen de control (Fuente: https://media.upv.es/#/portal/video/03dbcfd0-c1fe-11e6-bfdd-1b6cc0ce6db1).....	10
Figura 3.14 - Curvas características de una bomba centrífuga (Fuente: https://www.youtube.com/watch?v=uP1ZiZ4khDM).....	12
Figura 4.1 - Bomba SAER línea NCB (Fuente: www.bohisa.es).....	14
Figura 4.2 - Nomenclatura medidas.....	14
Figura 4.3 - Medidas modelo seleccionado.....	14
Figura 5.1 - Parámetros	16
Figura 5.2 - Voluta: operación espiral.....	17
Figura 5.3 - Voluta: operación revolución	17
Figura 5.4 - Voluta: operación vaciado	17
Figura 5.5 - Voluta modelada.....	18
Figura 5.6 - Rodete modelado.....	18
Figura 5.7 - Ejemplo parametrización 1	19
Figura 5.8 - Eje modelado	19
Figura 5.9 - Estopa modelada	20
Figura 5.10 - Anillo linterna modelado.....	20
Figura 5.11 - Prensaestopas modelado.....	20
Figura 5.12 - Brida de agua modelada.....	20
Figura 5.13 - Centro de contenido: elección de la chaveta	21
Figura 5.14 - Caja de rodamientos modelada	21
Figura 5.15 - Casquillo modelado.....	22
Figura 5.16 Tapa de rodamientos modelada	22
Figura 6.1 - Ejemplo parametrización 2	23
Figura 6.2 - Parametrización: patrón de componentes.....	23

<i>Figura 6.3 - Bomba centrífuga ensamblada</i>	24
<i>Figura 6.4 - Bomba centrífuga ensamblada (seccionada)</i>	24
<i>Figura 6.5 - Bomba centrífuga ensamblada (seccionada con zoom)</i>	24
<i>Figura 7.1 - Ensamblaje simplificado</i>	25
<i>Figura 7.2 - Estudio, diseño y ensayo</i>	26
<i>Figura 7.3 - Región rotativa</i>	27
<i>Figura 7.4 - Región rotativa encastrada en el rodete</i>	27
<i>Figura 7.5 - Ensamblaje simplificado seccionado</i>	27
<i>Figura 7.6 - Creación de volúmenes del flujo</i>	28
<i>Figura 7.7 - Volúmenes del flujo</i>	28
<i>Figura 7.8 - Propiedades región rotativa</i>	29
<i>Figura 7.9 - Condiciones de contorno H=0</i>	30
<i>Figura 7.10 - Condiciones de contorno Q≠0</i>	30
<i>Figura 7.11 - Mallado zona bifurcación</i>	31
<i>Figura 7.12 - Mallado álabes</i>	31
<i>Figura 7.13 – Mallado</i>	31
<i>Figura 7.14 - Ventana "Solve"</i>	32
<i>Figura 7.15 - Gráfico de convergencia</i>	32
<i>Figura 7.16 - Herramienta "Bulk"</i>	33
<i>Figura 7.17 - Distribución de velocidades (6 álabes, 40° de ángulo de salida y caudal al 50% del máximo)</i>	33
<i>Figura 8.1 - Tabla Excel análisis CFD</i>	34
<i>Figura 8.2 - Curvas características 8 álabes</i>	35
<i>Figura 8.3 - Curvas características 6 álabes</i>	36
<i>Figura 8.4 - Curvas características 4 álabes</i>	36
<i>Figura 8.5 - Número de álabes: Eficiencia comparada</i>	37
<i>Figura 8.6 - Curvas características Beta_2 30°</i>	37
<i>Figura 8.7 - Curvas características Beta_2 40°</i>	38
<i>Figura 8.8 - Curvas características Beta_2 30°</i>	38
<i>Figura 8.9 - Ángulo de salida: Eficiencia comparada</i>	39
<i>Figura 9.1 - Bomba con espesor de rodete 20 mm</i>	40
<i>Figura 9.2 - Bomba con espesor de rodete 50mm</i>	40
<i>Figura 9.3 - Zoom de la bomba con espesor de rodete 20 mm</i>	41
<i>Figura 9.4 - Curvas características bomba con 20 mm de espesor de rodete</i>	41

11.2. Lista de tablas

<i>Tabla 8.1 - Tabla datos CFD rodete 8 álabes</i>	35
<i>Tabla 8.2 - Tabla datos CFD rodete 6 álabes</i>	36
<i>Tabla 8.3 - Tabla datos CFD rodete 4 álabes</i>	36
<i>Tabla 8.4 - Tabla datos CFD rodete con 30° de ángulo de salida</i>	37
<i>Tabla 8.5 - Tabla datos CFD rodete con 40° de ángulo de salida</i>	38
<i>Tabla 8.6 - Tabla datos CFD rodete con 50° de ángulo de salida</i>	38
<i>Tabla 9.1 - Tabla datos CFD rodete de espesor 20 mm</i>	41

PRESUPUESTO

Código	Ud.	Descripción	Cantidad	Precio (€)	Importe (€)
1.	DESARROLLO DEL TRABAJO				
1.1.	-	Planteamiento del trabajo y búsqueda de información			
		Se centra en el planteamiento de la estructura general del trabajo y en la búsqueda de la información sobre las máquinas hidráulicas en concreto las máquinas hidráulicas rotodinámicas generadoras			
	h	Graduado en Tecnologías Industriales	30	25	750
	%	Costes Directos Complementarios	0,03	750	22,5
Coste Total					772,5
1.2.	-	Creación del prototipo virtual			
		Este apartado incluye la modelización y posterior ensamblaje de todas piezas que forman parte del diseño final			
	h	Graduado en Tecnologías Industriales	70	25	1750
	%	Costes Directos Complementarios	0,03	1750	52,5
Coste Total					1802,5
1.3.	-	Parametrización de la turbomáquina			
		Se centra en la identificación de las dimensiones más importantes de la bomba, con el objetivo de poder crear distintos diseños variando dichos parámetros. Además, la realización de este apartado facilitará mucho el flujo de trabajo en CFD			
	h	Graduado en Tecnologías Industriales	10	25	375

Desarrollo del prototipo virtual paramétrico de una bomba hidráulica centrífuga y estudio mediante simulación de fluidos

	%	Costes Directos Complementarios	0,03	375	11,25
Coste Total					386,25
1.4.	-	Simulación de la dinámica del fluido en Autodesk CFD			
		Se centra en la obtención de presiones y velocidades tanto a la entrada como a la salida de la turbomáquina para poder graficar las curvas características de la máquina.			
	h	Graduado en Tecnologías Industriales	80	25	2375
	%	Costes Directos Complementarios	0,03	2375	71,25
Coste Total					2446,25
1.5.	-	Análisis de datos en Microsoft Excel			
		Se centra en el análisis de los datos de Autodesk CFD en Microsoft Excel			
	h	Graduado en Tecnologías Industriales	20	25	500
	%	Costes Directos Complementarios	0,03	500	15
Coste Total					515
1.6.	-	Generación de los planos			
		Se centra en la obtención de los planos de las piezas no normalizadas modeladas en Inventor			
	h	Graduado en Tecnologías Industriales	20	25	500
	%	Costes Directos Complementarios	0,03	500	15
Coste Total					515
1.7.	-	Redacción de la memoria			

Desarrollo del prototipo virtual paramétrico de una bomba hidráulica centrífuga y estudio mediante simulación de fluidos

		Se centra en la elaboración de esta memoria, así como del presupuesto			
	h	Graduado en Tecnologías Industriales	70	25	1750
	%	Costes Directos Complementarios	0,03	1750	52,5
Coste Total					1802,5

Código	Ud.	Descripción	Cantidad	Precio (€/h)	Importe (€)
2.	HERRAMIENTAS Y DISPOSITIVOS				
2.1.	-	Amortización de herramientas y licencias			
		Se centra en la amortización tanto del software como del hardware			
	h	Ordenador portátil HP línea ENVY	300	0,0935	28,05
	h	Licencia Microsoft Office	100	0,039	3,9
	h	Licencia Autodesk Inventor	90	1,66	149,4
	h	Licencia Autodesk CFD	80	1,15	92
	%	Costes Directos Complementarios	0,03	273,35	8,2
Coste Total					281,55

- El ordenador se ha amortizado en 6 años a jornada completa sin vacaciones (40 horas semanales) lo que equivale a 14976 horas de uso continuado. El ordenador costó 1400 € por lo que el precio por hora sale a 0,0935 €/h
- Para el software se ha amortizado la licencia anual entre 10 meses de jornada completa. Eso da 1733 horas anuales de uso de las licencias.

Desarrollo del prototipo virtual paramétrico de una bomba hidráulica centrífuga y estudio mediante simulación de fluidos

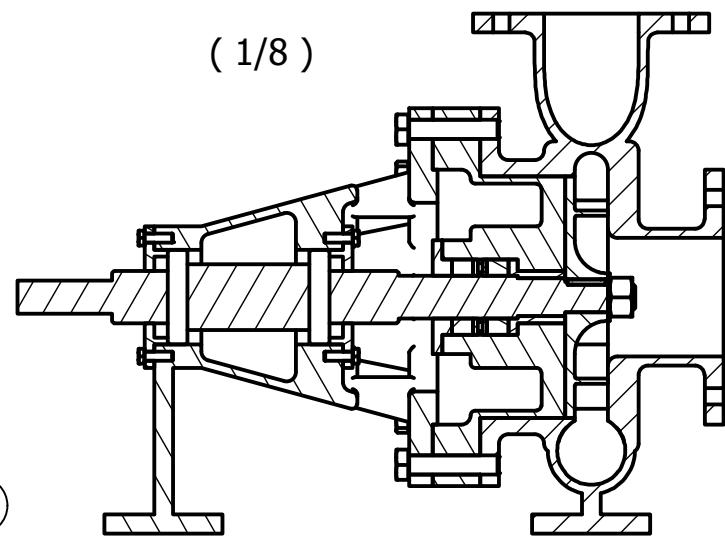
RESUMEN DEL PRESUPUESTO		
1.	DESARROLLO DEL TRABAJO	8240€
1.1.	Planteamiento del trabajo y búsqueda de información	772,5€
1.2.	Creación del prototipo virtual	1802,5€
1.3.	Parametrización de la turbomáquina	386,25€
1.4.	Simulación de la dinámica del fluido en Autodesk CFD	2446,25€
1.5.	Análisis de datos en Microsoft Excel	515€
1.6.	Generación de los planos	515€
1.7.	Redacción de la memoria	1802,5€
2.	HERRAMIENTAS Y DISPOSITIVOS	281,55€
2.1.	Amortización de herramientas y licencias	281,55€

PRESUPUESTO DE EJECUCION MATERIAL	8521,55€
Gastos generales 13%	1107,80€
Beneficio industrial 6%	511,29€
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA	10140,64€
IVA 21%	2129,53€
PRESUPUESTO TOTAL	12270,17€

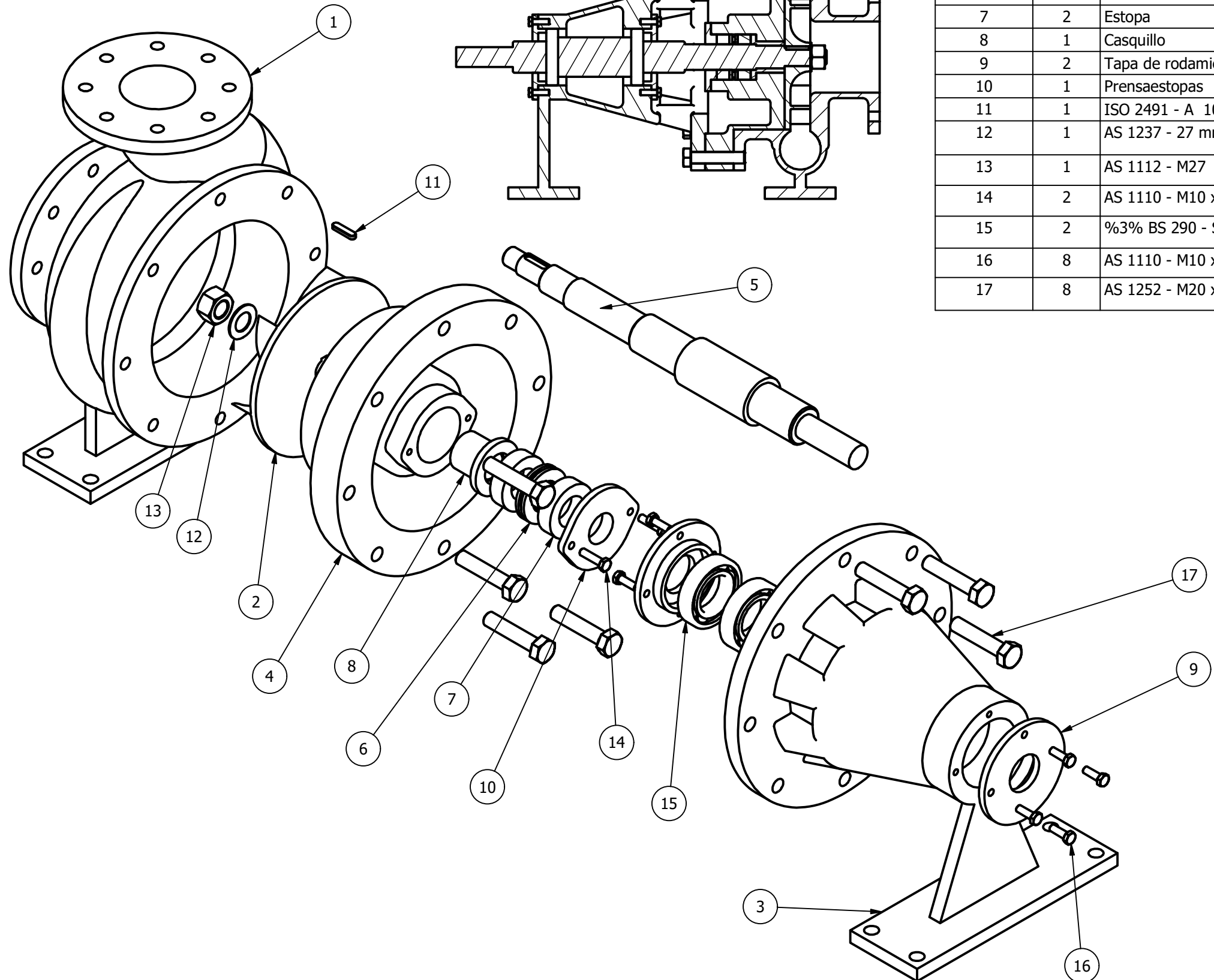
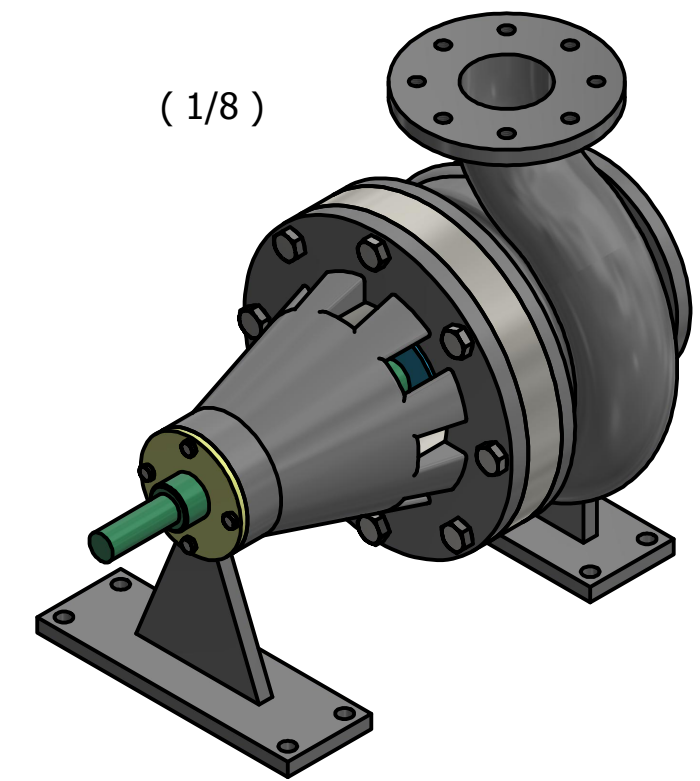
PLANOS

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Voluta	
2	1	Rodete	
3	1	Caja de rodamientos	
4	1	Brida de agua	
5	1	Eje	
6	1	Anillo Linterna	
7	2	Estopa	
8	1	Casquillo	
9	2	Tapa de rodamientos	
10	1	Prensaestopas	
11	1	ISO 2491 - A 10 x 6 x 40	Chavetas paralelas delgadas
12	1	AS 1237 - 27 mm	Arandelas de metal planas para uso general en ingeniería
13	1	AS 1112 - M27 Tipo 10	Tuercas hexagonales ISO métricas
14	2	AS 1110 - M10 x 40	Pernos y tornillos métricos ISO de cabeza hexagonal
15	2	%3% BS 290 - SKF 6211	Rodamientos de bolas de una hilera
16	8	AS 1110 - M10 x 30	Pernos y tornillos métricos ISO de cabeza hexagonal
17	8	AS 1252 - M20 x 95	Pernos de acero de alta resistencia

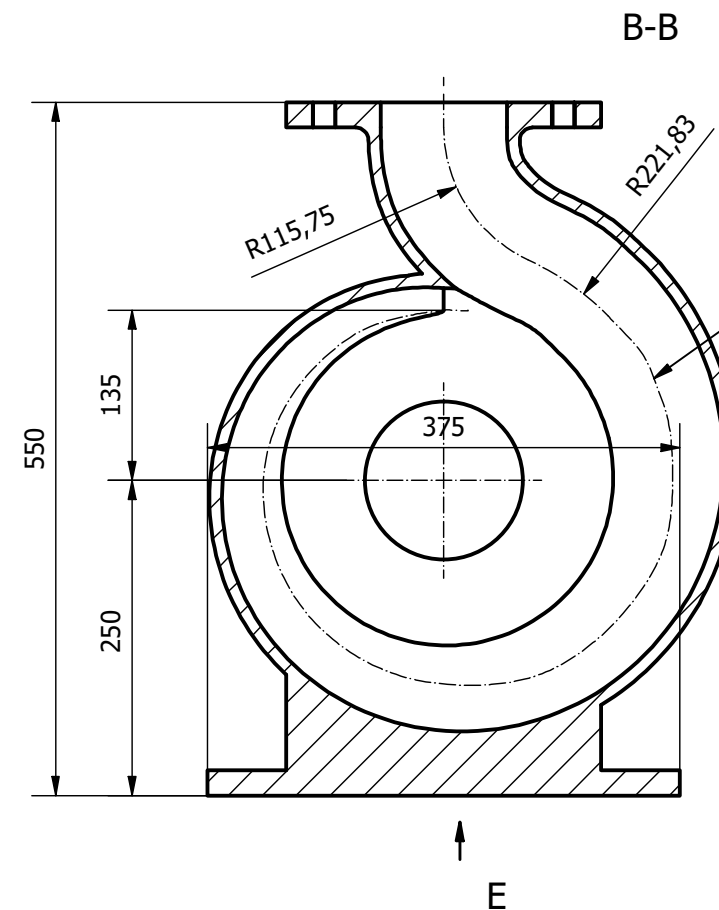
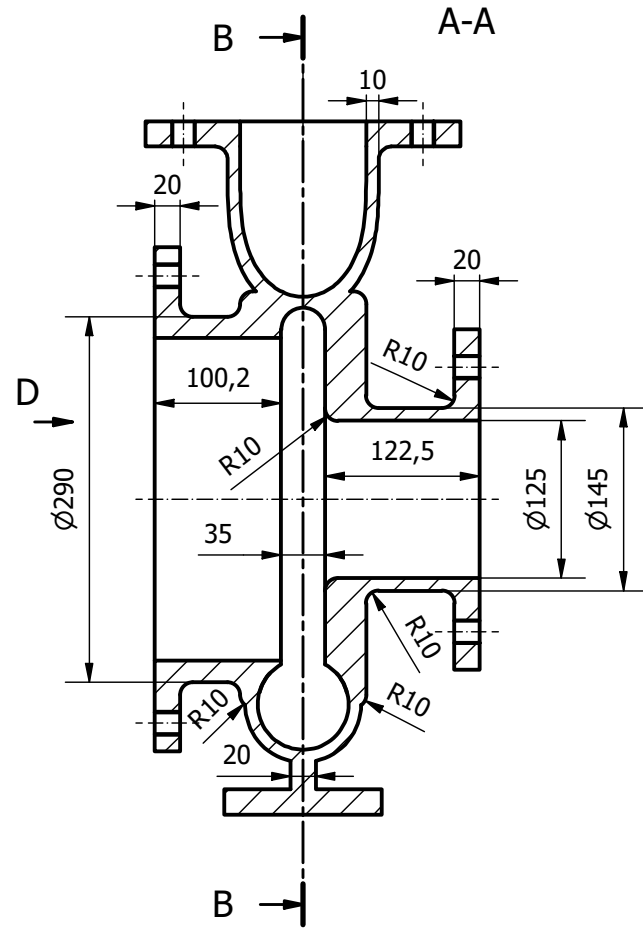
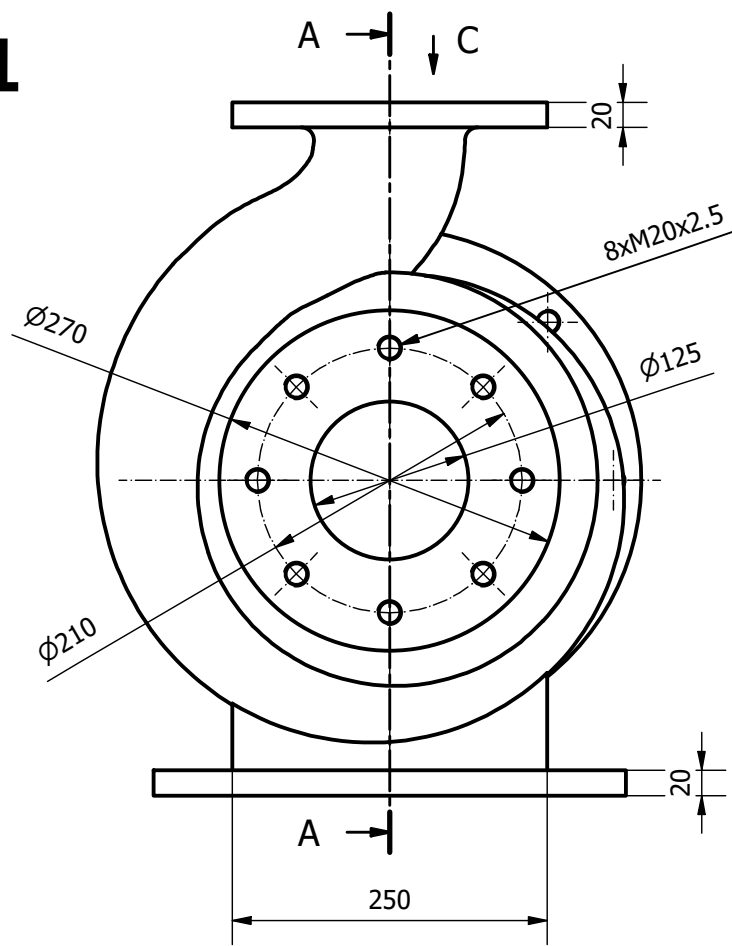
(1/8)



(1/8)



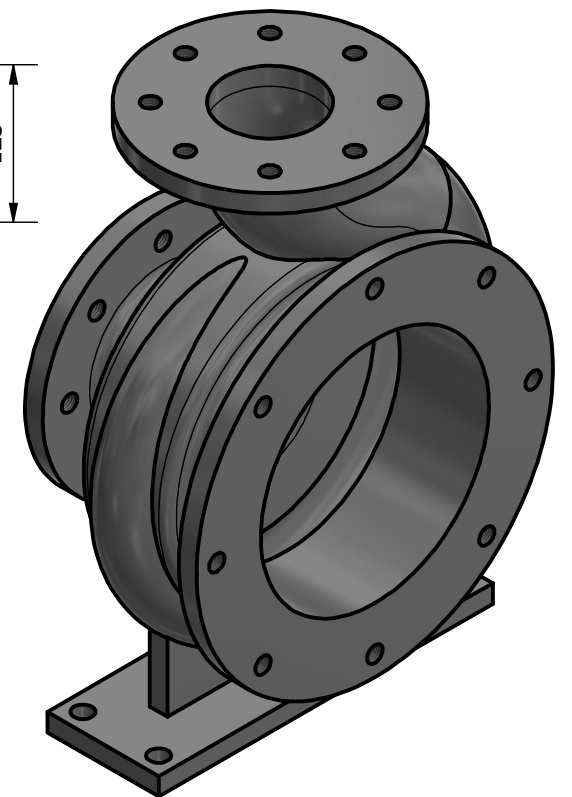
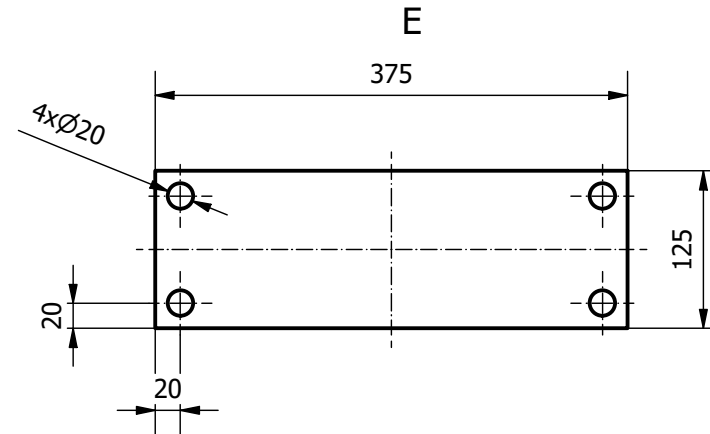
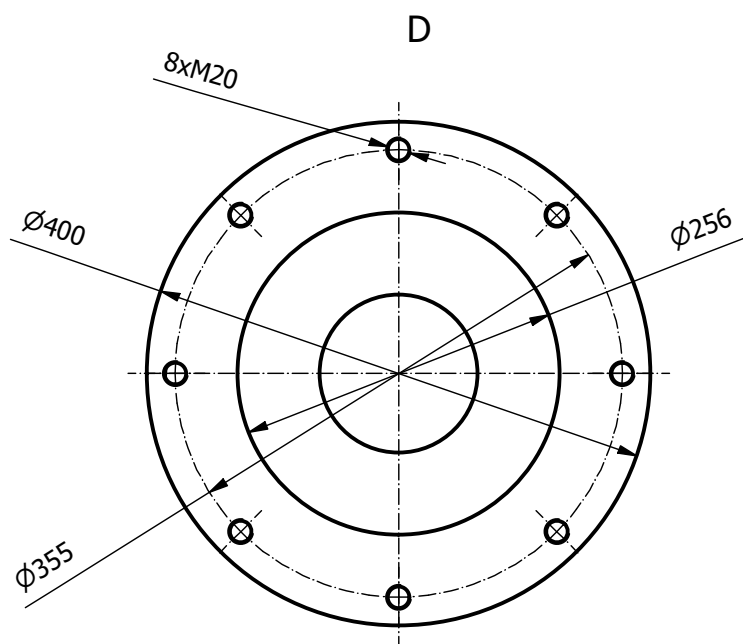
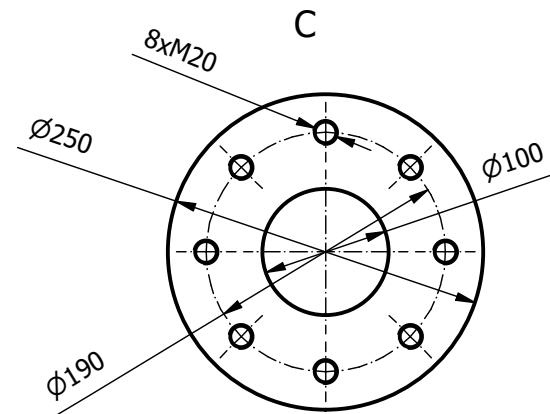
1



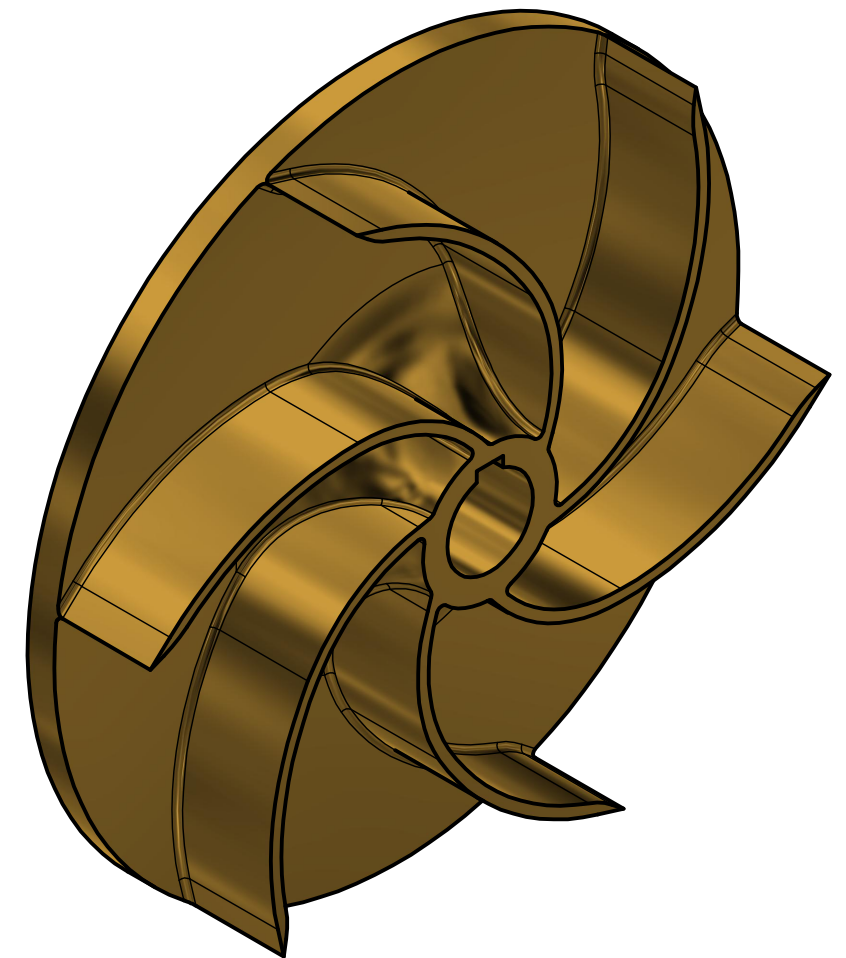
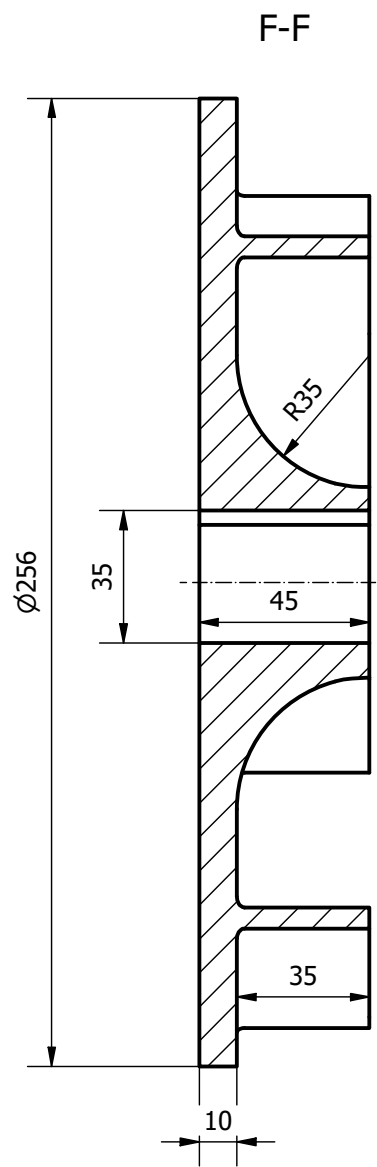
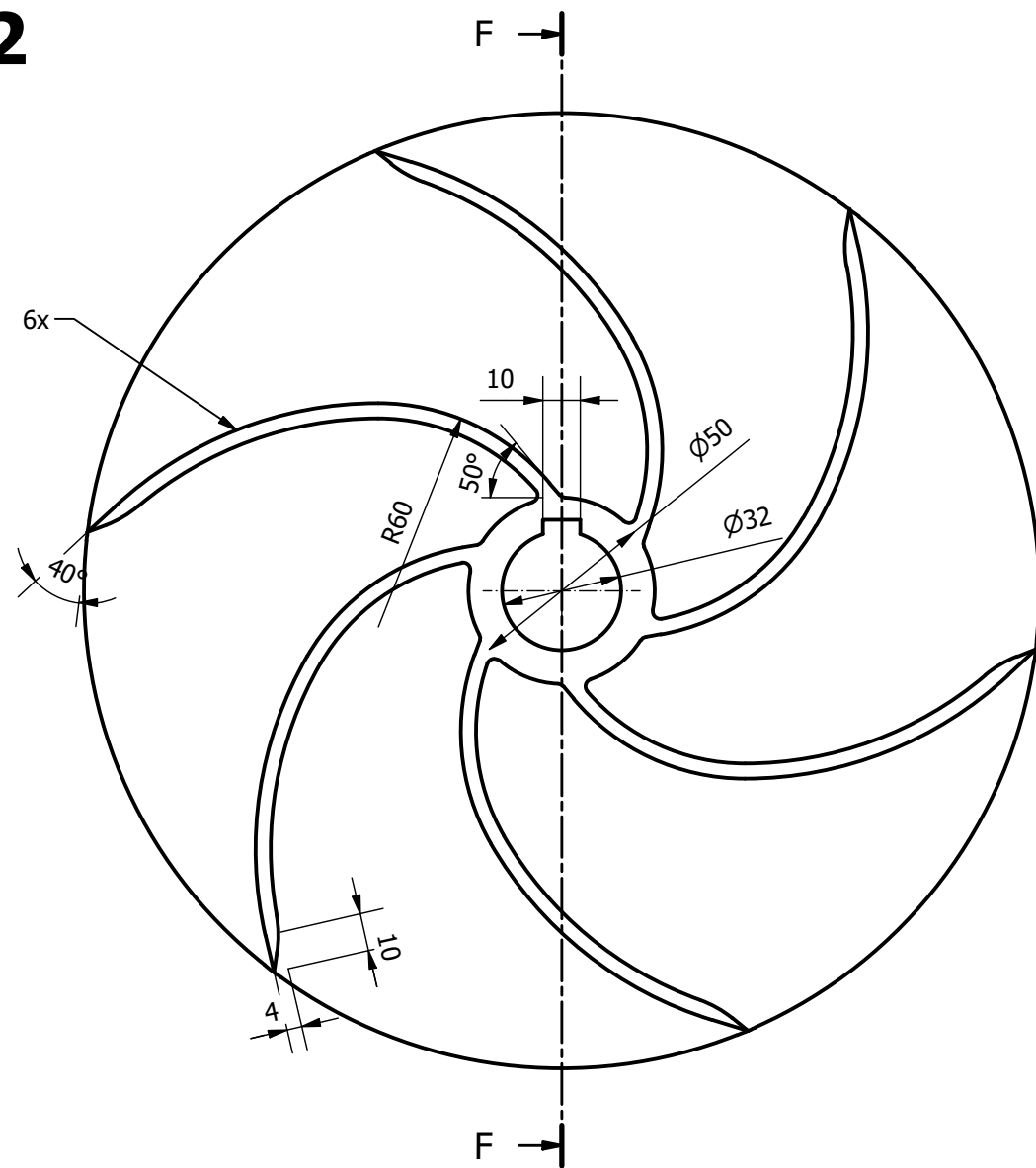
$$x = (135 + (55/360) * t) * \cos(t)$$

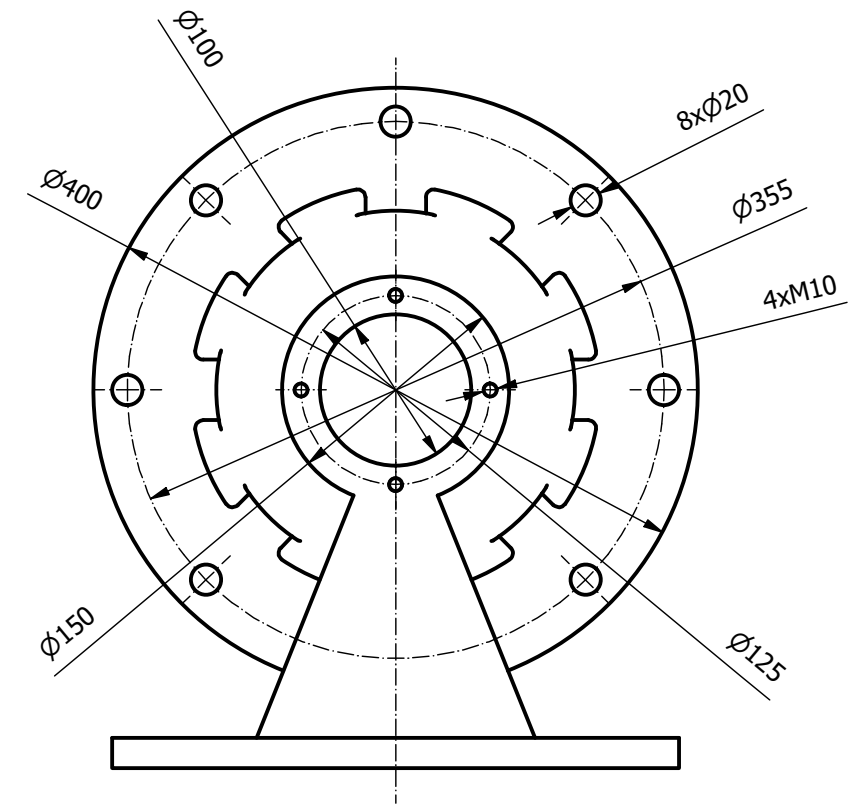
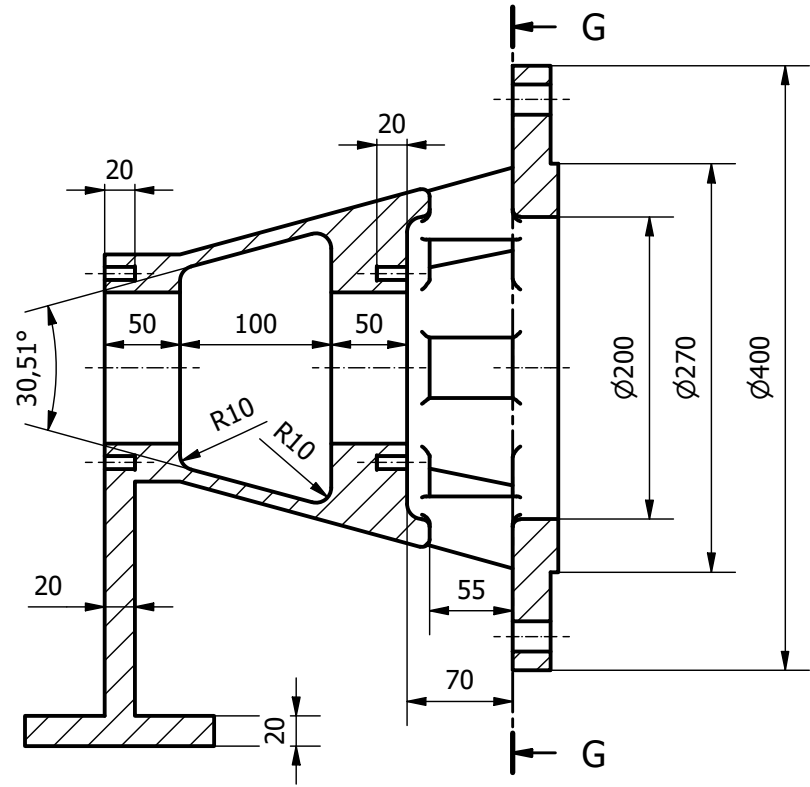
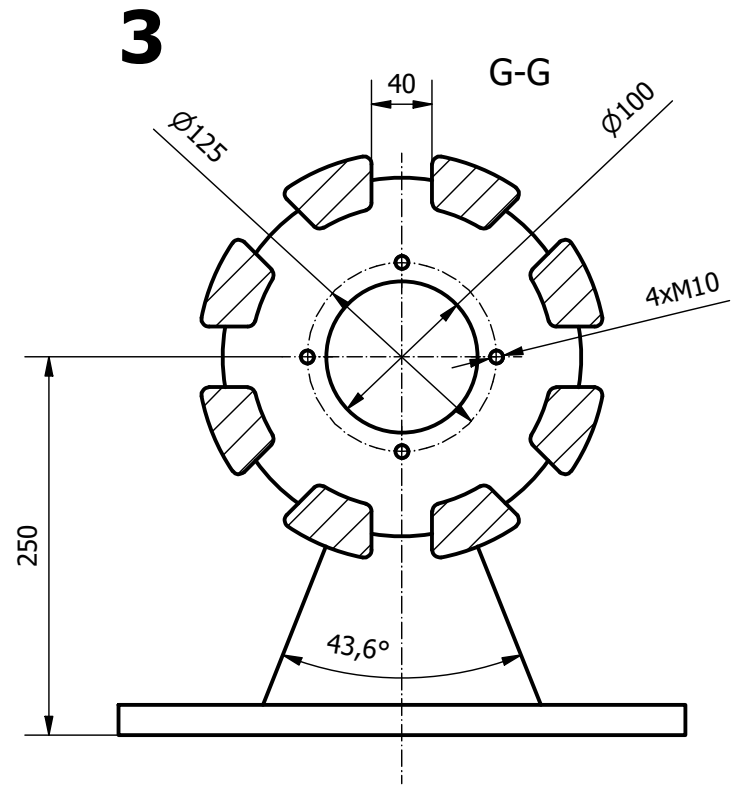
$$y = (135 + (55/360) * t) * \sin(t)$$

$$t \in [0, 360 * (7/8)]$$

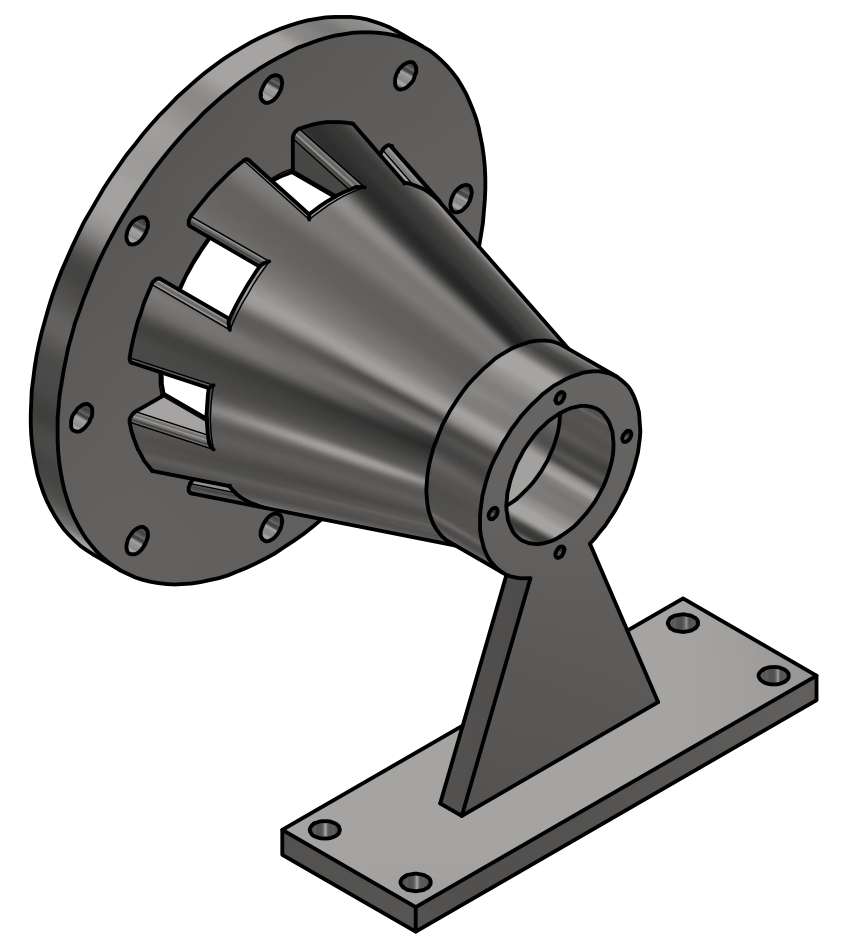
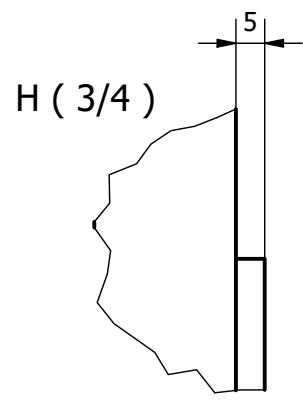
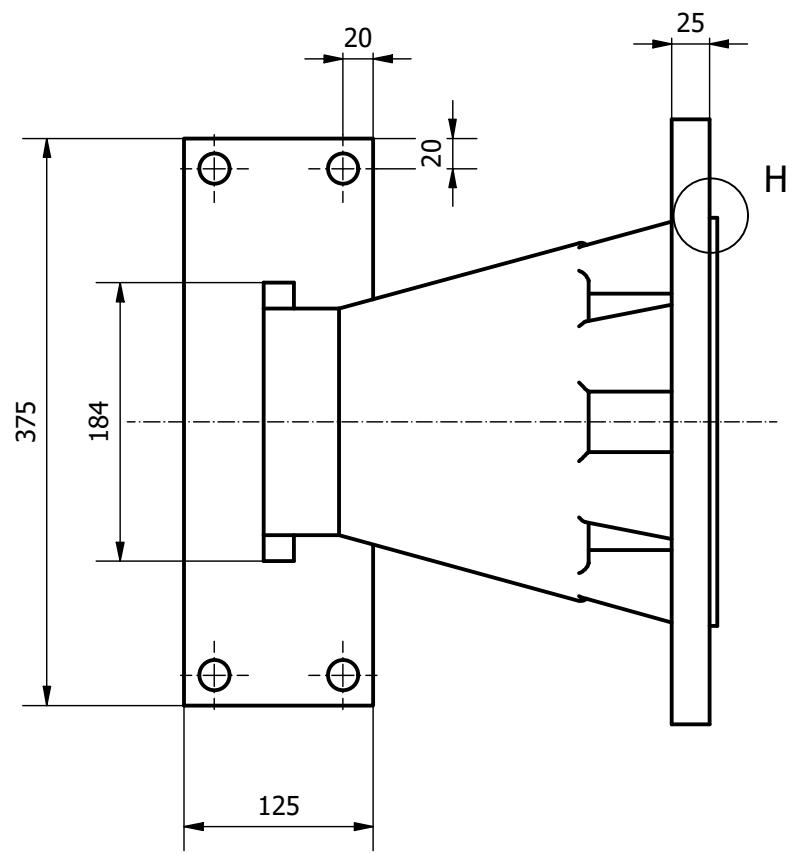


2

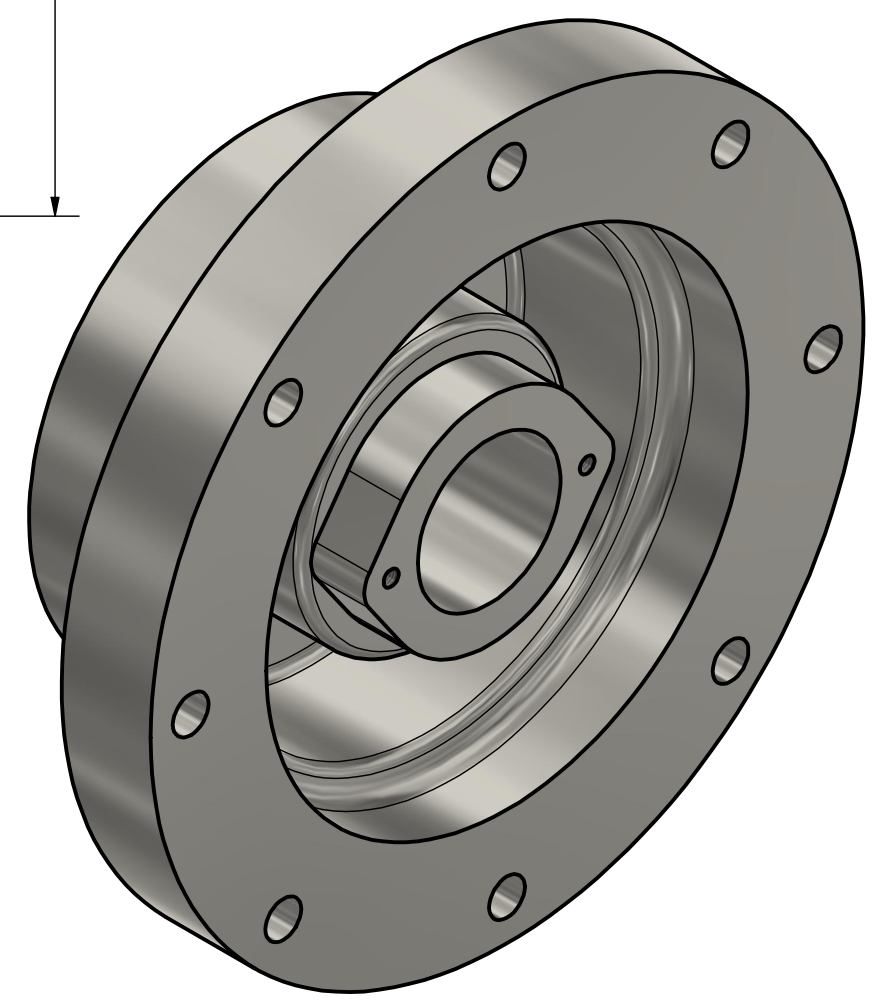
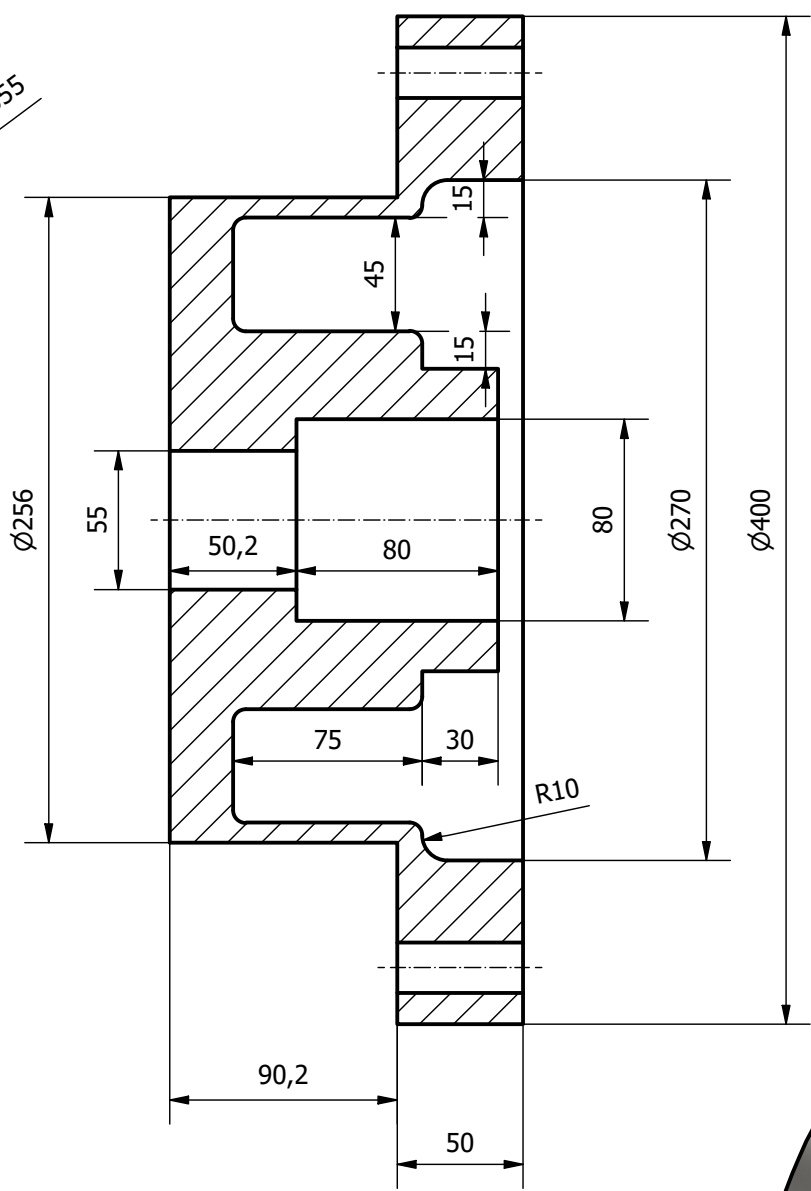
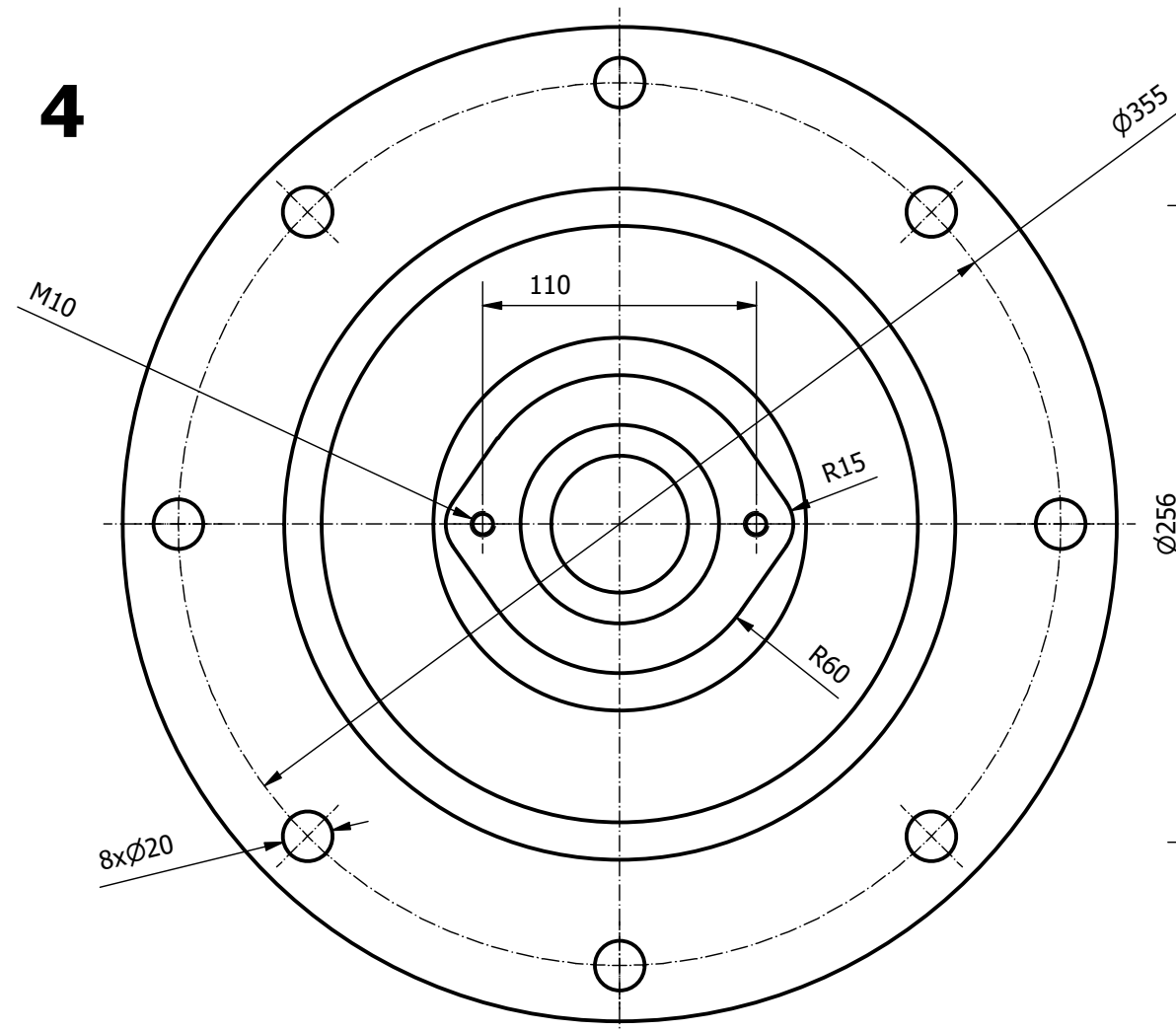




Redondeos no acotados R=5

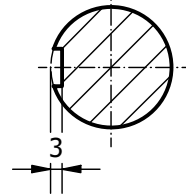
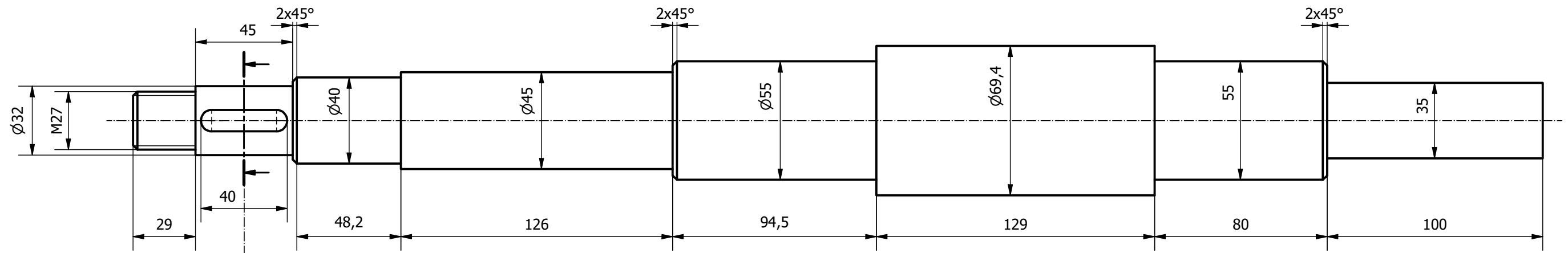


4

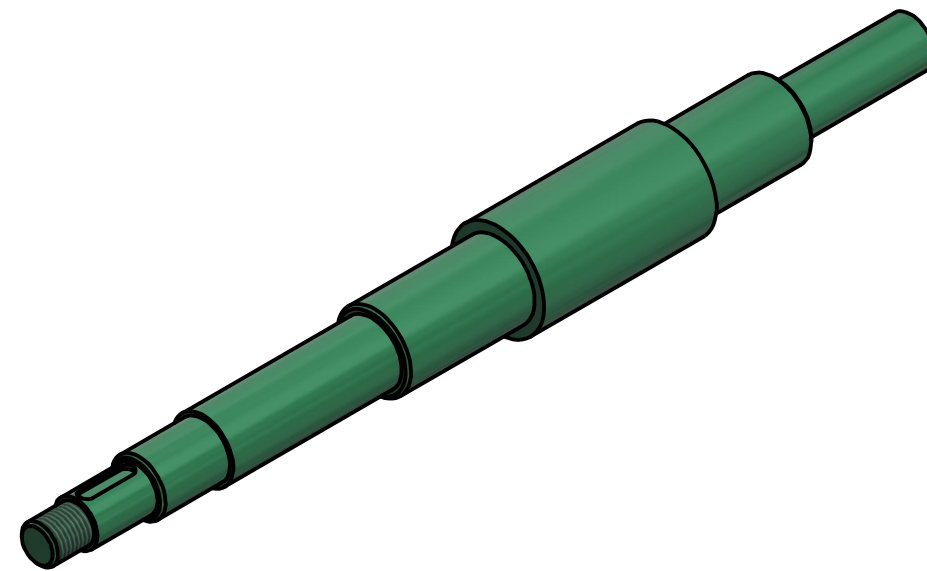


Redondeos no acotados R=5

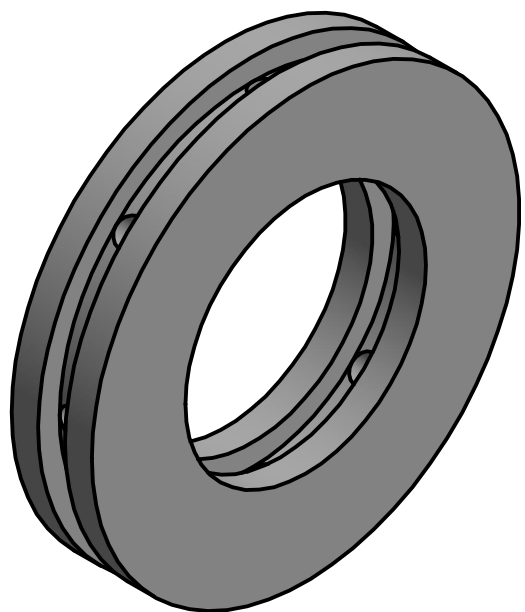
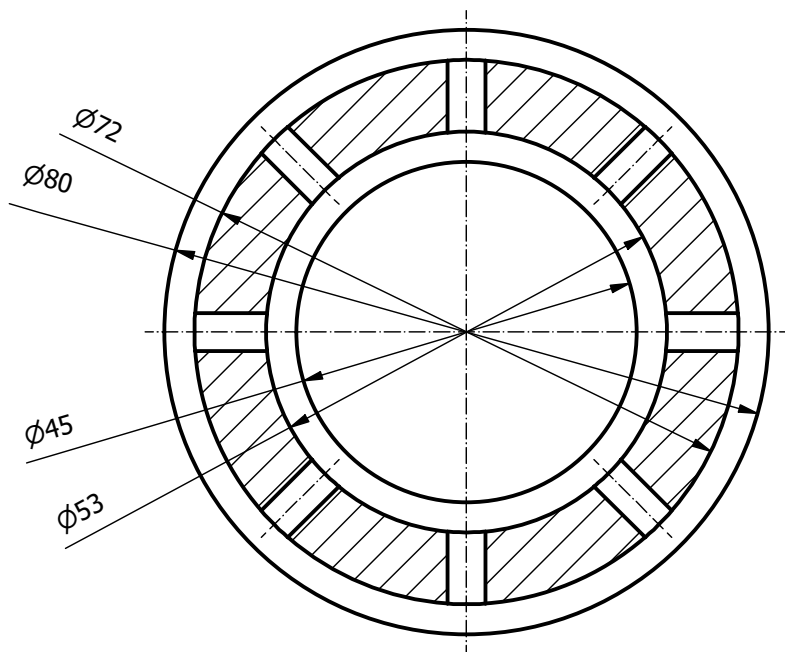
5



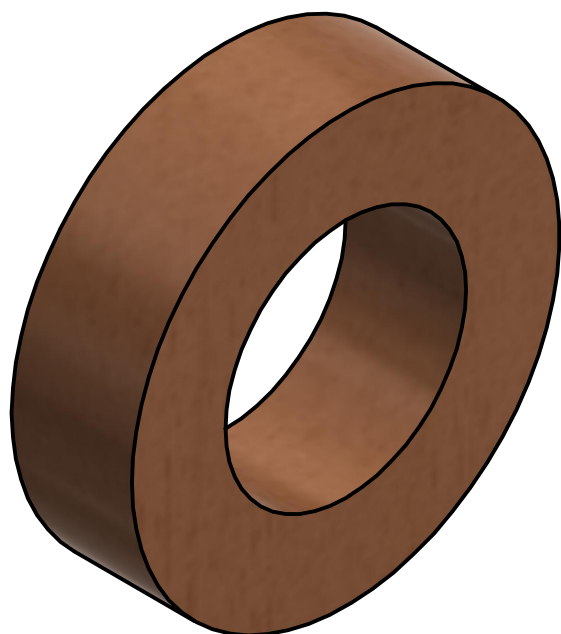
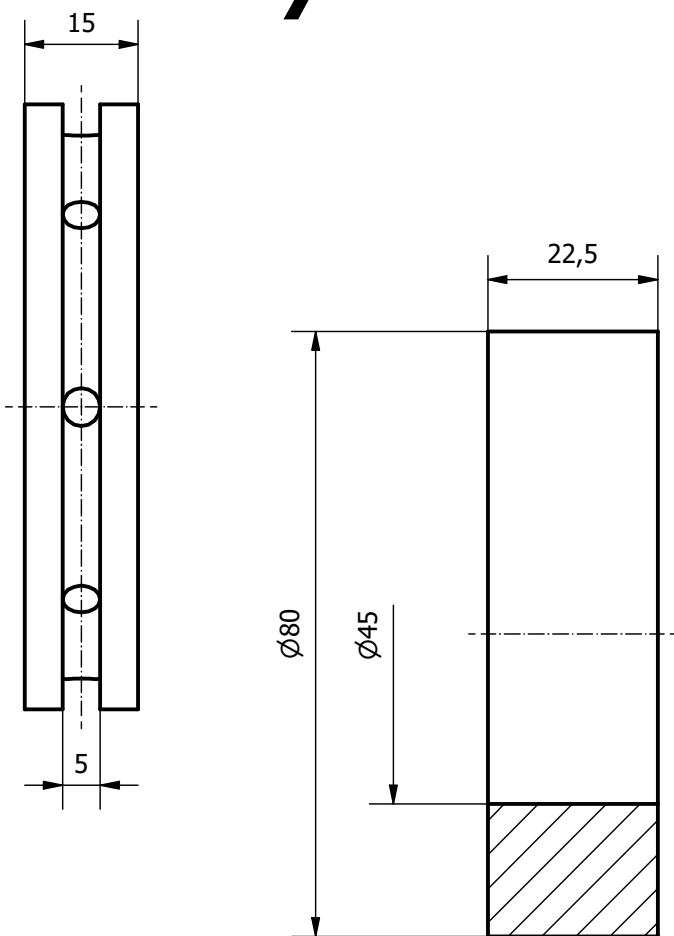
(1/4)



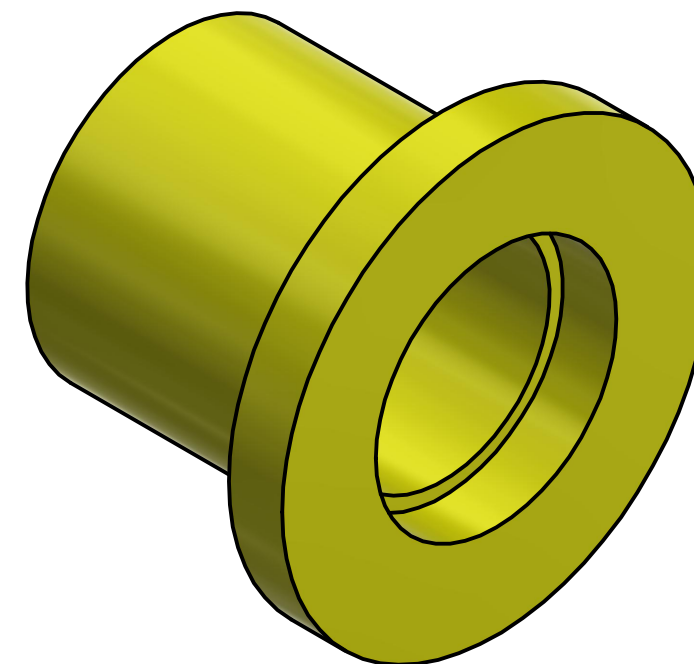
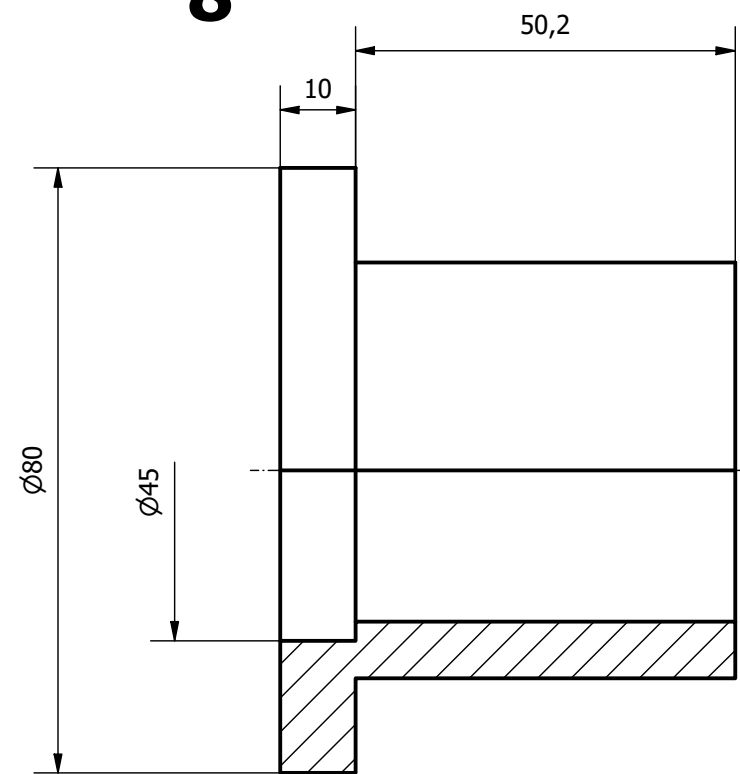
6



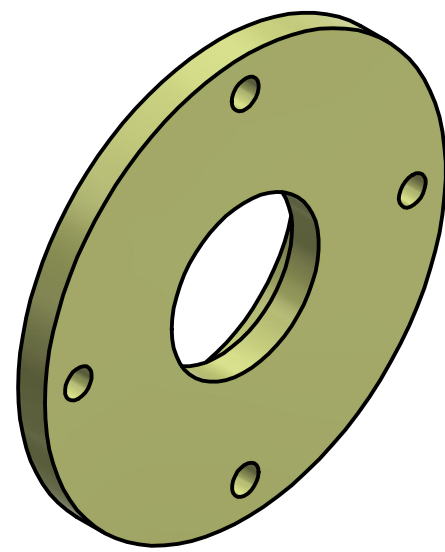
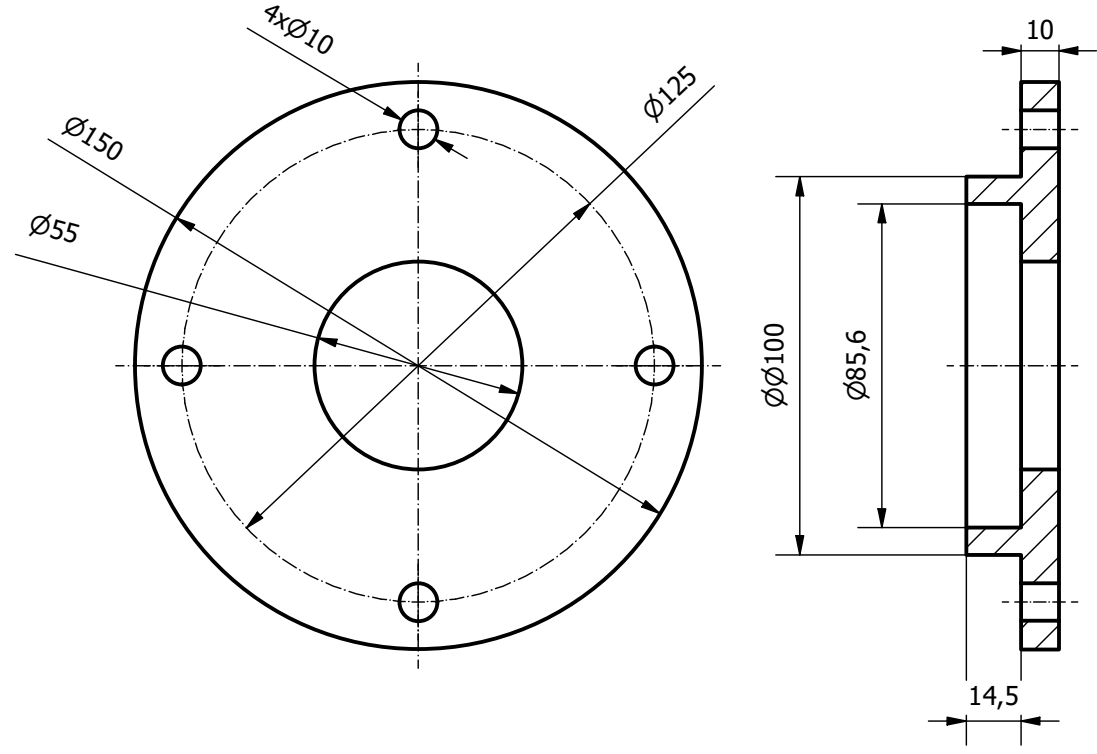
7



8



9



10

