



Centros universitarios adscritos a la



Grau en enginyeria mecànica

Diseño de una bomba hidráulica para aplicaciones forestales

Memoria

Pau Comajuan Bermúdez
PONENT: Klára Vékony

OTOÑO/PRIMAVERA 2022/2023



Dedicatoria

Este proyecto va dedicado a mi familia, amigos y todas aquellas personas que me han apoyado y han confiado en mí durante todos estos años, ya que sin todos ellos no podría haber llegado hasta aquí.

Agradecimientos

Me gustaría dar las gracias a mi madre y a mi padre por haber confiado en mí durante todos estos años, ya que incluso en los momentos más difíciles, han estado a mi lado, apoyándome tanto en mis estudios como en mis decisiones personales.

Por último, agradecer a todos los profesores que han formado parte de mi recorrido académico, en especial a Klára, por toda la ayuda que me ha ofrecido durante el transcurso del proyecto.

Resum

Aquest projecte té com a objectiu el disseny hidràulic d'una bomba destinada a l'extinció d'incendis forestals i la simulació dels seus paràmetres de funcionament. Per assolir aquest objectiu, s'han analitzat diversos tipus de bombes hidràuliques i les seves aplicacions en entorns forestals, considerant factors com la capacitat de maneig de fluids, la resistència a condicions adverses i l'eficiència operativa. El projecte inclou càlculs detallats del sistema hidràulic, la modelització 2D i 3D del rotor, així com la simulació numèrica per optimitzar el disseny.

Resumen

Este proyecto tiene como objetivo el diseño hidráulico de una bomba destinada a la extinción de incendios forestales y la simulación de sus parámetros de funcionamiento. Para alcanzar este objetivo, se han analizado varios tipos de bombas hidráulicas y sus aplicaciones en entornos forestales, considerando factores como la capacidad de manejo de fluidos, la resistencia a condiciones adversas y la eficiencia operativa. El proyecto incluye cálculos detallados del sistema hidráulico, la modelización 2D y 3D del rotor, así como la simulación numérica para optimizar el diseño.

Abstract

This project aims to design a hydraulic pump intended for forest fire suppression and simulate its operating parameters. To achieve this goal, various types of hydraulic pumps and their applications in forest environments have been analyzed, considering factors such as fluid handling capacity, resistance to adverse conditions, and operational efficiency. The project includes detailed calculations of the hydraulic system, 2D and 3D modeling of the rotor, as well as numerical simulation to optimize the design.

Índice

Índice de figuras	V
Índice de tablas	IX
Glosario de términos.....	XI
1. Objetivos.....	1
1.1 Propósito.....	1
1.2 Finalidad.....	1
1.3 Objeto	1
1.4 Alcance	1
1.5 Líneas del proyecto.....	2
2. Introducción teórica.....	3
2.1 Introducción general.....	3
2.2 Tipos de bomba hidráulica enfocadas a la extinción de incendios forestales.....	3
2.2.1 Bomba de membranas	3
2.2.2 Bomba de pistones.....	5
2.2.3 Bomba centrífuga	6
2.3 Mercado actual	8
2.4 Normativas	10
3. Objetivos y especificaciones técnicas	13
4. Definición de parámetros de funcionamiento.....	15
4.1 Características del entorno.....	15
4.1.1 Características del bosque mediterráneo	15

II

4.1.2 Topografía del terreno	16
4.2 Descripción de la demanda	17
4.2.1 Necesidades del sector	18
4.2.2 Caso de estudio.....	18
4.3 Selección alternativa de solución	22
4.3.1 Características de diseño calve.....	22
4.3.2 Rubrica de selección.....	23
4.4 Parámetros de funcionamiento	24
4.4.1 Fórmulas y ecuaciones para sistemas hidráulicos	24
4.4.2 Cálculo del sistema.....	27
4.4.3 Parámetros de funcionamiento preliminares	34
5. Diseño hidráulico del rotor.....	37
5.1 Cálculo características.....	37
5.1.1 Desarrollo cálculos	37
5.1.2 Diseño final	51
5.2 Modelado rotor.....	51
5.2.1 Modelado 2D.....	51
5.2.2 Modelado 3D.....	57
6. Simulación numérica.....	59
6.1 Preparación simulaciones.....	59
6.1.1 Preparación modelo físico	59

6.1.2 Características simulación	60
6.2 Estudio número de álabes	63
6.3 Estudio diseño álabes	68
6.4 Desarrollo simulaciones	72
6.4.1 Revisión características caudal constante.....	73
6.4.2 Curva característica 5000 RPM.....	74
6.4.3 Curva característica 6000 RPM.....	75
6.4.4 Curva característica 7000 RPM.....	76
6.4.5 Revisión ParaView	77
6.5 Conclusiones simulaciones.....	80
7. Planificación	81
7.1 Planificación original.....	81
7.2 Desviación planificación	83
8. Impacto ambiental	85
8.1 Fabricación	85
8.2 Fase de explotación	86
8.3 Final vida útil.....	86
9. Estudio económico	89
9.1 Presupuesto.....	89
9.2 Viabilidad económica	89
10. Perspectiva de género	91
11. Conclusiones.....	93

11.1 Pasos futuros.....	95
12. Referencias	97
12.1 Bibliografía.....	97
12.2 Webgrafía	97

Índice de figuras

Figura 2.1 Sección bomba de membranas [4]	4
Figura 2.2 Esquema interno bomba pistones [5]	5
Figura 2.3 Bomba centrífuga [6]	7
Figura 2.4 Curva característica BH1 [8]	8
Figura 2.5 Curva característica Defender Honda [9].....	9
Figura 2.6 Curva característica Mini-striker [10]	9
Figura 4.1 Vista aérea Parque forestal de Mataró [17]	16
Figura 4.2 Mapa parque forestal de Mataró [18]	17
Figura 4.3 Depósito 600L sistema [8]	19
Figura 4.4 Manguera plana 1 pulgada y 20 metros [8]	20
Figura 4.5 Lanza Viper SG 540 (1”) [22]	20
Figura 4.6 Esquema del sistema [Fuente propia]	21
Figura 4.7 Sistema A-B [Fuente propia]	27
Figura 4.8 Diagrama de Moody [1]	29
Figura 4.9 Tramo C – D [Fuente propia]	31
Figura 4.10 Curva de potencia GXH50 [27]	35
Figura 5.1 Tipo de rodete y rendimiento general según NS [2]	38
Figura 5.2 Eficiencia hidráulica vs velocidad específica [2]	39
Figura 5.3 Gráfica coeficiente de carga [2]	41
Figura 5.4 Triángulo de velocidades interior [2]	42

Figura 5.5 Triángulo velocidad sistema [2]	43
Figura 5.6 Triángulo de velocidades exterior [2]	47
Figura 5.7 Coeficientes de velocidad según ns [2]	48
Figura 5.8 Esquema método arco simple [3].....	52
Figura 5.9 Primer paso método arco simple [Fuente propia]	52
Figura 5.10 Segundo paso método arco simple [Fuente propia]	53
Figura 5.11 Tercer paso método arco simple [Fuente propia]	53
Figura 5.12 Rotor 2D método arco simple [Fuente propia]	54
Figura 5.13 Esquema método arco doble [3]	54
Figura 5.14 Primer paso método arco doble [Fuente propia]	55
Figura 5.15 Segundo paso método arco doble [Fuente propia]	55
Figura 5.16 Tercer paso método arco doble [Fuente propia]	56
Figura 5.17 Rotor 2D método arco doble [Fuente propia]	56
Figura 5.18 Primer paso diseño 3D [Fuente propia]	57
Figura 5.19 Segundo paso diseño 3D [Fuente propia]	57
Figura 5.20 Tercer paso diseño 3D [Fuente propia]	58
Figura 5.21 Zona MRF de rotación [Fuente propia].....	58
Figura 6.1 Geometría flujo volumétrico [Fuente propia]	60
Figura 6.2 Características salida [Fuente propia].....	61
Figura 6.3 Características entrada [Fuente propia]	61
Figura 6.4 Características de la zona de rotación [Fuente propia]	62

Figura 6.5 Características del control de simulación [Fuente propia]	62
Figura 6.6 Gráfica presión en la salida con 5 álabes [Fuente propia]	63
Figura 6.7 Corte de sección – presión con 5 álabes [Fuente propia]	64
Figura 6.8 Residuo simulación con 5 álabes [Fuente propia]	64
Figura 6.9 Corte de sección - magnitud velocidad con 5 álabes [Fuente propia]	65
Figura 6.10 Gráfica presión en la salida con 7 álabes [Fuente propia].....	65
Figura 6.11 Corte de sección - presión con 7 álabes [Fuente propia]	66
Figura 6.12 Residuo simulación con 7 álabes [Fuente propia]	66
Figura 6.13 Corte de sección – magnitud velocidad con 7 álabes [Fuente propia]	67
Figura 6.14 Gráfica presión salida para arco simple [Fuente propia]	68
Figura 6.15 Corte de sección – presión con arco simple [Fuente propia]	69
Figura 6.16 Residuo simulación para arco simple [Fuente propia]	69
Figura 6.17 Corte de sección – magnitud velocidad con arco simple [Fuente propia]	70
Figura 6.18 Gráfica presión salida para arco doble [Fuente propia]	70
Figura 6.19 Corte de sección – presión con arco doble [Fuente propia]	71
Figura 6.20 Residuo simulación para arco doble [Fuente propia]	71
Figura 6.21 Corte de sección – magnitud velocidad con arco doble [Fuente propia]	72
Figura 6.22 Evolución presión según RPM [Fuente propia]	73
Figura 6.23 Curva característica 5000 RPM [Fuente propia]	74
Figura 6.24 Curva característica 6000 RPM [Fuente propia]	76
Figura 6.25 Curva característica 7000 RPM [Fuente propia]	77

VIII

Figura 6.26 Corte revisión u1 [Fuente propia]	78
Figura 6.27 Gráfica velocidad tangencial entrada [Fuente propia]	79
Figura 6.28 Corte revisión u2 [Fuente propia].....	79
Figura 6.29 Gráfica velocidad tangencial salida [Fuente propia]	80
Figura 7.1 Diagrama de Gantt 20/11/2023 a 1/2/2024 [Fuente propia]	82
Figura 7.2 Diagrama de Gantt 29/1/2024 a 1/5/2024 [Fuente propia]	82
Figura 7.3 Diagrama de Gantt 1/4/2023 a 29/5/2024 [Fuente propia]	82
Figura 7.4 Diagrama de Gantt 20/11/2023 a 1/2/2024 [Fuente propia]	84
Figura 7.5 Diagrama de Gantt 29/1/2024 a 7/5/2024 [Fuente propia]	84
Figura 7.6 Diagrama de Gantt 14/3/2024 a 6/6/2024 [Fuente propia]	84
Figura 11.1 Diseño hidráulico final [Fuente propia]	93
Figura 11.2 Evolución presión según RPM [Fuente propia]	94

Índice de tablas

Tabla 4.1 Propiedades del agua saturada [1]	21
Tabla 4.2 Rubrica según características funcionamiento [Fuente propia]	23
Tabla 4.3 Rubrica según características diseño [Fuente propia]	23
Tabla 4.4 Resumen cálculo tramo A – B [Fuente propia].....	31
Tabla 4.5 Perdidas lineales según diámetro y caudal en tendidos de 20m [26]	32
Tabla 4.6 Resumen cálculo tramo C – D [Fuente propia]	34
Tabla 4.7 Resumen parámetros bomba [Fuente propia].....	35
Tabla 5.1 Rendimiento de la bomba según número álabes [3]	41
Tabla 5.2 Resumen características [Fuente propia]	51
Tabla 6.1 Comparativa características según número álabes [2]	67
Tabla 6.2 Característica bomba caudal contante 90 LPM [Fuente propia]	73
Tabla 6.3 Resumen curva característica para 5000 RPM [Fuente propia]	74
Tabla 6.4 Resumen curva características para 6000 RPM [Fuente propia]	75
Tabla 6.5 Resumen curva características para 7000 RPM [Fuente propia]	76
Tabla 7.1 Planificación [Fuente propia]	81
Tabla 7.2 Planificación - Desviaciones [Fuente propia]	83
Tabla 9.1 Objetivos comerciales [Fuente propia]	89
Taula 9.2 Flujos de caja anuales [Fuente propia].....	90
Tabla 11.1 Características geométricas rodete [Fuente propia]	93

Glosario de términos

Conceptos y abreviaciones

BAI	Beneficios Antes de Impuestos
BN	Beneficio Neto
CAD	“Computer-Aided Design”
EN	“European Normative”
Hub	Cubo
ICB	Índice de Capacidades Básicas
Impeler	Rodete
ISO	“Organización Internacional de Normalización”
LPM	Litros Por Minuto
MRF	“Multiple Reference Frames”
PVC	Policloruro de Vinilo
UNE	“Una Norma Española”
VAN	Valor Actual Neto
2D	Dos dimensiones
3D	Tres dimensiones

Símbolos

A	Área [m ²]
A ₁	Área interior [m ²]
β ₁	Ángulo de entrada teórico [°]

XII

β_1'	Ángulo de entrada con bloqueo [°]
β_2	Ángulo de salida teórico [°]
β_2'	Ángulo de salida con bloqueo [°]
b_1	Ancho entrada [m]
b_2	Ancho salida [m]
c_{1m}	Componente meridional de la velocidad interior absoluta [m/s]
c_{1u}	Componente circunferencial de la velocidad interior absoluta [m/s]
c_{2m}	Componente meridional de la velocidad exterior absoluta [m/s]
c_{2u}	Componente circunferencial de la velocidad exterior absoluta [m/s]
D	Diámetro tubería [m]
d_1	Diámetro interior [m]
d_2	Diámetro exterior [m]
d_n	Diámetro cubo [m]
d_s	Diámetro eje [m]
e	Espesor álabes [m]
ε	Rugosidad [m]
f	Coefficiente de fricción
F_q	Número de etapas
g	Gravedad [m/s ²]
H	Carga [m]
h_L	Perdidas [m]

η	El rendimiento del sistema motobomba
η_v	Rendimiento volumétrico
η_h	Rendimiento hidráulico
k	Coefficiente de pérdida
k_{cm2}	Coefficiente de la velocidad exterior absoluta
l	Longitud tubería [m]
L_C	Longitud característica [m]
(L_{eq}/D)	Relación de longitud equivalente
n	Velocidad radial rodete [rpm]
n_q	Velocidad específica
N_S	Velocidad específica adimensional
P	Presión del fluido [Pa]
P_m	Potencia que debe suministrar el motor [W]
ρ	Densidad [kg/m^3]
ψ_{OPT}	Coefficiente de carga en el punto de operación óptimo
Q	Caudal volumétrico [m^3/s]
Q_{La}	Caudal a través del rodete [m^3/s]
Re	Número de Reynolds
τ_1	Factor de bloqueo entrada
τ_2	Factor de bloqueo salida
u	Velocidad tangencial [m/s]

XIV

u_1	Velocidad tangencial interior [m/s]
u_2	Velocidad tangencial exterior [m/s]
u_y	Velocidad en el eje Y [m/s]
u_z	Velocidad en el eje Z [m/s]
μ	Viscosidad dinámica [kg/(m*s)]
ν	Viscosidad cinemática [m ² /s]
ω	velocidad angular rodete [rad/s]
y	Coordenada geométrica en el eje Y
z	Altura del fluido [m]
Z	Número álabes
z	Coordenada geométrica en el eje Z

Unidades

bar	bar (presión)
€	euros
gal/min	galones por minuto
in	pulgadas
kg	kilogramo
L	Litros
l/min	Litros por minuto
m	metros
m ²	metros cuadrados

min	minutos
mm	milímetros
°	Ángulo en grados
°C	Grados Celsius
Pa	Pascal
psi	Libras por pulgada cuadrada
rad/s	Radianes por segundo
rpm	Revoluciones por minuto
s	Segundos
w	Watts

1. Objetivos

En este capítulo se definirán las líneas generales del proyecto y su alcance.

1.1 Propósito

El presente documento recoge el trabajo realizado durante el transcurso del trabajo de final de grado, cuyo objetivo final es el diseño teórico de una bomba hidráulica destinada a extinguir incendios en un entorno forestal y la simulación de sus parámetros de funcionamiento.

1.2 Finalidad

Elaborar una propuesta de solución teórica al problema planteado utilizando los conocimientos y herramientas adquiridos durante la etapa universitaria, con el objetivo de ofrecer la posibilidad de materializar el proyecto en el futuro.

1.3 Objeto

Diseñar el rotor de una bomba hidráulica mediante software avanzado, seguido de simulaciones para obtener sus parámetros de funcionamiento.

1.4 Alcance

El proyecto consiste en la definición de los parámetros de uso y diseño hidráulico de una bomba destinada a combatir incendios en un entorno forestal, tras realizar una búsqueda exhaustiva de información sobre los puntos necesarios (tipos de bombas, requisitos del entorno, etc.). El siguiente paso será realizar simulaciones del modelo teórico mediante software especializado para obtener sus parámetros de funcionamiento teóricos.

Este documento no incluye el diseño de un prototipo ni su construcción, tampoco contempla ningún aspecto de la fabricación en serie del producto ni de su comercialización.

1.5 Líneas del proyecto

Este proyecto sigue las líneas tratadas en los diferentes temarios de la asignatura de mecánica de fluidos y aprovecha los conocimientos adquiridos durante toda la etapa universitaria, especialmente los conocimientos obtenidos en las asignaturas de gestión de proyectos y diseño de máquinas.

Además, se ha adquirido conocimiento adicional durante el desarrollo del proyecto para llevar a cabo las simulaciones y realizar el diseño de manera más eficiente.

2. Introducción teórica

En este capítulo, se proporcionará una breve introducción general sobre las líneas del proyecto junto con la teoría relacionada con este.

2.1 Introducción general

Como resultado del cambio climático, el aumento de la temperatura y la sequía se están convirtiendo en problemas cada vez más graves. Por lo tanto, es crucial disponer de los recursos y medios necesarios para responder a situaciones de emergencia derivadas de condiciones climáticas adversas.

En este trabajo se aborda el tema de los incendios forestales y el desarrollo de una herramienta indispensable para combatirlos y reducir al máximo el daño que pueden causar. Las bombas hidráulicas desempeñan un papel fundamental en la extinción de incendios, tanto en áreas urbanas como rurales. Su objetivo es impulsar un fluido, generalmente agua, desde un depósito o punto de suministro hacia las llamas, con el fin de reducir la energía de estas y extinguir el incendio.

2.2 Tipos de bomba hidráulica enfocadas a la extinción de incendios forestales

Los equipos de bomberos forestales utilizan diversos tipos de bombas hidráulicas para combatir incendios, cada una de las cuales tiene sus propios usos y niveles de popularidad en diferentes aplicaciones.

2.2.1 Bomba de membranas

Las bombas de membrana o diafragma son un tipo de bombas hidráulicas que generan movimiento de fluido mediante cambios en el volumen de la cámara de bombeo con el movimiento de una membrana flexible. En la Figura 2.1 se puede observar una vista de sección de este tipo de bombas.

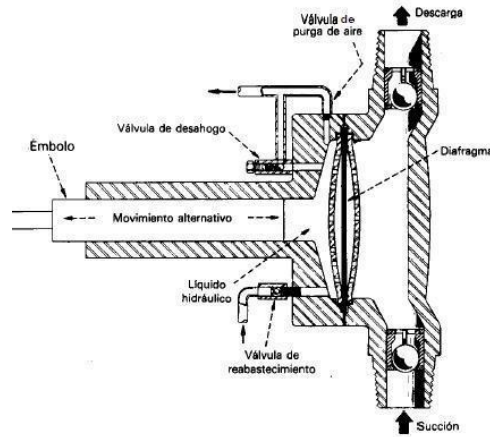


Figura 2.1 Sección bomba de membranas [4]

El funcionamiento de las bombas de membranas [4] se basa en dos movimientos principales, la *aspiración* de líquido, cuando la membrana se contrae generando presión negativa dentro de la cámara, y la *compresión*, donde la membrana se expande generando presión positiva e impulsando el líquido por la salida. La cámara de bombeo cuenta con válvulas de retención, lo que permite que el líquido solo viaje en la dirección deseada.

· Las principales ventajas de este tipo de bombas son:

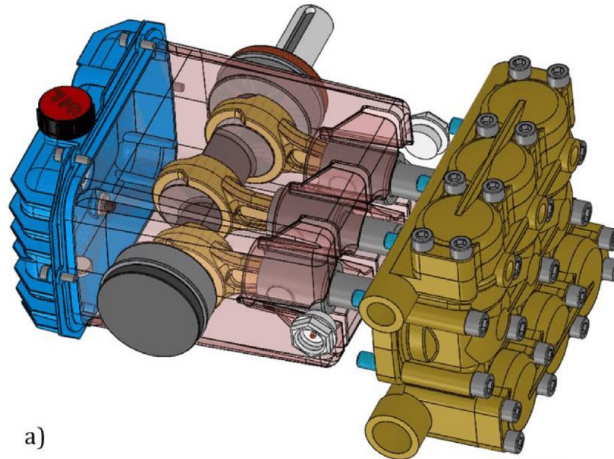
- Capacidad de autocebado y posibilidad de arrancar/trabajar ciertos periodos en seco (sin líquido en la cámara de bombeo), reduciendo el tiempo necesario antes de empezar a trabajar y asegurando que la entrada de aire en el sistema por falta de agua momentánea no perjudique la integridad de la bomba.
- Robustez; el diseño simple y resistente permite trabajar en entornos adversos y condiciones de trabajo exigentes.
- Capacidad de manejar sólidos en suspensión o líquidos viscosos, útil en casos donde el agua contenga partículas de barro u otras impurezas, así como en situaciones que involucren el uso de espumógenos para la extinción de incendios.

· Las principales desventajas de este tipo de bombas son:

- Menor caudal y presión en comparación con otros tipos de bomba, lo que puede resultar perjudicial en situaciones que requieran impulsar el agua a alturas elevadas o necesiten un caudal mayor.

2.2.2 Bomba de pistones

Las bombas de pistones [5] son un tipo de bombas hidráulicas que generan desplazamiento de fluido mediante el movimiento de uno o más pistones en su interior. Estos pistones alternan entre las fases de aspiración y compresión de líquido dentro de la cámara de bombeo. En la figura 2.2 se puede observar una vista de una bomba de pistones.



a)

Figura 2.2 Esquema interno bomba pistones [5]

El funcionamiento de este tipo de bombas se basa en dos movimientos principales:

- La *aspiración* de líquido, cuando el pistón se retira hacia atrás, creando un vacío en la cámara de bombeo y forzando la entrada de agua a través de la válvula de entrada.
- La *compresión* de líquido, cuando el pistón se desplaza hacia adelante, incrementando la presión en la cámara de bombeo y provocando la salida del líquido a presión a través de la válvula de salida.

· Las principales ventajas de este tipo de bombas son:

- Alta presión y caudal controlado, gracias al diseño que les permite alcanzar altas presiones y controlar de manera precisa el caudal de salida.
- Eficiencia volumétrica elevada, ofreciendo el desplazamiento de grandes volúmenes de agua por tiempo trabajado.

- Durabilidad y robustez, lo que permite su funcionamiento en entornos adversos y condiciones de trabajo exigentes.
- Capacidad de manejar fluidos viscosos o abrasivos, lo que les permite trabajar con agua que no esté completamente libre de impurezas después de la actuación del filtro o utilizar espumógenos, los cuales son abrasivos.

· Las principales desventajas de este tipo de bombas son:

- No puede arrancar o trabajar en seco, este tipo de bombas requieren un caudal constante de agua para trabajar y cebar la cámara de bombeo con líquido antes de comenzar a trabajar.
- Costes de operación y de mantenimiento elevados.
- Diseño pesado y voluminoso en comparación con otros tipos de bombas, dificultando su transporte y operación en entornos complicados.
- Dependiente de motores de combustión interna debido a la fuerza y los requisitos del sistema.
- Posibilidad de sobrecalentamiento, la fricción de los pistones con la camisa de la bomba puede causar sobrecalentamiento en situaciones de trabajo continuado a altas presiones o falta de lubricación.

2.2.3 Bomba centrífuga

Las bombas centrífugas [6] son un tipo de bombas hidráulicas las cuales mediante el movimiento de un rodete (impeler) generan una fuerza centrífuga elevada que impulsa el agua con mayor presión y velocidad de la que entra en el sistema, en la figura 2.3 se puede observar un esquema general del funcionamiento de este tipo de bombas.

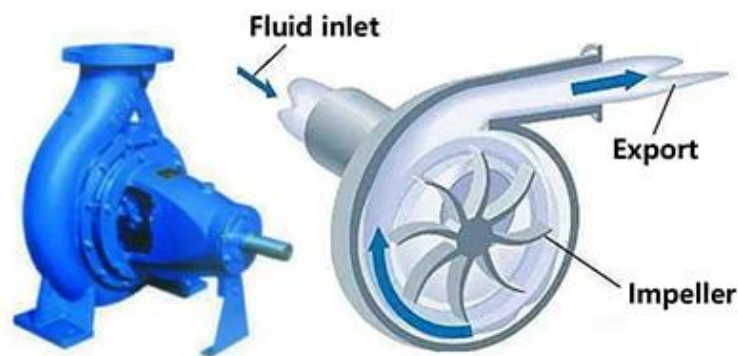


Figura 2.3 Bomba centrífuga [6]

A diferencia de los otros dos tipos de bomba hidráulica, las bombas centrífugas solo tienen una fase continua durante todo el tiempo de operación. El modo de funcionamiento se basa en que, una vez cebada la bomba e iniciado el movimiento del rotor, este genera una fuerza centrífuga que succiona el agua desde la fuente e impulsa a gran velocidad y presión el agua de la cámara de bombeo hacia el exterior.

· Las principales ventajas de este tipo de bombas son:

- Diseño simple y compacto, lo que reduce el peso y facilita las tareas de mantenimiento, uso y transporte.
- Eficiencia elevada, la pérdida de energía por fricción no es tan significativa como en otros tipos y puede llegar a desplazar grandes volúmenes de líquido con el diseño adecuado.

· Las principales desventajas de este tipo de bombas son:

- No puede arrancar u operar en seco, ya que requiere un caudal constante de agua para trabajar y es necesario cebar la cámara de bombeo con líquido antes de comenzar a trabajar.
- Pérdida de eficiencia delante de fluidos viscosos o con partículas en suspensión.
- Sensible a la cavitación [7], cuando la presión del líquido está por debajo de la presión de evaporación, se puede llegar a producir este fenómeno.

2.3 Mercado actual

El mercado enfocado al desarrollo de equipos de extinción de incendios en entornos forestales podría considerarse de nicho, donde unas pocas empresas dominan la mayoría del mercado.

A continuación, se revisarán algunos ejemplos relevantes de conjuntos motobomba con características similares a las que se plantean para el diseño de este trabajo. Todos los modelos están diseñados para ser compactos y robustos, facilitando su movilización en situaciones de emergencia.

BH1 – Vallfirest [8]

El conjunto motobomba, muy compacto, con un peso aproximado de 9.5 kg en seco, permite su movilización con rapidez en caso de emergencia. La bomba de una etapa ofrece buenos rendimientos. En la siguiente figura se puede ver su curva característica.

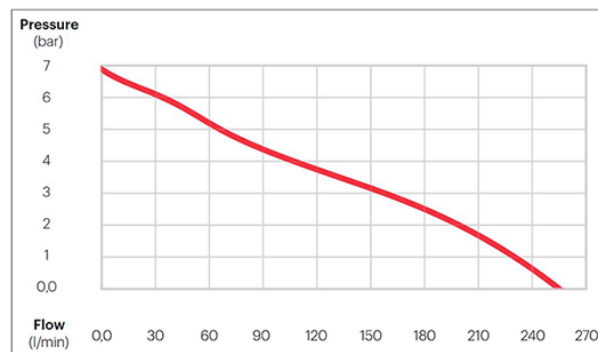


Figura 2.4 Curva característica BH1 [8]

Defender Honda – Euromaster Fire Pumps [9]

El diseño de este conjunto motobomba, aunque fue diseñado para ser portátil mediante un carro, es más pesado. La bomba cuenta con 33 kg de peso en seco y el conjunto total unos 70 kg.

El incremento de tamaño en comparación con otros diseños permite ofrecer una curva característica con más presión y caudales. En la siguiente figura se puede observar esta curva característica.

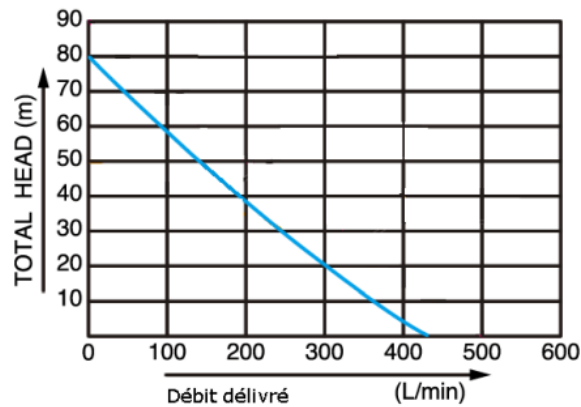


Figura 2.5 Curva característica Defender Honda [9]

MINI-STRIKER – Waterax [10]

Con un diseño similar al producto desarrollado por Vallfirest, este conjunto motobomba tiene una estructura muy compacta, con un peso aproximado entre 8.6 kg y 9 kg en seco.

La bomba de una etapa ofrece buenos rendimientos. En la siguiente figura se puede observar su curva característica.

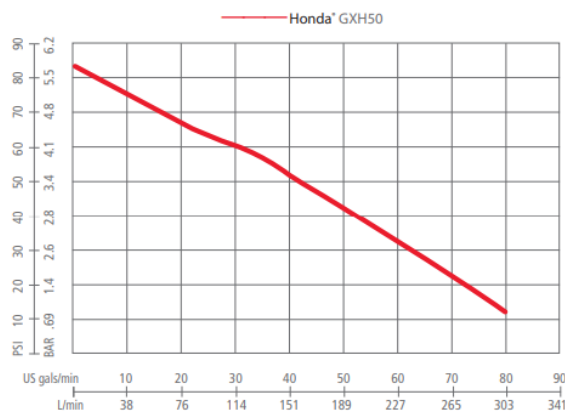


Figura 2.6 Curva característica Mini-striker [10]

Diferenciación en el diseño

Del estudio de mercado se extrae que los conjuntos motobomba de este tipo suelen tener un peso reducido (entre 8 y 10 kg) para facilitar su transporte y ofrecen prestaciones de presión máxima entre 6 y 8 bar, con un caudal máximo entre 200 y 300 LPM.

Para integrarse correctamente en el mercado, el diseño deberá adaptarse a estos requisitos, manteniendo un peso por debajo de los 10 kg y conservando las prestaciones de presión (entre 6 y 8 bar) y caudal (entre 200 y 300 LPM).

Como factor diferenciador para justificar el diseño frente a otros productos, se pueden plantear mejores prestaciones de presión-caudal u ofrecer una solución más versátil y fácil de transportar y operar.

2.4 Normativas

El diseño de bombas hidráulicas destinadas a entornos forestales dentro del marco europeo y español está regulado por una serie de normativas que aseguran la seguridad, eficiencia y sostenibilidad de estos equipos. Estas normativas son fundamentales para garantizar que las bombas operen de manera eficaz y segura en las exigentes condiciones forestales. A continuación, se describen las principales normativas aplicables en Europa y España.

Directiva 2006/42/EC – Directiva de Máquina [11]

Esta directiva es imprescindible dentro del marco legal de la Unión Europea, ya que establece los requisitos esenciales de seguridad y salud para el diseño y fabricación de maquinaria, incluidas las bombas hidráulicas. Esta directiva abarca aspectos como la seguridad en el diseño, instalación, mantenimiento y operación de las bombas. En el contexto forestal, asegura que las bombas sean seguras para los operadores y el entorno natural, minimizando riesgos de accidentes y daños ecológicos.

Norma UNE-EN 809:1998 + A1:2010 – Requisitos de Seguridad para Bombas y Unidades de Bombeo [12]

Esta normativa establece los requisitos de seguridad para las bombas y unidades de bombeo. Es esencial para asegurar que las bombas hidráulicas sean seguras durante su operación. Incluye directrices sobre la construcción, instalación, operación y mantenimiento de estas, asegurando la protección de los operadores y la prevención de accidentes.

Norma UNE 14466:2006 – Equipos de Extinción de Incendios Forestales [12]

Esta normativa establece los requisitos y métodos de ensayo para los equipos de extinción de incendios forestales, incluyendo las bombas hidráulicas utilizadas en estas aplicaciones.

Es particularmente relevante en entornos forestales, donde las bombas deben ser capaces de operar de manera efectiva en situaciones de emergencia para controlar y extinguir incendios, especificaciones sobre el rendimiento, la durabilidad y la fiabilidad de las bombas en condiciones extremas de operación.

Norma UNE-EN ISO 9906:2018 – Ensayos de Aceptación del Rendimiento Hidráulico de Bombas Rotodinámicas [12]

Esta norma es la versión española de la ISO 9906:2018, que especifica los requisitos para las pruebas de aceptación del rendimiento hidráulico de bombas rotodinámicas. Asegura que las bombas utilizadas en entornos forestales cumplan con los estándares de rendimiento esperados, incluyendo la eficiencia y la capacidad de manejo de sólidos.

3. Objetivos y especificaciones técnicas

A continuación, se definen los diferentes objetivos y especificaciones técnicas del proyecto.

1. Definición parámetros de funcionamiento:

El primer objetivo se centra en definir los parámetros de funcionamiento esenciales para diseñar una bomba hidráulica destinada a la extinción de incendios forestales, que sea compacta y fácil de operar. Se realizará un análisis exhaustivo del entorno de uso, como los bosques con características mediterráneas de Cataluña, considerando factores como la topografía del terreno, así como la extensión y naturaleza del fuego.

Con estos datos, se determinarán los requerimientos necesarios de presión y caudal para garantizar un rendimiento eficiente y efectivo de la bomba en situaciones de emergencia. Una vez definidos estos parámetros, se identificará el tipo de bomba ideal para cumplir con los objetivos.

2. Diseño hidráulico del rotor:

El segundo objetivo se enfoca en el diseño hidráulico detallado del rotor de la bomba, teniendo en cuenta los parámetros definidos previamente. Se abordará la geometría del rotor y otros aspectos estructurales clave para optimizar el rendimiento.

3. Simulación rendimiento de la bomba:

El tercer objetivo se enfoca en la simulación detallada del rendimiento global de la bomba mediante herramientas informáticas avanzadas como SimScale o Ansys.

A través de estas simulaciones, se evaluarán la eficiencia hidráulica, la distribución de presiones y otros parámetros clave. Estas simulaciones proporcionarán información valiosa sobre posibles áreas de mejora en el diseño, permitiendo realizar ajustes antes de la implementación real.

Este enfoque garantizará un rendimiento óptimo y confiable de la bomba en escenarios reales de combate contra incendios forestales.

4. Definición de parámetros de funcionamiento

En este capítulo se examinarán las diversas características del entorno, junto con las diversas necesidades del sector para el caso planteado, para luego elegir el modelo de bomba que más se ajusta al sistema y poder calcular sus características.

4.1 Características del entorno

Examinar las condiciones del entorno es fundamental para determinar la presión y el caudal que la bomba hidráulica deberá suministrar al fluido. Además, es crucial para definir las características del sistema, como la fuente de adquisición del agua.

4.1.1 Características del bosque mediterráneo

Las especies de árboles más comunes en estas áreas incluyen el pino, que pierde hojas a lo largo del año, y los árboles de la familia Quercus (roble, encina y alcornoque), que experimentan la caída de sus hojas durante el otoño. Esto resulta en capas densas de hojas alrededor de los árboles, las cuales, combinadas con sequías y altas temperaturas, aumentan el riesgo de incendios. El pino carrasco [13], el más frecuente en el bosque mediterráneo, puede alcanzar hasta 25 metros de altura, mientras que los árboles de la familia Quercus [14] pueden tener alturas de 15 a 25 metros.

El sotobosque también es una parte importante del bosque, ya que está densamente poblado por pequeños arbustos que, durante los meses más calurosos, se secan y contribuyen a la rápida propagación de los incendios.

La temperatura media suele mantenerse por encima de los 20°C durante la mayoría de los meses del año, descendiendo a valores por debajo de los 18°C en los meses más fríos. Además, se registran temperaturas medias máximas que superan los 30°C en ciertas zonas y meses del año. Este factor es relevante debido a las sequías e incendios que pueden ser provocados por estas condiciones climáticas. [15]

4.1.2 Topografía del terreno

La topografía del bosque mediterráneo en Cataluña es muy variada, presentando puntos a nivel del mar o a escasos metros por encima de este y otros que alcanzan hasta los 1100 metros.

A mayores alturas, la vegetación y biodiversidad de los bosques en Cataluña cambia significativamente, pasando del bosque mediterráneo a entornos de tipo centroeuropeo o subalpino. [16]

Debido a la gran variación de alturas y singularidades del terreno presentes en los bosques del entorno mediterráneo de Cataluña, se selecciona la zona de Mataró como caso de estudio más específico. Esta elección se basa no solo en su proximidad con la universidad, sino también en la presencia de una estación propia de bomberos y en que las zonas boscosas de los alrededores poseen las características típicas del bosque mediterráneo.



Figura 4.1 Vista aérea Parque forestal de Mataró [17]

Al examinar las vistas aéreas de la zona, se observa la ausencia de ríos con suficiente caudal o puntos generalizados para la extracción de agua en caso de incendio, a pesar de que en algunas zonas entre el bosque y las urbanizaciones están presentes diversos depósitos de agua.

Sin embargo, se identifica la presencia de numerosas pistas forestales transitables por vehículos todoterreno, los cuales pueden llevar depósitos de agua acoplados [15]. Aunque

esta estrategia no cubre la totalidad del terreno, ofrece cobertura a una parte importante del mismo.

El punto de mayor altitud dentro del parque forestal de Mataró se sitúa sobre los 300 metros, y uno de los desniveles positivos más comunes encontrados cerca de las pistas forestales alcanza los 25 grados [18]. Este dato es una aproximación extraída de los documentos revisados en la web del "Institut Cartogràfic i Geològic de Catalunya". En la siguiente figura se puede ver una imagen parcial del mapa utilizado para revisar la topografía del terreno.

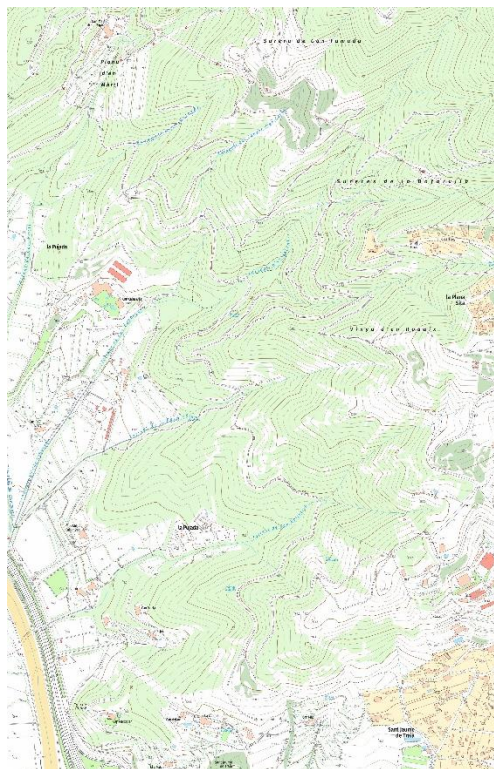


Figura 4.2 Mapa parque forestal de Mataró [18]

4.2 Descripción de la demanda

Una vez definido el entorno, es importante examinar las necesidades del sector y, con toda la información obtenida, plantear un caso de estudio para calcular los parámetros de funcionamiento.

4.2.1 Necesidades del sector

Antes de definir el modelo de estudio para pre dimensionar los parámetros de la bomba mediante cálculo numérico, es necesario establecer el uso y las características de aplicación de esta.

El punto que más favorece la propagación del incendio es el sotobosque (arbustos, ramas y hojas secas), conocido como incendio de superficie. [19] Este tipo de incendios suele tener una altura de llama inferior a un metro de altura, así que el mejor método para combatirlo es aplicar agua para disminuir la energía de las llamas hasta conseguir contener el incendio y empezar las tareas de extinción. [20]

Para combatir de forma eficaz este tipo de incendios mediante el uso de bombas centrífugas, se considera que estas pueden proporcionar una relación de caudal/presiones altas. Por tanto, el enfoque óptimo para el diseño sería asignar a la bomba un caudal relativamente alto, entre 60 LPM y 150 LPM, y una presión relativamente baja en la salida del sistema, entre 3 bar y 10 bar. Tras consultar diversas fuentes de documentación sobre la extinción de incendios forestales con este tipo de bombas y preguntar a expertos del sector, se determina que un punto adecuado de operación para la bomba sería de **90 LPM** y una presión en la salida del sistema de **5 bar**.

4.2.2 Caso de estudio

El primer paso antes de definir el caso de estudio es determinar los elementos que van a componerlo. En el caso de un sistema de extinción forestal instalado en un vehículo todoterreno, los componentes necesarios son los siguientes:

- **Depósito:** Para transportar el agua hasta la zona de operación se requiere un depósito que permita operar el tiempo necesario para sofocar el incendio, sin comprometer la estabilidad o rendimiento del vehículo que lo lleva. Los cálculos se realizarán a partir de un depósito general disponible en el mercado con capacidad de 600 litros y unas dimensiones de 0.78x1.29x0.66 metros, como se puede ver en la siguiente figura.

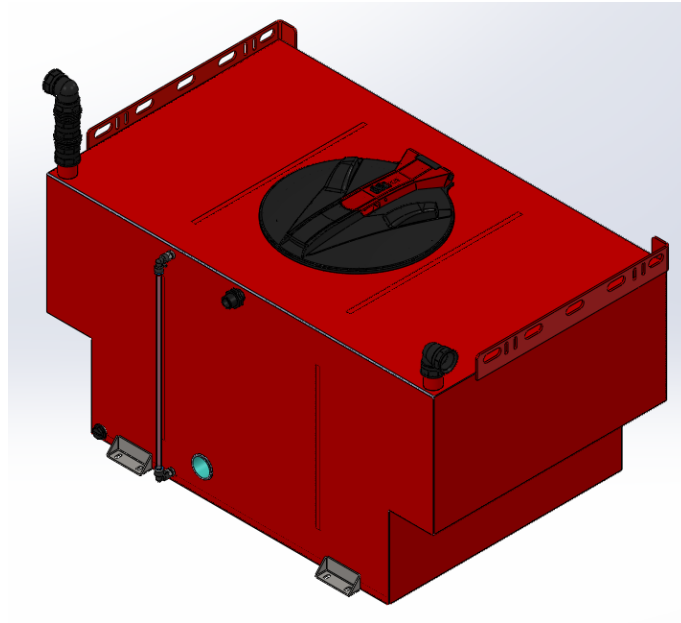


Figura 4.3 Depósito 600L sistema [8]

· **Manguera succión:** Para el tramo de succión se determina una manguera con un diámetro de 1 ½ pulgadas (38,1 mm) y 0.5 metros de longitud. Se elige este diámetro debido a que una sección más amplia (en comparación con la salida) reduce la pérdida de carga y disminuye la probabilidad de que se genere un tapón a consecuencia de partículas o suciedades presentes en el agua del depósito.

La rugosidad interior de este tipo de mangueras está en torno a los $\epsilon = 3 \cdot 10^{-5}$ m [1]

· **Filtro tramo succión:** Para evitar la entrada de elementos perjudiciales dentro de la bomba hidráulica, se debe colocar un filtro en el tramo de succión.

· **Manguera impulsión:** Para el tramo de impulsión se selecciona una manguera plana estándar de tres capas, con un diámetro de 1 pulgada y 20 metros de longitud. Se selecciona este tipo de manguera, ya que es de las más utilizadas para la impulsión de agua contra incendios y al tener una sección más reducida, se incrementa la presión y la velocidad del fluido. [21]



Figura 4.4 Manguera plana 1 pulgada y 20 metros [8]

- **Válvula de cierre:** Se instala una válvula de cierre del tipo globo para poder cortar el caudal cuando sea necesario o cuando el sistema no esté en operación.
- **Lanza:** Se selecciona una lanza del tipo de caudal constante, ya que estas son capaces de ofrecer un rendimiento consistente, permiten ajustar el caudal de uso y son fáciles de utilizar.



Figura 4.5 Lanza Viper SG 540 (1") [22]

Con todos los componentes, se prepara un esquema hidráulico del sistema, como el que se puede ver en la figura 4.6, con el cual se va a calcular la energía que tiene que suministrar la bomba al fluido para conseguir los 5 bar y 90 LPM en la salida.

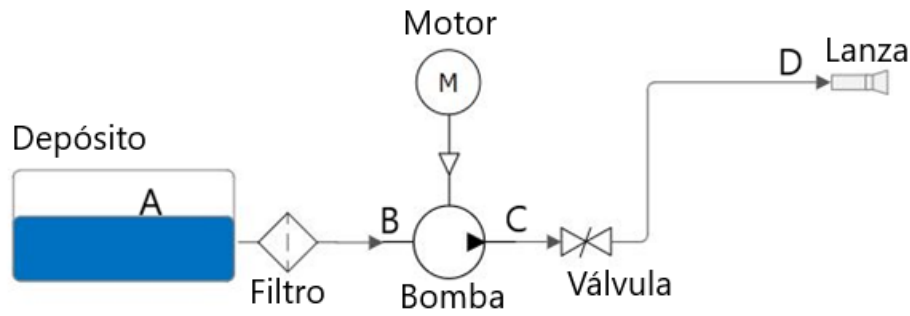


Figura 4.6 Esquema del sistema [Fuente propia]

Se plantea una temperatura del agua de alrededor de 20°C, obteniendo los siguientes parámetros de la tabla 4.1.

- Densidad agua (20°C) $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$
- Viscosidad dinámica $\mu = 1.002 \cdot 10^{-3} \text{ kg/(m*s)}$
- Viscosidad cinemática $\nu = 1.004 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ obtenida a partir de (4.1)

$$\nu = \mu/\rho \quad (4.1)$$

Donde

ν - Viscosidad cinemática [m^2/s]

μ - Viscosidad dinámica [$\text{kg}/(\text{m*s})$]

ρ - Densidad [kg/m^3]

Temp., T °C	Presión de saturación, P_{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h_{fg} , kJ/kg	Calor específico, c_p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}

Tabla 4.1 Propiedades del agua saturada [1]

4.3 Selección alternativa de solución

Para seleccionar la alternativa de solución más adecuada para el proyecto, primero se examinarán diversas características clave. Luego, mediante una rúbrica, se puntuará cómo se ajusta cada modelo de bomba hidráulica (membranas, pistones y centrífuga) a estas características.

4.3.1 Características de diseño calve

· Presión: La presión es una de las características más importantes en el momento de definir los parámetros de una bomba, por lo tanto, es importante conocer qué rango de presiones pueden ofrecer los distintos tipos de bombas hidráulicas planteados.

· Caudal: El caudal es otra de las características más importantes en el momento de definir los parámetros de funcionamiento, junto con el rendimiento volumétrico asociado a este.

· Autocebado: La capacidad de autocebado es una cuestión importante para tener en cuenta, ya que, si la bomba no cuenta con esta característica, no se podrá trabajar en vacío en ningún momento durante su funcionamiento y se deberá considerar cómo cebar la bomba durante la puesta en marcha, por ejemplo, incluir una bomba de cebado en el diseño.

· Portabilidad: Un diseño compacto y ligero es crucial para una bomba hidráulica destinada a combatir incendios en entornos forestales. El transporte es complicado debido al terreno montañoso y las complicaciones generadas por el mismo incendio. Durante el diseño, también se debe considerar el motor necesario para operar la bomba, ya que un alto requerimiento de potencia resultaría en un peso elevado del conjunto con el motor.

· Robustez y durabilidad: Los materiales utilizados y el tipo de bomba diseñada deben ser resistentes y capaces de soportar las duras condiciones de trabajo presentes durante los incendios, que incluyen temperaturas elevadas, humo y suciedad. Además, deben ser capaces de resistir muchas horas de uso continuo durante situaciones complicadas, donde los efectivos pueden trabajar a máximo rendimiento durante periodos prolongados.

· Mantenimiento sencillo: Tanto el mantenimiento de la bomba hidráulica como del conjunto completo (motor, filtros, conexiones) deben ser prácticos, consumir pocos recursos y tiempo de trabajo para los efectivos durante su mantenimiento y puesta a punto. Dado que se deben

realizar tareas de mantenimiento, comprobación y puesta en marcha antes, durante y después del uso de la bomba hidráulica.

· **Diseño:** Ya que se trata de un proyecto dentro del ámbito académico, se deben incorporar los elementos vistos durante la etapa universitaria. Seleccionar un modelo asequible que diseñar durante los meses de duración del proyecto también es un punto para tener en cuenta.

4.3.2 Rubrica de selección

La elección de la alternativa de solución más adecuada para el proyecto se realiza mediante la utilización de dos rúbricas diferentes para evaluar las distintas características de cada bomba hidráulica. Cada característica se valora del 1 al 5 según su importancia, y se asigna una puntuación de 1 a 5 a cada tipo de bomba en función de su grado de cumplimiento con la característica evaluada.

Tipo	Presión [3]	caudal [3]	Autocebado [1]	Total
Membranas	2	2	5	17
Pistones	5	3	0	24
Centrífuga	3	5	0	24

Tabla 4.2 Rubrica según características funcionamiento [Fuente propia]

Tipo	Ligereza [3]	Robustez [3]	Mantenimiento [2]	Diseño [5]	Total
Membranas	3	3	1	3	35
Pistones	1	5	2	2	32
Centrífuga	4	4	3	4	50

Tabla 4.3 Rubrica según características diseño [Fuente propia]

· **Bomba de membranas [52]:** Se descarta esta opción debido a que presenta parámetros de presión y caudal inferior en comparación con las otras alternativas. En el sector, estas bombas son menos utilizadas y generalmente se aplican a casos específicos o necesidades particulares de los clientes.

· **Bomba de pistones [56]:** A pesar de ser la alternativa que puede proporcionar la mayor presión, el peso y las complicaciones asociadas para su desplazamiento y uso en el terreno la descartan como la solución ideal.

· **Bomba centrífuga [74]:** Esta solución presenta buenos parámetros de caudal y presión, además de tener un peso relativamente ligero y una mayor facilidad de diseño en comparación con otras opciones. En el sector, estas bombas son ampliamente utilizadas, ya sea en equipos instalados en vehículos o en kits móviles para combatir incendios en proximidad. Estas características la posicionan como la alternativa ideal para el desarrollo de este proyecto.

4.4 Parámetros de funcionamiento

En este apartado, se realizarán los cálculos del sistema definido en la figura 4.6 para determinar la energía que debe ser aportada al fluido por la bomba, así como para identificar el motor necesario para que la bomba funcione con estas características.

4.4.1 Fórmulas y ecuaciones para sistemas hidráulicos

A continuación, se definirán las diversas fórmulas y ecuaciones empleadas durante los cálculos de los parámetros de funcionamiento.

· Ecuación del caudal volumétrico

En un sistema que transporta fluidos incompresibles en los cuales no hay pérdidas de masa, como es el caso de una tubería de agua, se utiliza la siguiente ecuación.

$$Q = A * v \quad (4.2)$$

Donde

Q – Caudal volumétrico [m³/s]

A – Área transversal [m²]

v – Velocidad del fluido [m/s]

· Ecuación general de la energía:

Basada en el principio de la conservación de la energía, esta ecuación nos permite relacionar las características del fluido en diversos puntos del sistema hidráulico.

$$\frac{P_1}{g \cdot \rho} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{P_2}{g \cdot \rho} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (4.3)$$

Donde

P – Presión del fluido [Pa]

g – Gravedad [m/s²]

ρ – Densidad del fluido [kg/m³]

z – Altura del fluido [m]

v – Velocidad del fluido [m/s]

h_L – Perdidas [m]

· Número de Reynolds

Para determinar si el fluido circula por las tuberías en régimen turbulento o laminar, es necesario calcular este valor mediante la siguiente fórmula.

$$Re = \frac{v \cdot L_c}{\nu} \quad (4.4)$$

Donde

Re - Número de Reynolds

L_C – Longitud característica [m]

v – Velocidad del fluido [m/s]

ν – Viscosidad cinemática [m²/s]

· Fórmula de la potencia

Para determinar la potencia que el motor le deberá suministrar a la bomba, se debe utilizar la siguiente fórmula.

$$P_m = \rho * g * Q * H * \eta \quad (4.5)$$

Donde

P_m – Potencia que debe suministrar el motor [W]

ρ – Densidad del fluido [kg/m³]

g – Gravedad [m/s²]

Q – Caudal volumétrico [m³/s]

H – Carga [m]

η – El rendimiento del sistema motobomba

· Ecuación de Darcy

Para calcular las pérdidas de fricción en una tubería, se debe utilizar la siguiente ecuación.

$$h_L = f * \frac{l}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad (4.6)$$

Donde

h_L – Pérdidas [m]

f – Coeficiente de fricción

l – Longitud tubería [m]

D – Diámetro tubería [m]

v – Velocidad del fluido [m/s]

g – Gravedad [m/s²]

- Fórmula pérdidas de cargas menores en accesorios

Para el cálculo de pérdidas de carga en accesorios como válvulas, cambios de diámetro u otros elementos dentro del sistema hidráulico, se debe utilizar la siguiente fórmula.

$$h_L = k * \frac{v^2}{2g} = f * \left(\frac{L_{eq}}{D} \right) * \frac{v^2}{2g} \quad (4.7)$$

h_L – Pérdidas [m]

k – Coeficiente de pérdida

v – Velocidad del fluido [m/s]

g – Gravedad [m/s²]

f – Coeficiente de fricción

(L_{eq}/D) – Relación de longitud equivalente

4.4.2 Cálculo del sistema

Para calcular la potencia que debe suministrar la bomba al fluido, se debe considerar la diferencia de presión entre el punto B y el punto C. Por lo tanto, el sistema se calculará en dos etapas.

- **Cálculo entre los puntos A y B (tramo de succión)**

El tramo de succión es la línea que va desde el depósito hacia la bomba. En la siguiente figura se puede ver un esquema general.

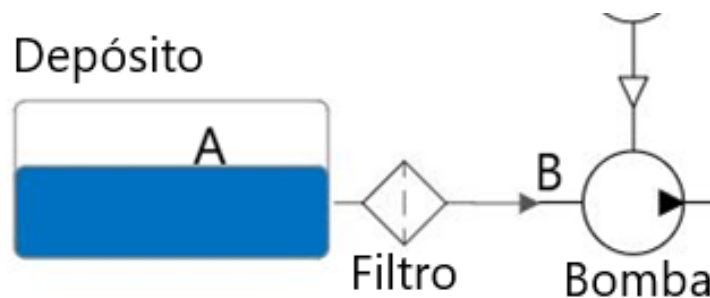


Figura 4.7 Sistema A-B [Fuente propia]

Se determina la velocidad del fluido en los diversos puntos mediante la ecuación (4.2). Al ser las secciones del depósito y la manguera de diferentes tamaños, la velocidad del fluido varía entre los dos puntos. Recordando que la sección del depósito es de 0.78 m x 1.29 m, el diámetro de la manguera es de 1 ½ pulgadas y el caudal (Q) es de 0.0015 m³/s.

$$V_A = \frac{Q}{A} = \frac{0.0015 \frac{m^3}{s}}{0.78m * 1.29m} = 0.006 \text{ m/s} \quad (4.2)$$

$$V_B = \frac{Q}{A} = \frac{0.0015 \frac{m^3}{s}}{\pi \times \left(\frac{0.0381}{2}\right)^2} = 1.315 \text{ m/s} \quad (4.2)$$

1.º) Cálculo pérdidas lineales

- Las pérdidas lineales dentro del tanque son insignificantes y, por lo tanto, pueden ser obviadas.

- Para calcular las pérdidas lineales dentro del tramo de succión (tramo que va desde el depósito hacia la entrada de la bomba) a través de (4.5), primero se debe determinar el coeficiente de fricción (f) siguiendo los siguientes pasos:

1.º) Se determina el número de Reynolds con (4.4), donde $\nu = 1.004 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

$$R_e = \frac{v * L_c}{\nu} = \frac{\left(1.315 \frac{m}{s}\right) * (0.0381 \text{ m})}{\left(1.004 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}\right)} = 49\,900 \quad (4.4)$$

Un valor de $Re = 49\,000$ nos indica que estamos en régimen turbulento.

2.º) Determinar la relación entre la rugosidad y el diámetro con (4.8)

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{3 * 10^{-5}}{0.0381} = 0.00078 \quad (4.8)$$

Donde

ε – Rugosidad [m]

D – Diámetro [m]

3.º) Mediante los valores anteriores y el diagrama de Moody de la figura 4.8, se determina que $f = 0.024$.

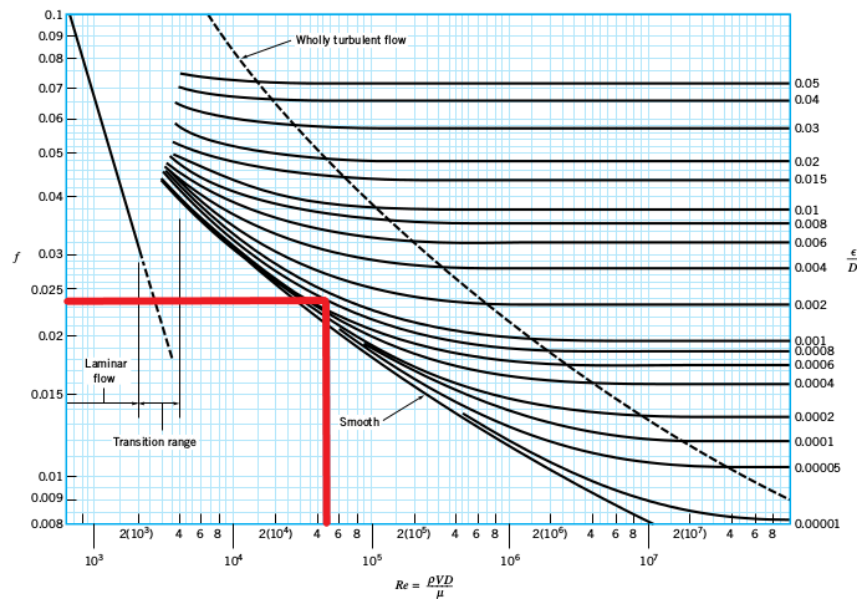


Figura 4.8 Diagrama de Moody [1]

Una vez obtenido el coeficiente de fricción, se calculan las pérdidas lineales en el tramo de succión mediante (4.6), definido anteriormente que el tramo de succión es de 0.5 m.

$$H_L = f * \frac{l}{D} * \frac{v^2}{2g} = (0.024) * \frac{0.5 \text{ m}}{0.0381 \text{ m}} * \frac{(1.315 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2g} = 0.0277 \text{ m} \quad (4.6)$$

Las pérdidas lineales en el tramo de succión son $h_{L1} = 0.0277$ metros.

2.º) Cálculo pérdidas en accesorios

- Para calcular las pérdidas en la entrada del tramo de succión, se debe utiliza (4.7), obteniendo $k = 0.78$ de la teoría de la expansión súbita en tuberías. [1]

$$h_{L2} = k * \frac{v^2}{2g} = (0.78) * \frac{(1.315 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2g} = 0.069 \text{ m} \quad (4.7)$$

Las pérdidas en la entrada del tramo de succión son $h_{L2} = 0.069$ metros.

- Para calcular las pérdidas en el filtro, se utiliza (4.7) donde $k=12$ [23].

$$h_{L3} = k * \frac{v^2}{2g} = (12) * \frac{(1.315 \frac{m}{s})^2}{2g} = 1.05 \text{ m}$$

Las pérdidas en la entrada del tramo de succión son $h_{L3} = 1.05$ metros.

3.º) Calcular la presión en el punto B

Teniendo en cuenta que la presión en el punto A es 1 atm (101 325 Pa), determinado mediante los cálculos anteriores que las pérdidas totales en el sistema equivalen a $h_L = 1.14$ metros y seleccionando como altura de A el punto medio del depósito $z_A = 0.33$ metros, se desarrolla el cálculo de la presión en el punto B a partir de (4.3).

$$\frac{P_A}{g*\rho} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} - h_L = \frac{P_B}{g*\rho} + z_B + \frac{v_B^2}{2g} \quad (4.3)$$

$$P_B = \left[\left(z_A + \frac{P_A}{g*\rho} + \frac{v_A^2}{2g} - h_L \right) - \frac{v_B^2}{2g} \right] * g * \rho$$

$$P_B = \left[\left((0.33 \text{ m}) + \frac{101 \ 325 \text{ Pa}}{g*\rho} + \frac{(0.006 \frac{m}{s})^2}{2g} - (1.14 \text{ m}) \right) - \frac{(1.315 \frac{m}{s})^2}{2g} \right] * g * \rho = 92 \ 324 \text{ Pa}$$

La presión resultante del cálculo es $P_B = 92 \ 324$ Pa, lo que equivale a 0.91 bar. En la siguiente tabla se resumen los datos iniciales y los resultados de los cálculos.

Símbolo	Valor	Unidades
Datos iniciales		
Q	0,0015	[m ³ /s]
ρ	998	[kg/m ³]
v	1,004*10 ⁻⁶	[m ² /s]
l	0.5	[m]
d	0,0381	[m]
ε(PVC)	3*10 ⁻⁵	[m]
P_A	101 325	[Pa]
z_A	0,33	[m]
k – h_{L2}	0,78	-
k – h_{L3}	12	-
Datos calculados		
V_A	0,006	[m/s]
V_B	1,315	[m/s]
Re	49 900	-
ε/d	0,00078	-
f_t	0,024	-
h_{L1}	0,0277	[m]
h_{L2}	0,069	[m]
h_{L3}	1.05	[m]
P_B	92 324	[Pa]

Tabla 4.4 Resumen cálculo tramo A – B [Fuente propia]

· **Cálculo entre los puntos C y D (tramo de impulsión)**

El tramo de impulsión es la línea que va desde la salida de la bomba hasta la lanza. En la siguiente figura se puede ver un esquema general.

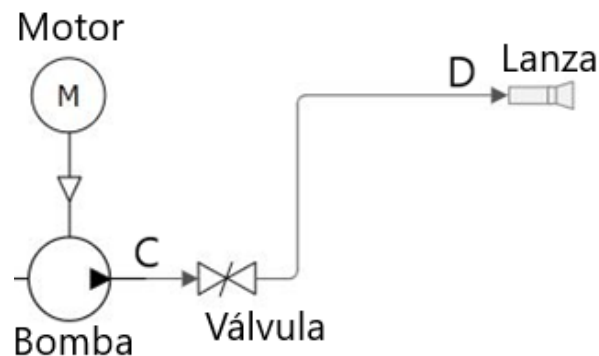


Figura 4.9 Tramo C – D [Fuente propia]

Se determina la velocidad del fluido en los diversos puntos mediante la ecuación (4.2). En este caso, la sección en el punto C y en el punto D es la misma, por lo que la velocidad del flujo en ambos puntos es la misma.

$$V_{C-D} = \frac{Q}{A} = \frac{0.0015 \frac{m^3}{s}}{\pi \times \left(\frac{0.0254}{2}\right)^2} = 2.96 \text{ m/s} \quad (4.2)$$

1.º) Cálculo pérdidas lineales

- Para determinar las pérdidas lineales en la manguera del tramo de impulsión, se emplea la tabla extraída de la página 3 del documento “LAS REGLAS DE CÁLCULO PARA BOMBEROS” [23], donde se proporcionan las pérdidas de presión en bar para tendidos de 20 m de manguera plana según el caudal y el diámetro empleados. En el caso de estudio con un diámetro de 25 mm y un caudal de 90 LPM, a través de una interpolación lineal, se estima que las pérdidas de presión en el tendido son aproximadamente de 1.2 bar, equivalente a **12.42 metros**.

Manguera de 20 m			
CAUDAL (Lpm)	Ø 25mm	Ø 45 mm	Ø70 mm
100	1,2	0,06	0,007
150	2,7	0,15	0,01
200	4,8	0,25	0,03
300	10,8	0,6	0,06
400	19,2	1	0,1

Tabla 4.5 Pérdidas lineales según diámetro y caudal en tendidos de 20m [26]

2.º) Cálculo pérdidas en accesorios

- Para determinar las pérdidas en la válvula de globo, se debe emplear la segunda forma de (4.6), determinando previamente los valores de la longitud equivalente y la relación entre la rugosidad y el diámetro.

- La longitud equivalente (L_e/D) para una válvula de globo (abierta por completo), es de 340. [1]
- La relación entre la rugosidad y el diámetro se obtiene a partir de (4.8).

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{3 \cdot 10^{-5}}{0.0254} = 0.00118 \quad (4.8)$$

Se aplica (4.7):

$$H_L = f_t * \left(\frac{L_{eq}}{D}\right) * \frac{v^2}{2g} = (0.00118) * (340) * \frac{(2.96 \frac{m}{s})^2}{2g} = 0.18 \text{ m} \quad (4.7)$$

Las pérdidas en la válvula de globo son $h_{L2} = 0.18$ metros.

3.º) Calcular la presión en el punto C

Teniendo en cuenta que la presión en el punto D es 5 bar (506 625 Pa), determinado mediante los cálculos anteriores que las pérdidas totales en el sistema equivalen a $h_L = 12.6$ metros y seleccionando como altura del punto D en $z_D = 8.5$ m considerando el punto más alto al que puede llegar el tendido de manguera de 20 m en una pendiente con 25° de inclinación, se desarrolla el cálculo de la presión en el punto B a partir de (4.3).

$$\frac{P_C}{g*\rho} + z_C + \frac{v_C^2}{2g} - h_L = \frac{P_D}{g*\rho} + z_D + \frac{v_D^2}{2g} \quad (4.3)$$

$$P_C = \left[\left(z_D + \frac{P_D}{g*\rho} \right) - h_L \right] * g * \rho$$

$$P_B = \left[\left((8.5 \text{ m}) + \frac{506\,625 \text{ Pa}}{g*\rho} \right) + (12.6 \text{ m}) \right] * g * \rho = 713\,200 \text{ Pa}$$

La presión resultante del cálculo es $P_C = 713\,200$ Pa, lo que equivale a 7 bar aproximadamente. En la siguiente tabla se resumen los datos iniciales y los resultados de los cálculos.

Símbolo	Valor	Unidades
Datos iniciales		
Q	0,0015	[m ³ /s]
ρ	998	[kg/m ³]
v	1,004*10 ⁻⁶	[m ² /s]
l	20	[m]
D	0,0254	[m]
ε(PVC)	3*10 ⁻⁵	[m]
P_D	506 625	[Pa]
z_D	8.5	[m]
(Leq/D)	340	-
Datos calculados		
v_C	2.96	[m/s]
v_D	2.96	[m/s]
ft	0,00118	-
h_{L1}	12.42	[m]
h_{L2}	0,18	[m]
P_C	713 200	[Pa]

Tabla 4.6 Resumen cálculo tramo C – D [Fuente propia]

· Cálculo entre los puntos B y C (bomba hidráulica)

La diferencia de presión entre los puntos B y C equivale a la presión que la bomba hidráulica debe suministrar al fluido para cumplir con las condiciones establecidas, en este caso $\Delta P = 6.1$ bar aproximadamente, lo que equivale a 621 000 Pa o 63.4 metros.

Con esta información, se puede utilizar la fórmula (4.5) para calcular la potencia aproximada que necesitara la bomba, con un rendimiento aproximado del 70%

$$P = [\rho * g * Q * h] / \eta \quad (4.5)$$

$$P = [(998 \text{ kg/m}^3) * g * (0.0015 \text{ m}^3/\text{s}) * (63.4 \text{ m})] / (0.7) = 1\ 330 \text{ W}$$

La potencia que necesita la bomba centrífuga para cumplir con las especificaciones es aproximadamente $P = 1\ 330 \text{ W}$.

4.4.3 Parámetros de funcionamiento preliminares

Para satisfacer las necesidades de potencia de la bomba, se selecciona el motor Honda GXH50 [24], el cual no solo cumple con el requisito de potencia, sino que también sus características y su amplio uso en el sector lo convierten en una solución adecuada.

5. Diseño hidráulico del rotor

En este capítulo se realizarán los cálculos necesarios para obtener un diseño hidráulico capaz de ofrecer las características definidas. Además, se definirán las metodologías empleadas en el desarrollo de los modelos 2D y 3D del rotor.

5.1 Cálculo características

En este apartado se recoge el proceso seguido para definir el diseño hidráulico.

5.1.1 Desarrollo cálculos

Siguiendo las metodologías y teorías recogidas en el libro "*Centrifugal Pumps*" de Johann Friedrich Gülich [2], se siguen los siguientes pasos para determinar las características físicas de la bomba centrífuga.

Definición tipo de rodete y rendimientos teóricos

Se calcula la velocidad específica adimensional N_S a través de (5.1) para determinar el tipo de rodete que se debe diseñar y el rendimiento general teórico.

$$N_S = \frac{\omega * \sqrt{Q}}{(g * H)^{3/4}} \quad (5.1)$$

$$N_S = \frac{\left(524 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) * \sqrt{0.0015 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}}{(g * 63.4 \text{ m})^{3/4}} = 0.163$$

Donde

N_S – Velocidad específica adimensional

ω – velocidad angular rodete [rad/s]

g – Gravedad [m/s²]

Q – Caudal volumétrico [m³/s]

H – Carga [m]

La figura 5.1 indica que, para esta velocidad específica adimensional, el rodete tendrá un diseño muy radial y un rendimiento general bajo, de entre el 70 % - 75 %. Este rendimiento tan bajo es algo habitual en este tipo de diseños debido a las pérdidas por fricción.

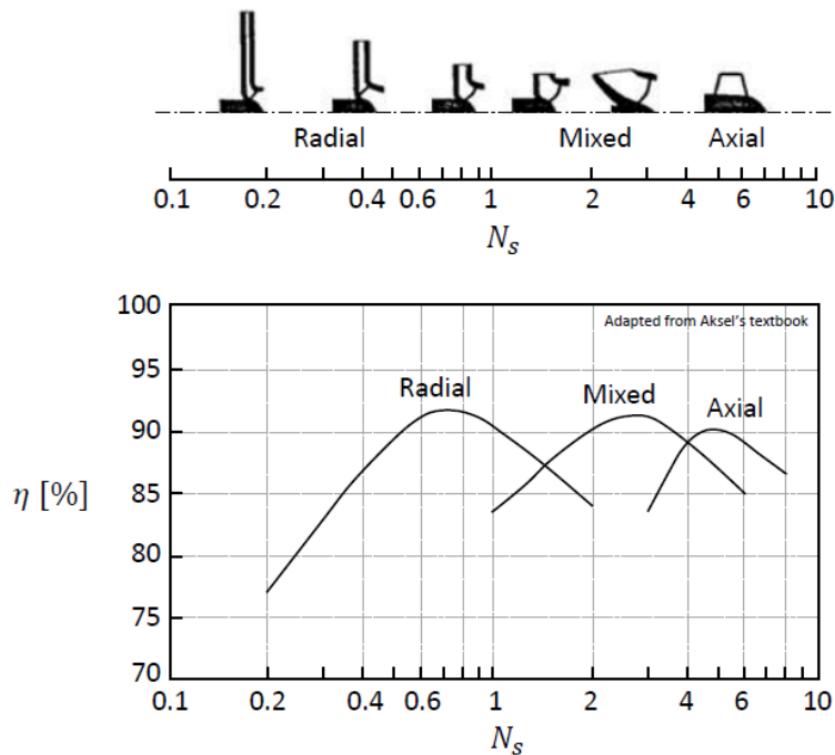


Figura 5.1 Tipo de rodete y rendimiento general según N_s [2]

Se calcula la velocidad específica n_q a través de (5.2) ya que es imprescindible en los cálculos posteriores y mediante su valor se pueden definir los rendimientos hidráulicos y volumétricos teóricos.

$$n_q = n * \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (5.2)$$

$$n_q = (5000 \text{ rpm}) * \frac{\sqrt{0.0015 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}}{(63.4 \text{ m})^{3/4}} = 8.6$$

Donde

n_q – Velocidad específica

n – Velocidad radial rodete [rpm]

Q – Caudal volumétrico [m^3/s]

H – Carga [m]

Se determina el rendimiento hidráulico del rodete a partir de la gráfica de la figura 5.2, para este sistema esta alrededor del 75%.

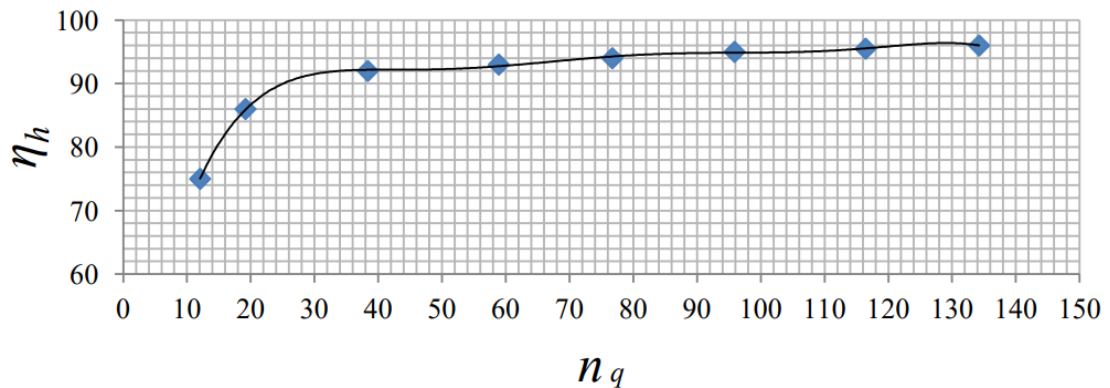


Figura 5.2 Eficiencia hidráulica vs velocidad específica [2]

Se determina el rendimiento volumétrico del rodete a través de (5.3), obteniendo para este sistema un η_v del 86 %.

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68 * (n_q)^{\frac{2}{3}}} \quad (5.3)$$

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68 * (8.6)^{\frac{2}{3}}} = 0.86$$

Donde

η_v – Rendimiento volumétrico

n_q – Velocidad específica

Definición diámetro del cubo

Antes de definir el diámetro interior del rodete, es necesario calcular y establecer los diámetros requeridos para el eje y el cubo (también conocido como HUB), ya que estos determinarán el diámetro interior mínimo.

En la ficha técnica del motor Honda GXH50 [24], el fabricante nos indica que el diámetro del eje del motor es $d_s = 0.02$ m con un encaje f8.

Una vez determinado el diámetro del eje, la teoría se indica que el diámetro del cubo suele ser entre 1.2 y 1.5 veces mayor a este [2], por lo que se define $d_n = 0.026$ m.

Definición diámetros interior y exterior

Por criterios de diseño, se determina que el diámetro interior será $d_1 = 0.04$ m ($> d_n$). Emplear este diámetro interior permitirá mejorar las características de la bomba centrífuga y ofrecer una entrada de agua más fluida en el sistema, ya que el diámetro de entrada en la bomba es de 0.0381 m.

El cálculo del diámetro exterior se desarrolla con (5.4)

$$d_2 = \frac{84.6}{n} * \sqrt{\frac{H}{\psi_{OPT}}} \quad (5.4)$$

$$d_2 = \frac{84.6}{(5000 \text{ rpm})} * \sqrt{\frac{(63.4 \text{ m})}{1.1}} = 0.128 \text{ m}$$

Donde

d_2 – Diámetro exterior [m]

n – velocidad radial rodete [rpm]

H – Carga [m]

ψ_{OPT} – Coeficiente de carga en el punto de operación óptimo

El valor del coeficiente de carga en el punto de operación óptimo (ψ_{OPT}) se obtiene mediante la gráfica de la siguiente figura, para el sistema calculado $\psi_{OPT} \cong 1.1$.

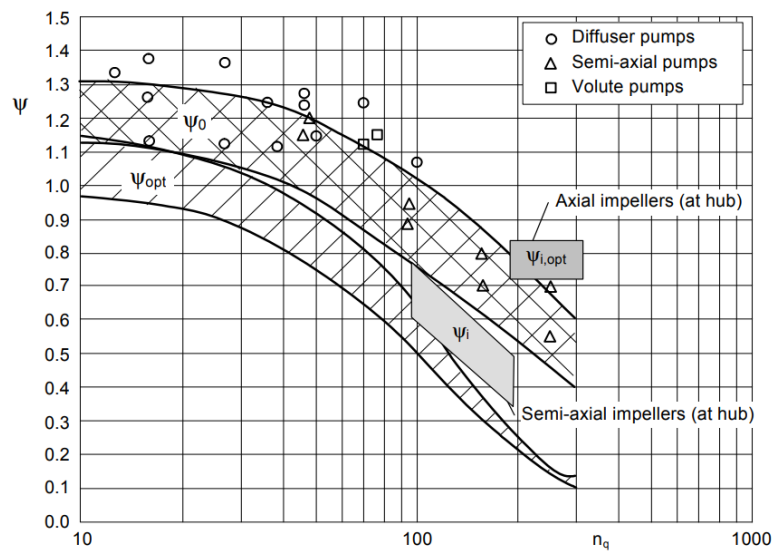


Figura 5.3 Gráfica coeficiente de carga [2]

La teoría aconseja incrementar un 10% el diámetro exterior calculado para asegurar que se cumplen los requisitos de diseño [2], en este caso se define un d_2 menor, ya que uno de los objetivos del proyecto es conseguir un diseño ligero y compacto, definiendo $d_2 = 0.12$ m.

Esta decisión de diseño disminuirá la presión obtenida en la curva H-Q para $n = 5000$ rpm. La solución se determinará durante los análisis de las simulaciones, pero para alcanzar la presión definida se debe incrementar la velocidad de giro.

Definición número álabes

Los rodetes radiales que se diseñan en un rango aproximado de $10 < n_q < 100$ suelen tener entre 5 – 7 álabes para mantener una curva H-Q estable. En la siguiente tabla se puede ver las características según el número de álabes usados en el diseño.

Blade number	Head	Efficiency	NPSHR
Z	H /m	η /%	H_{RNPS}/m
4	27.51	74.07	4.04
5	30.38	75.63	3.68
6	30.54	74.20	4.66
7	32.91	77.45	4.95

Tabla 5.1 Rendimiento de la bomba según número álabes [3]

Los puntos con mejores rendimientos son para diseños con 5 álabes o 7 álabes. A pesar de tener mayor eficiencia con $Z = 7$, el riesgo de cavitación aumenta significativamente.

Para los cálculos del sistema se utilizará $Z = 7$, ya que el sistema planteado tiene una línea de succión corta (0.5 m) y la cavitación no es un problema significativo. Durante los análisis de simulaciones del capítulo 6 se realizará un estudio comparativo entre $Z = 5$ y $Z = 7$ para comprobar sus rendimientos.

Mediante (5.5) se determina el grosor de los álabes, que para este caso será $e = 0.0025$ m.

$$e = (0.016 \sim 0.022) \times d_2 \quad (5.5)$$

Donde

e – Espesor álabes [m]

d_2 – Diámetro exterior [m]

Triángulo de velocidades interior

Con los parámetros definidos / calculados anteriormente, se desarrollan los cálculos del triángulo de velocidades interior con el objetivo de obtener β_1 . En la siguiente figura se puede ver un esquema general del triángulo de velocidades interior.

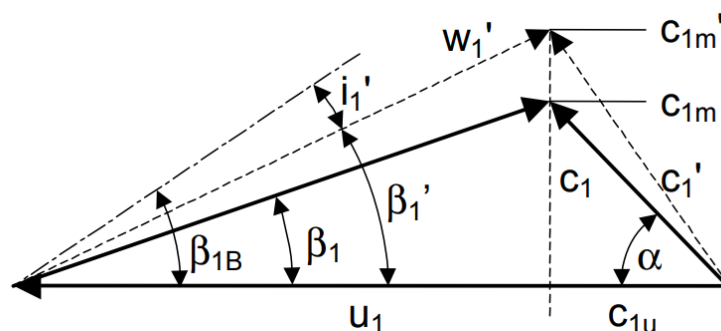


Figura 5.4 Triángulo de velocidades interior [2]

Para este caso, se asume que el flujo en la entrada del impulsor es principalmente radial y que no presenta turbulencias, definiendo así $\alpha_1 = 90^\circ$ y por ende $c_{1u} = 0$ m/s. En la figura 5.5 se puede ver cómo será el triángulo de velocidades en la entrada del rodete.

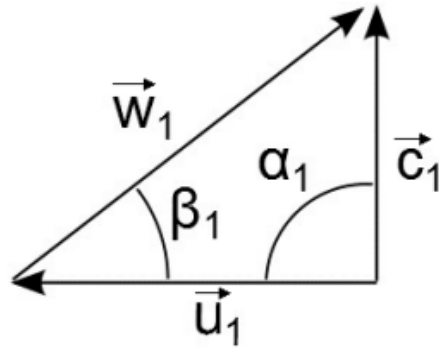


Figura 5.5 Triángulo velocidad sistema [2]

· Velocidad tangencial interior (u_1)

A través de (5.6) se calcula el valor de u_1

$$u_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60} \quad (5.6)$$

$$u_1 = \frac{\pi \cdot (0.04 \text{ m}) \cdot (5000 \text{ rpm})}{60} = 10.5 \text{ m/s}$$

Donde

u_1 – Velocidad tangencial interior [m/s]

d_1 – Diámetro interior [m]

n – Velocidad radial rodete [rpm]

· Componente meridional de la velocidad interior absoluta (c_{1m})

A través de (5.7) se calcula el valor de c_{1m} , en la teoría se indica que conviene multiplicar este valor por un coeficiente de 1.1~1.2 para obtener mejores resultados en el cálculo de β_1 , obteniendo $c_{1m} = 2.8 \text{ m/s}$.

$$c_{1m} = \frac{Q_{La}}{f_q \cdot A_1} \quad (5.7)$$

$$c_{1m} = \frac{0.00175 \text{ m}}{1 \cdot (0.000725 \text{ m}^2)} = 2.41 \text{ m/s}$$

Donde

c_{1m} – Componente meridional de la velocidad interior absoluta [m/s]

Q_{La} – Caudal a través del rodete [m³/s]

F_q – Número de etapas

A_1 – Área interior [m²]

Se obtiene Q_{La} a través de (5.8)

$$Q_{La} = \frac{Q}{\eta_v} \quad (5.8)$$

$$Q_{La} = \frac{0.0015 \frac{m^3}{s}}{0.86} = 0.00175 \frac{m^3}{s}$$

Donde

Q_{La} – Caudal a través del rodete [m³/s]

Q – Caudal volumétrico [m³/s]

η_v – Rendimiento volumétrico

Se obtiene A_1 a través de (5.9)

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_n^2) \quad (5.9)$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (0.04^2 - 0.026^2) = 0.000725 \text{ m}^2$$

Donde

A_1 – Área interior [m²]

d_1 – Diámetro interior [m]

d_n – Diámetro cubo [m]

· Ángulo de entrada teórico (β_1)

A través de (5.10) se calcula el valor de β_1 teórico.

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} \right) \quad (5.10)$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{2.8 \frac{m}{s}}{(10.5 \frac{m}{s}) - 0} \right) = 15^\circ$$

Donde

β_1 – Ángulo de entrada teórico [°]

c_{1m} – Componente meridional de la velocidad interior absoluta [m/s]

u_1 – Velocidad tangencial interior [m/s]

c_{1u} – Componente circunferencial de la velocidad interior absoluta [m/s]

Ángulo de entrada con bloqueo

Una vez definido el β_1 teórico, se debe aplicar un factor correctivo para compensar el bloqueo que generan los álabes al flujo del fluido. Para esto se debe emplear diversas iteraciones de (5.11) y (5.12) hasta obtener un valor de β_1' estable, en este caso 22.5° .

A continuación, se representa la iteración final conseguida mediante los cálculos.

· Factor de bloque interior (τ_1)

A través de (5.11) se calcula el valor de τ_1

$$\tau_1 = 1 - \frac{Z^* e}{\pi * d_1 * \sin(\beta_1')} \quad (5.11)$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{7 * (0.0025 \text{ m})}{\pi * (0.04 \text{ m}) * \sin(22.5^\circ)} = 0.635$$

Donde

τ_1 – Factor de bloqueo entrada

Z – Número álabes

e – Espesor álabes [m]

d_1 – Diámetro interior [m]

β_1' – Ángulo de entrada con bloqueo [°]

· Ángulo de entrada con bloque (β_1')

A través de (5.12) se calcula el valor de β_1'

$$\beta_1' = \tan^{-1} \left(\frac{c_{1m} \cdot \tau_1}{u_1 - c_{1u}} \right) \quad (5.12)$$

$$\beta_1' = \tan^{-1} \left(\frac{\left(2.8 \frac{m}{s} \right) * \left(0.635 \right)}{\left(10.5 \frac{m}{s} \right) - 0} \right) = 22.68^\circ$$

Donde

β_1' – Ángulo de entrada con bloqueo [°]

τ_1 – Factor de bloqueo entrada

c_{1m} – Componente meridional de la velocidad interior absoluta [m/s]

u_1 – Velocidad tangencial interior [m/s]

c_{1u} – Componente circunferencial de la velocidad interior absoluta [m/s]

Triángulo de velocidades exterior

Con los parámetros definidos / calculados anteriormente, se desarrollan los cálculos del triángulo de velocidades exterior con el objetivo de obtener β_2 . En la siguiente figura se puede ver un esquema general del triángulo de velocidades exterior.

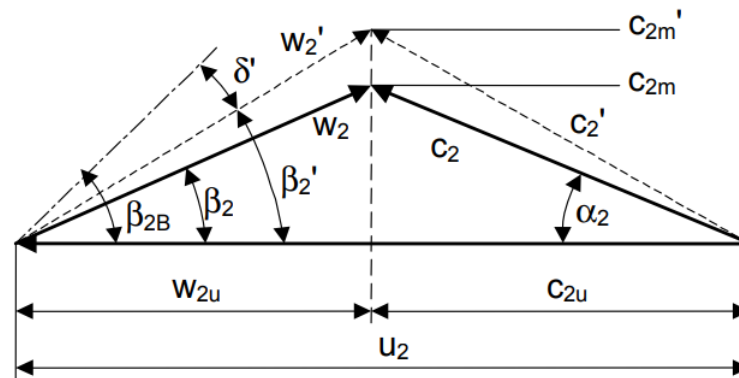


Figura 5.6 Triángulo de velocidades exterior [2]

· Velocidad tangencial exterior (u_2)

A través de (5.13) se calcula el valor de u_2

$$u_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60} \quad (5.13)$$

$$u_2 = \frac{\pi \cdot (0.12 \text{ m}) \cdot (5000 \text{ rpm})}{60} = 31.4 \text{ m/s}$$

Donde

u_2 – Velocidad tangencial exterior [m/s]

d_2 – Diámetro exterior [m]

n – Velocidad radial rodete [rpm]

· Componente meridional de la velocidad exterior absoluta (c_{2m})

A través de (5.14) se calcula el valor de c_{2m} , en la teoría se indica que conviene multiplicar este valor por un coeficiente de 1.1~1.2 para obtener mejores resultados en el cálculo de β_2 , obteniendo $c_{2m} = 4.4 \text{ m/s}$.

$$c_{m2} = k_{cm2} \cdot \sqrt{2g \cdot H} \quad (5.14)$$

$$c_{m2} = 0.105 \cdot \sqrt{2g \cdot (63.4 \text{ m})} = 3.7 \text{ m/s}$$

Donde

c_{2m} – Componente meridional de la velocidad exterior absoluta [m/s]

k_{cm2} – Coeficiente de la velocidad exterior absoluta

g – Gravedad [m/s^2]

H – Carga [m]

El valor del coeficiente de la velocidad exterior absoluta ($k_{cm2} = 0.105$) se extrae a partir de la gráfica de la figura 5.7 donde $n_s = (3.65 * n_q)$.

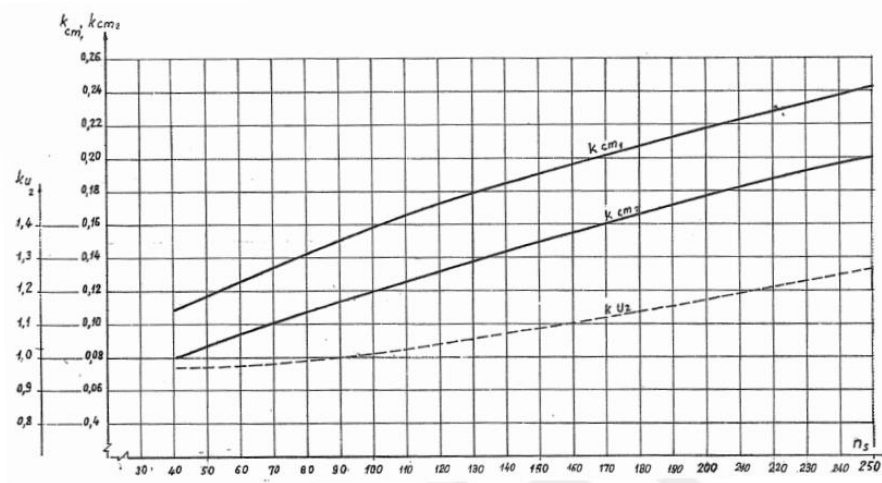


Figura 5.7 Coeficientes de velocidad según n_s [2]

· Componente circunferencial de la velocidad exterior absoluta (c_{2u})

A través de (5.15) se calcula el valor de c_{2u}

$$c_{2u} = \frac{g * H}{u_2 * \eta_h} \quad (5.15)$$

$$c_{2u} = \frac{g * (63.4 \text{ m})}{(31.4 \frac{m}{s}) * 0.75} = 25.5 \text{ m/s}$$

Donde

c_{2u} - Componente circunferencial de la velocidad exterior absoluta [m/s]

g – Gravedad [m/s^2]

H – Carga [m]

u_2 – Velocidad tangencial exterior [m/s]

η_h – Rendimiento hidráulico

· Ángulo de salida teórico (β_2)

A través de (5.16) se calcula el valor de β_2 teórico.

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}} \right) \quad (5.16)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{4.4 \frac{m}{s}}{(31.4 \frac{m}{s}) - (25.5 \frac{m}{s})} \right) = 36^\circ$$

Donde

β_2 – Ángulo de salida teórico [°]

c_{2m} – Componente meridional de la velocidad exterior absoluta [m/s]

u_2 – Velocidad tangencial exterior [m/s]

c_{2u} - Componente circunferencial de la velocidad exterior absoluta [m/s]

Ángulo de salida con bloqueo

Una vez definido el β_2 teórico, se debe aplicar un factor correctivo para compensar el bloqueo que generan los álabes al flujo del fluido. Para esto se debe emplear diversas iteraciones de (5.17) y (5.18) hasta obtener un valor de β_2' estable, en este caso 38.5° .

A continuación, se representa la iteración final conseguida mediante los cálculos.

· Factor de bloque exterior (τ_2)

A través de (5.17) se calcula el valor de τ_2

$$\tau_2 = 1 - \frac{Z \cdot e}{\pi \cdot d_2 \cdot \sin(\beta_2')} \quad (5.17)$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{7 \cdot (0.0025 \text{ m})}{\pi \cdot (0.12 \text{ m}) \cdot \sin(38.5^\circ)} = 0.926$$

Donde

τ_2 – Factor de bloqueo salida

Z – Número álabes

e – Espesor álabes [m]

d_2 – Diámetro exterior [m]

β_2' – Ángulo de salida con bloqueo [°]

· Ángulo de salida con bloque (β_2')

A través de (5.18) se calcula el valor de β_2'

$$\beta_2' = \tan^{-1} \left(\frac{c_{2m} \cdot \tau_2}{u_2 - c_{2u}} \right) \quad (5.18)$$

$$\beta_1' = \tan^{-1} \left(\frac{\left(\frac{4.4 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{\left(\frac{31.4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) - \left(25.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)} \right) \cdot \left(\frac{1}{0.926} \right)} \right) = 38.8^\circ$$

Donde

β_2' – Ángulo de salida con bloqueo [°]

τ_2 – Factor de bloqueo salida

c_{2m} – Componente meridional de la velocidad exterior absoluta [m/s]

u_2 – Velocidad tangencial exterior [m/s]

c_{2u} – Componente circunferencial de la velocidad exterior absoluta [m/s]

5.1.2 Diseño final

Una vez completados los cálculos del subapartado anterior, se reúnen las características finales de diseño en la siguiente tabla.

Símbolo	Valor	Unidades
Parámetros de funcionamiento		
P	6.1	[bar]
Q	0,0015	[m ³ /s]
Pot	1 330	[W]
n	5 000	[rpm]
Características geométricas		
d_s	20	[mm]
d_n	26	[mm]
d₁	40	[mm]
d₂	120	[mm]
Z	7	-
b₁	15	[mm]
b₂	7.5	[mm]
β₁	22.5	[°]
β₂	38.5	[°]
e	2.5	[mm]

Tabla 5.2 Resumen características [Fuente propia]

5.2 Modelado rotor

En este apartado se describen las metodologías y procedimientos seguidos para el modelado del rotor, tanto el 2D como el 3D.

5.2.1 Modelado 2D

Para el modelado de la geometría de los álabes, se plantean dos métodos diferentes: el diseño según el método de un solo arco (*single-arc method*) y el método de arco doble (*double-arc method*). Más adelante se elegirá el método que ofrezca los mejores resultados en las simulaciones.

• Método arco simple:

Este método consiste en dibujar los álabes mediante un solo ángulo de curvatura. En la siguiente figura se muestra el esquema general del proceso.

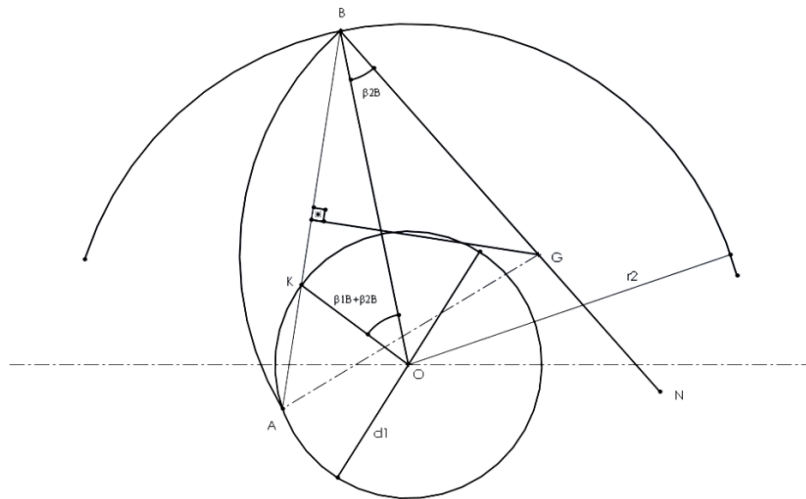


Figura 5.8 Esquema método arco simple [3]

El primer paso consiste en dibujar dos círculos según $d1$ y $d2$. Luego, se debe ubicar un punto arbitrario K en el círculo interior y otro punto arbitrario B en el círculo exterior. Con estos puntos, se crean las líneas OK y OB , relacionándolas entre sí con un ángulo igual a $\beta_1 + \beta_2$, como se puede apreciar en la siguiente figura.

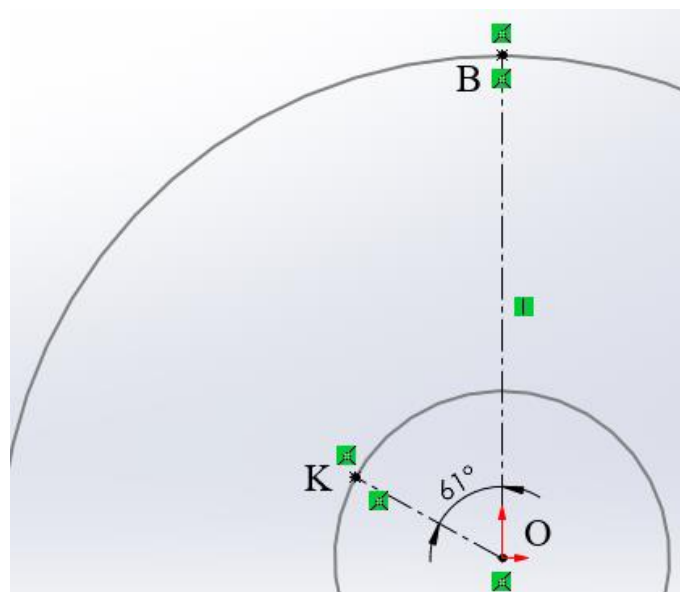


Figura 5.9 Primer paso método arco simple [Fuente propia]

El siguiente paso es dibujar una línea recta de B hasta K , siguiendo hasta llegar al círculo interior, creando la línea BKA . Además, se debe crear una línea recta BN , la cual genera un ángulo igual a β_2 con la línea OB , como se puede apreciar en la siguiente figura.

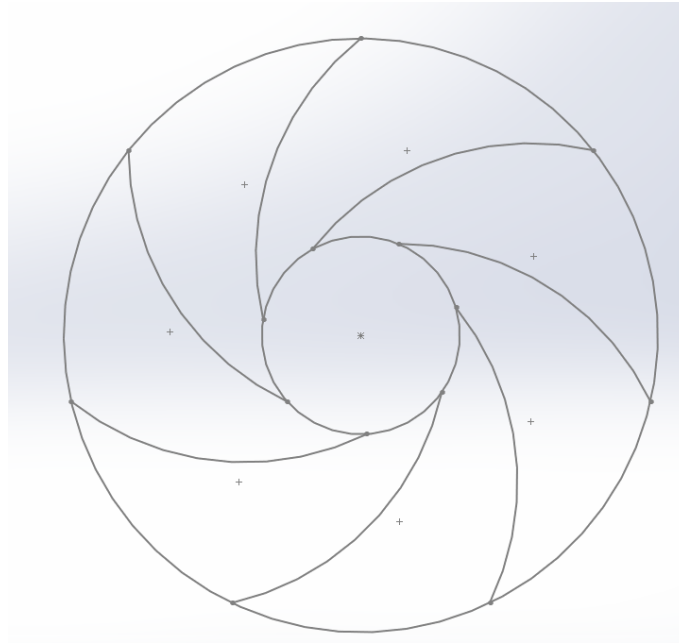


Figura 5.12 Rotor 2D método arco simple [Fuente propia]

· **Método arco doble:**

Este método consiste en dibujar los álabes mediante la unión de una doble curvatura. En la siguiente figura se puede ver el esquema general del proceso.

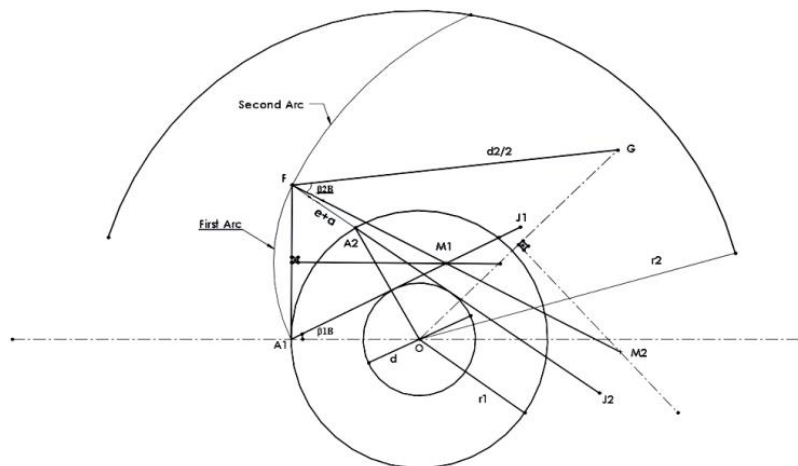


Figura 5.13 Esquema método arco doble [3]

El proceso para definir la geometría de los álabes en este caso es algo más complejo. Primero se deben dibujar los círculos d , d_1 y d_2 , siendo $d = d_1 \cdot \sin(\beta_1)$, para luego ubicar los puntos triviales A_1 y A_2 en el círculo d_1 .

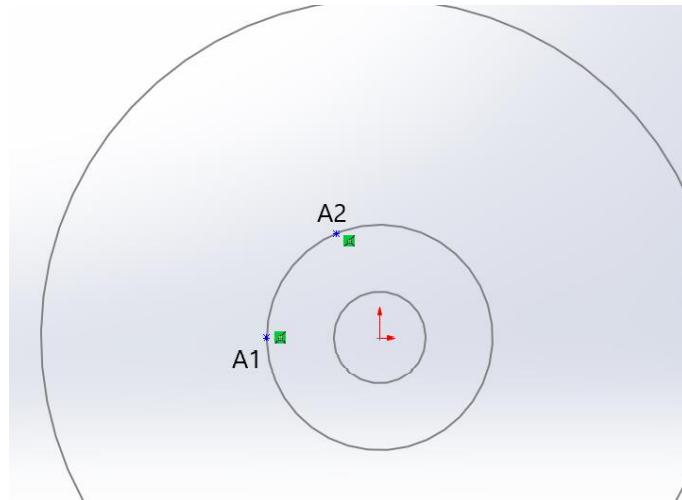


Figura 5.14 Primer paso método arco doble [Fuente propia]

Luego, se debe crear dos líneas A1J1 y A2J2 tangentes al círculo de diámetro d . La línea A2J2 se debe extender una distancia $e + a$, donde e es el espesor de los álabes y $a = (\pi \cdot d) / z$, el punto final de esta extensión será F.

El punto de intersección entre la perpendicular del punto medio de A1F con A1J1 se denomina M1 y será el centro del radio para el primer arco. En la siguiente figura se observa el resultado de este proceso.

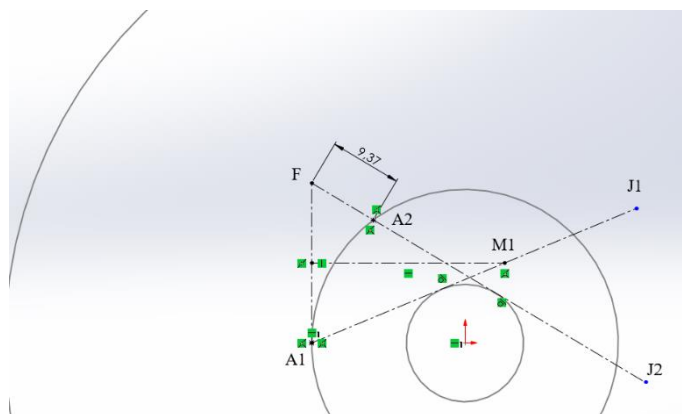


Figura 5.15 Segundo paso método arco doble [Fuente propia]

El siguiente paso es generar el segundo arco, para esto se crea una línea recta FG con largo igual a $d/2$ y un ángulo respecto FM1 igual a β_2 . El punto de intersección entre la perpendicular del punto medio de la línea OG con la línea FM1 se denomina como M2 y

será punto centrar para el segundo arco, en la siguiente figura se puede apreciar el resultado del proceso.

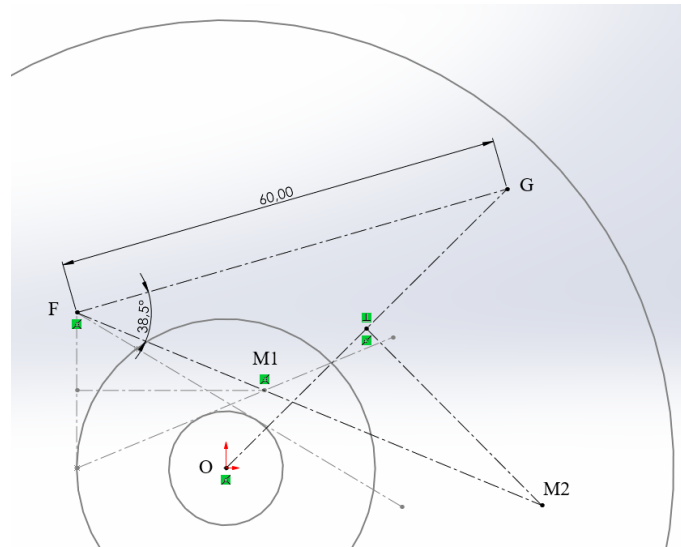


Figura 5.16 Tercer paso método arco doble [Fuente propia]

Por último, se debe generar la geometría del álabe uniendo los dos arcos. El primero con origen en M1 que va desde A1 hasta F y el segundo con origen en M2 que va desde F hasta el círculo exterior de radio d_2 . Luego se generan el resto de los álaves con un matiz circular, quedando el resultado que se puede observar en la siguiente figura.

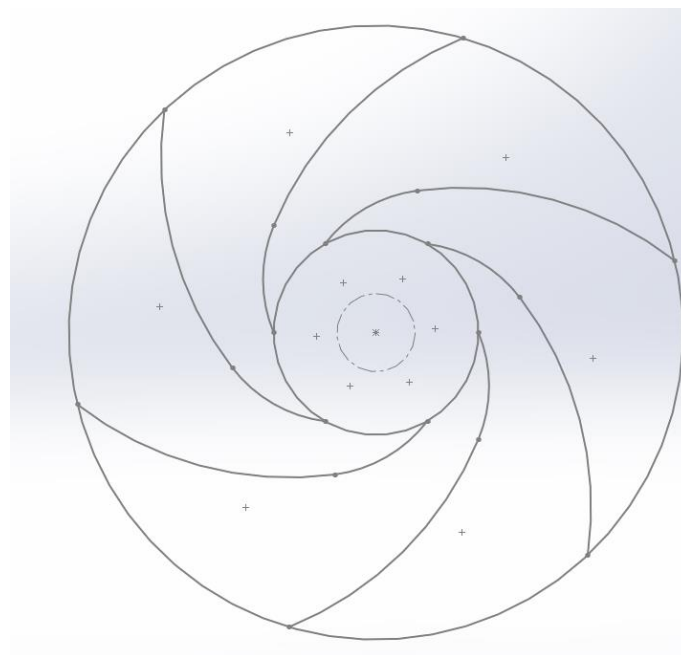


Figura 5.17 Rotor 2D método arco doble [Fuente propia]

3.º) Adaptar los extremos de cada uno de los álabes (interior-exterior) según la geometría definida durante los cálculos, que en este caso es semicircular. Mediante una vista de sección (planta), se realizan los cortes correspondientes en un ábabe y luego se aplica una matriz de revolución para extender la operación a todos los demás. En la siguiente figura, se observa la vista de sección (planta) una vez realizados todos los cortes.

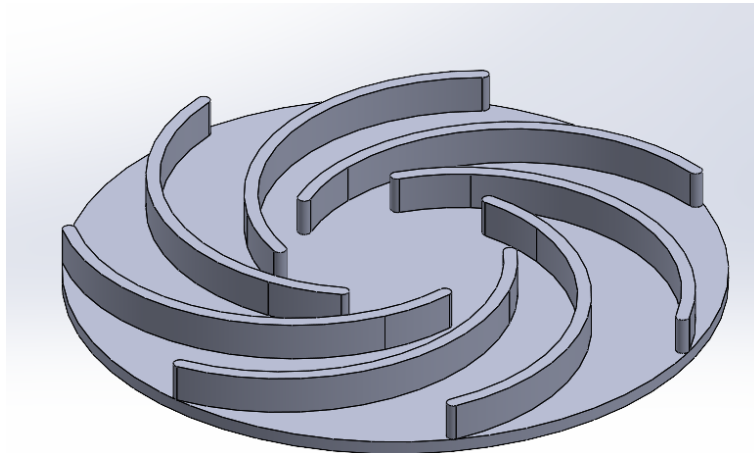


Figura 5.20 Tercer paso diseño 3D [Fuente propia]

Con esta última operación, el diseño 3D queda terminado. Para realizar las simulaciones, es importante dibujar una zona de rotación por encima del modelo del rotor. En este caso, se dibuja un offset del perfil general y se realiza una operación de extrusión circular. Es crucial no fusionar los sólidos, ya que, si quedan fusionados, los resultados de las simulaciones no serán correctos. En la siguiente figura se observa la zona de rotación creada a partir del offset del perfil.

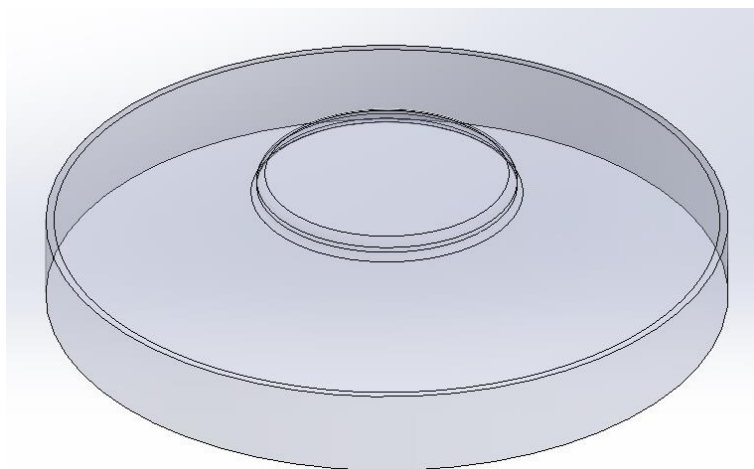


Figura 5.21 Zona MRF de rotación [Fuente propia]

6. Simulación numérica

En este capítulo se definen las metodologías seguidas para realizar las simulaciones numéricas, junto con el análisis de los resultados obtenidos.

6.1 Preparación simulaciones

En este apartado se describe la metodología utilizada tanto para la preparación del modelo para las simulaciones como las características de las propias simulaciones. [28]

6.1.1 Preparación modelo físico

Para realizar las simulaciones, primero se debe crear una región de flujo volumétrico sobre la cual se ejecutarán las diferentes iteraciones. Para esto, se aprovecha la geometría que ofrece SIMSCALE [29], adaptada a las dimensiones del rotor diseñado.

Una vez escalado el modelo geométrico, se deben ejecutar las siguientes operaciones en el editor de CAD de SIMSCALE.

- 1.º) Crear el volumen interno de la geometría, excluyendo el volumen de la zona de rotación, como se muestra en la figura correspondiente.
- 2.º) Eliminar los elementos no necesarios para la simulación utilizando la operación "Delete". En este caso, se eliminan las dos geometrías de la carcasa y el rotor, ya que las simulaciones se realizan con el offset del flujo volumétrico y la región de rotación.
- 3.º) Con la operación "Move", trasladar la superficie de la entrada unos 10 centímetros para mejorar la visualización de los resultados de las simulaciones. En la figura siguiente se muestra el resultado final del proceso.

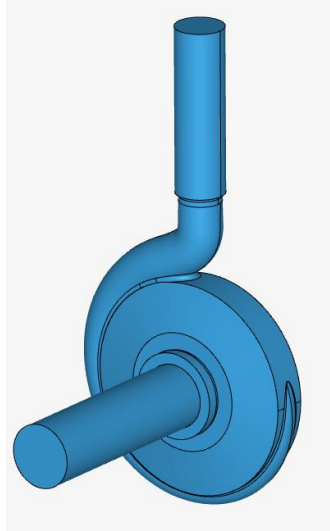


Figura 6.1 Geometría flujo volumétrico [Fuente propia]

6.1.2 Características simulación

Una vez preparado el modelo geométrico sobre el cual se realizarán las simulaciones, se deben definir sus características a través de los siguientes pasos: [29]

- 1.º) Crear una simulación de flujo incompresible.
- 2.º) Definir el material del sistema, que en este caso es agua a temperatura ambiente. Es importante aplicar el material solo en la zona de flujo volumétrico y no en la zona de rotación.
- 3.º) Definir la velocidad de salida, que en este caso es el caudal volumétrico definido en apartados anteriores de $0.0015 \text{ m}^3/\text{s}$ (90 LPM). En la siguiente figura se muestran las características.

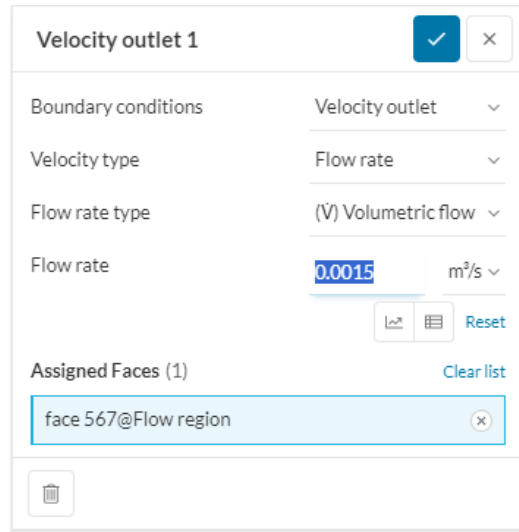


Figura 6.2 Características salida [Fuente propia]

4.º) Definir la presión de entrada, que en este caso se debe aplicar la presión calculada en el punto B de aproximadamente 0.8 bar. En la siguiente figura se pueden ver las características.

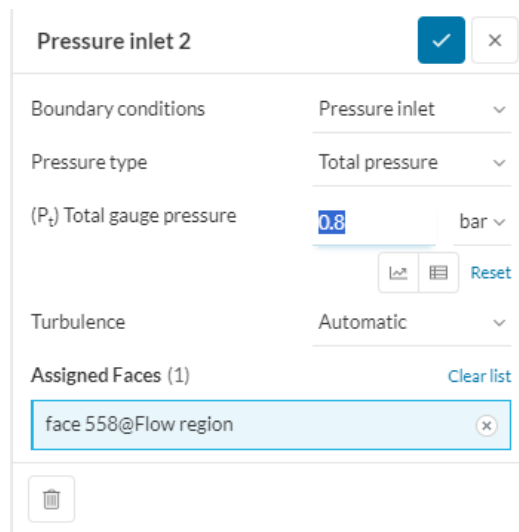


Figura 6.3 Características entrada [Fuente propia]

5.º) Definir los límites del sistema mediante la operación de contorno "Wall".

6.º) Crear una zona de rotación con la geometría previamente definida. En la siguiente figura se pueden ver las características aplicadas.

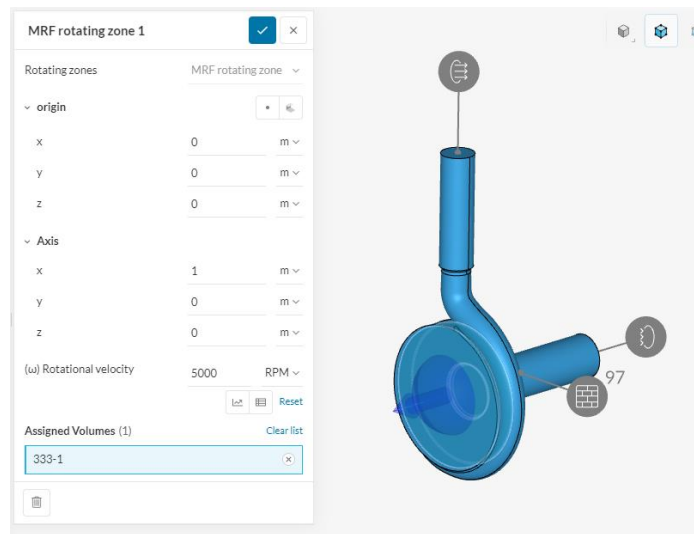


Figura 6.4 Características de la zona de rotación [Fuente propia]

7.º) Definir las características del control de simulación. En la siguiente figura se pueden ver las utilizadas en este caso.

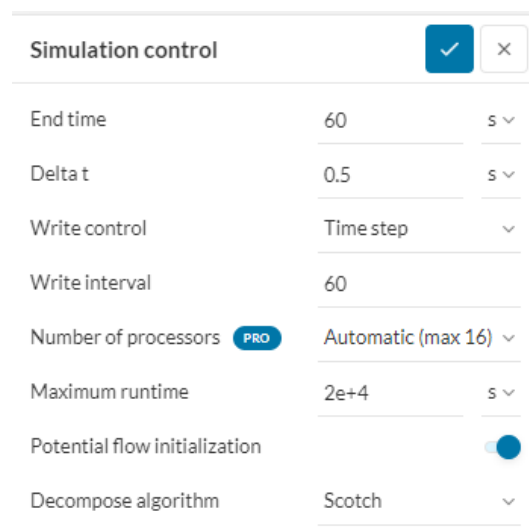


Figura 6.5 Características del control de simulación [Fuente propia]

Una vez finalizadas las características de la simulación, se ejecuta el programa con la malla estándar.

6.2 Estudio número de álabes

En este apartado se revisa el impacto de utilizar 5 o 7 álabes en el diseño del rotor, mediante la simulación numérica. El modelo geométrico utilizado corresponde a una iteración anterior al diseño definitivo; por este motivo, los resultados de caudal y presión varían respecto a los análisis de resultados que se comentarán en el siguiente apartado.

Revisiones características con 5 álabes

En la figura 6.6 se muestra la gráfica correspondiente a la presión media en la salida de la bomba durante el transcurso de la simulación. A partir de los 60 segundos, esta gráfica se estabiliza, ofreciendo una presión media aproximada de 320 000 Pa (3.15 bar).

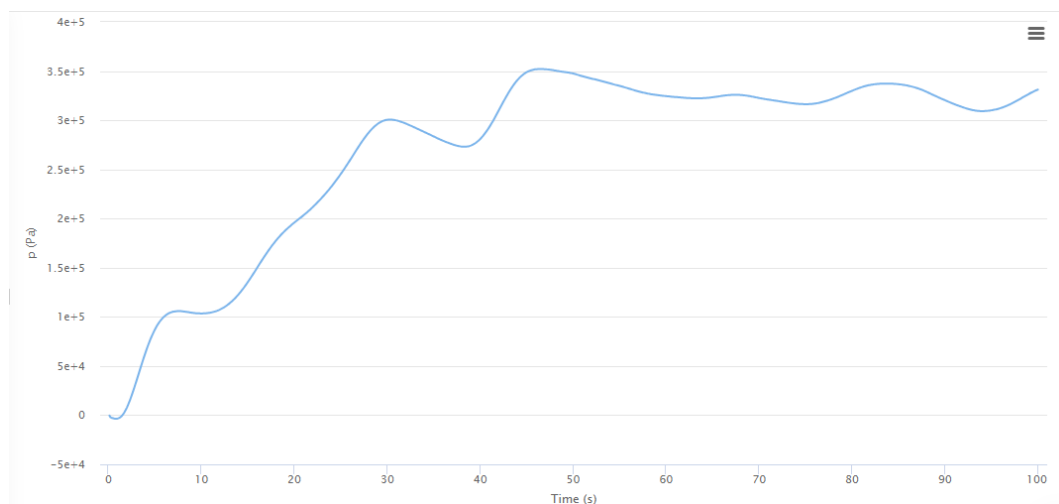


Figura 6.6 Gráfica presión en la salida con 5 álabes [Fuente propia]

En la figura 6.7 se puede visualizar una vista de sección en el eje X, donde se aprecia la evolución de la presión en la región de flujo de la bomba.

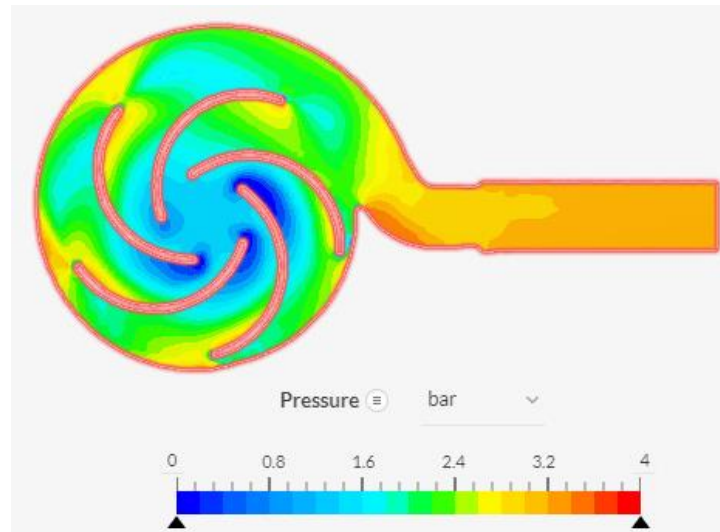


Figura 6.7 Corte de sección – presión con 5 álabes [Fuente propia]

En la siguiente figura se visualiza el residuo de los diversos parámetros de la simulación, donde se observa que, en el punto de análisis, el valor de este factor para la presión está en torno a 0,0185. Este valor indica que el resultado obtenido es correcto, aunque aún hay margen de mejora, ya que valores de residuo por debajo de 10^{-4} suelen garantizar la convergencia de la simulación.



Figura 6.8 Residuo simulación con 5 álabes [Fuente propia]

Adicionalmente se revisa la magnitud y la dirección de la velocidad del fluido, tal como se puede observar en la siguiente figura.

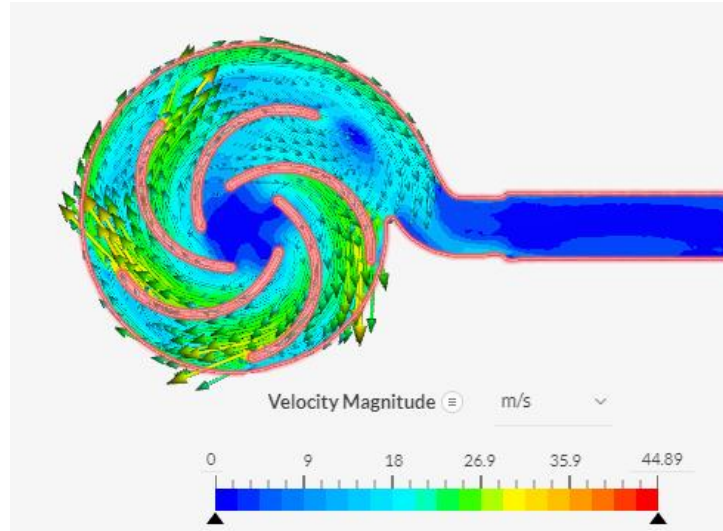


Figura 6.9 Corte de sección - magnitud velocidad con 5 álabes [Fuente propia]

Revisiones características con 7 álabes

En la figura 6.10 se muestra la gráfica correspondiente a la presión media en la salida de la bomba durante el transcurso de la simulación. Al igual que en el caso anterior, a partir de los 60 segundos esta gráfica se estabiliza, ofreciendo una presión media aproximada de 350 000 Pa (3,45 bar).

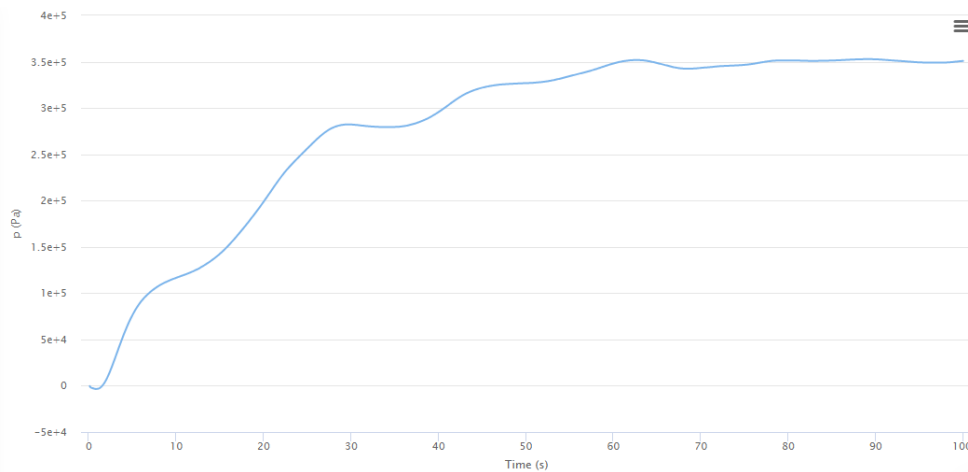


Figura 6.10 Gráfica presión en la salida con 7 álabes [Fuente propia]

En la figura 6.11 se puede visualizar una vista de sección en el eje X, donde se aprecia la evolución de la presión en la región de flujo de la bomba.

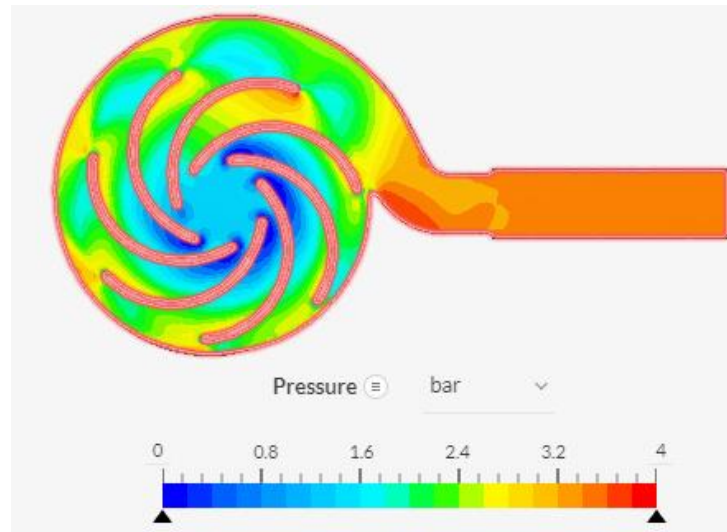


Figura 6.11 Corte de sección - presión con 7 álabes [Fuente propia]

En la siguiente figura se visualiza el residuo de los diversos parámetros de la simulación, donde se observa que, en el punto de análisis, el valor de este factor para la presión está en torno a 0.009. Este valor indica que el resultado obtenido es bastante mejor que el de la simulación anterior, aunque aún hay margen de mejora, ya que valores de residuo por debajo de 10^{-4} suelen garantizar la convergencia de la simulación.



Figura 6.12 Residuo simulación con 7 álabes [Fuente propia]

Adicionalmente se revisa la magnitud y la dirección de la velocidad del fluido, tal como se puede observar en la siguiente figura.

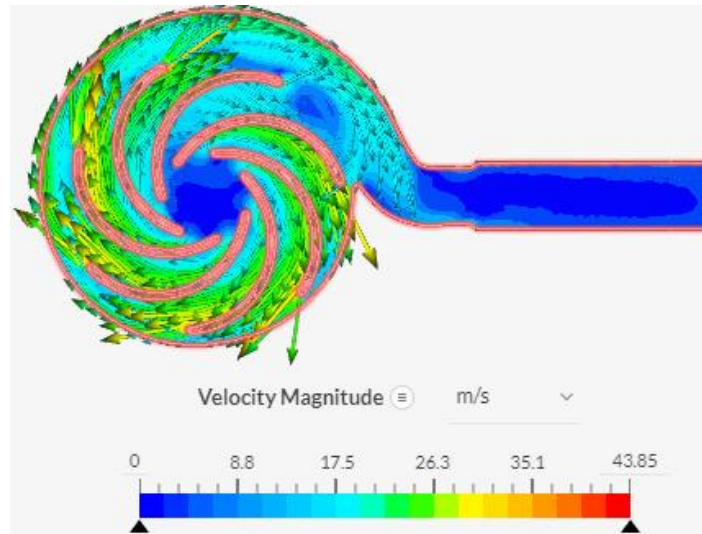


Figura 6.13 Corte de sección – magnitud velocidad con 7 álabes [Fuente propia]

Comparativa de resultados

Los resultados obtenidos están dentro de los márgenes esperados. Como se indica en la tabla 6.1, la cual indica los resultados de un estudio externo [2] sobre el diseño de rodetes con distinto número de álabes, los diseños con 7 ofrecen más presión que los diseños con 5, con la consecuencia de tener una mayor probabilidad de cavitación dentro de la bomba.

Blade number	Head	Efficiency	NPSHR
Z	H /m	η /%	H_{RNPS} /m
4	27.51	74.07	4.04
5	30.38	75.63	3.68
6	30.54	74.20	4.66
7	32.91	77.45	4.95

Tabla 6.1 Comparativa características según número álabes [2]

Sin embargo, dado que el caso de estudio tiene una línea de succión relativamente corta (0.5m), la cavitación no es un problema grave que condicione el diseño general del rodete.

Por lo tanto, la alternativa más conveniente es realizar los diseños con **7 álabes**.

6.3 Estudio diseño álabes

En este apartado se revisará la diferencia de características al diseñar el rotor mediante el método de arco simple o el método de doble arco. El modelo geométrico utilizado corresponde a una iteración anterior al diseño definitivo, por este motivo, los resultados de caudal y presión varían respecto a los análisis de resultados que se comentarán en el siguiente apartado.

Revisiones características con método arco simple

En la Figura 6.14 se muestra la gráfica correspondiente a la presión media en la salida de la bomba durante el transcurso de la simulación. A partir de los 40 segundos, esta gráfica se estabiliza un poco, ofreciendo una presión media aproximada de 305 000 Pa (3.01 bar).

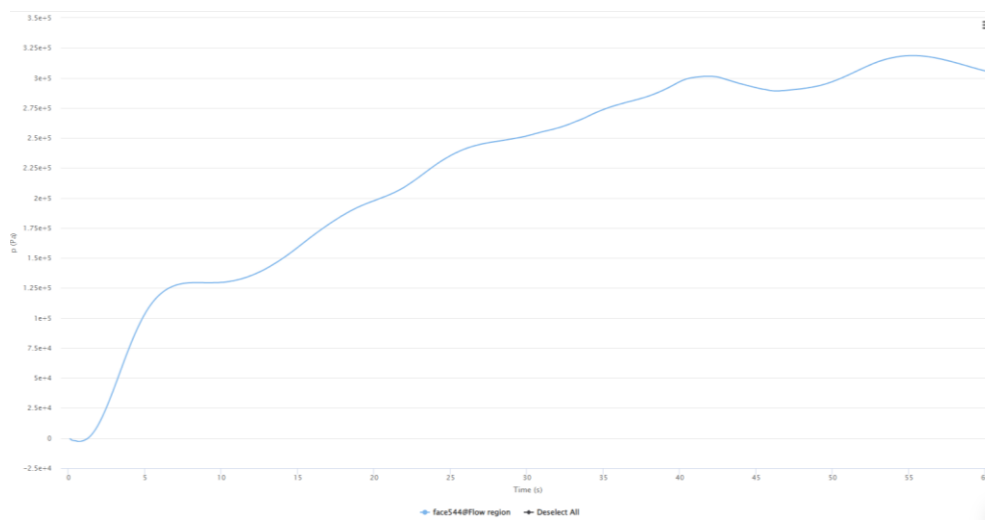


Figura 6.14 Gráfica presión salida para arco simple [Fuente propia]

En la figura 6.15 se puede visualizar una vista de sección en el eje X, donde se aprecia la evolución de la presión en la región de flujo de la bomba.

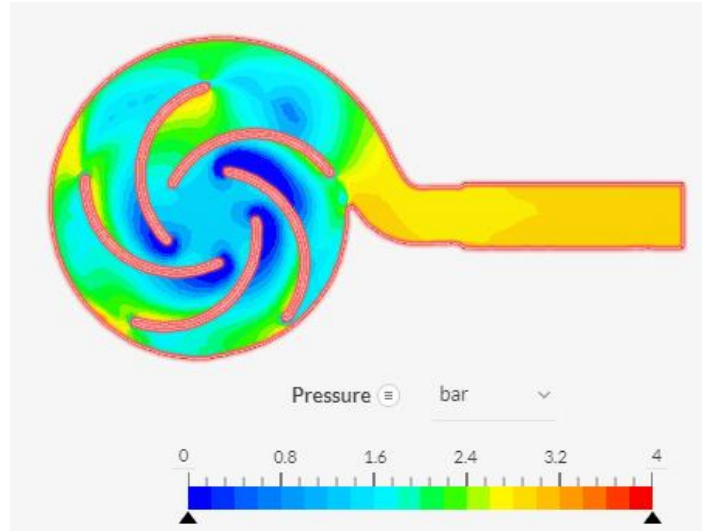


Figura 6.15 Corte de sección – presión con arco simple [Fuente propia]

En la siguiente figura se visualiza el residuo de los diversos parámetros de la simulación, donde se observa que, en el punto de análisis, el valor de este factor para la presión está en torno a 0,02. Este valor indica que el resultado obtenido es correcto, aunque aún hay margen de mejora, ya que valores de residuo por debajo de 10^{-4} suelen garantizar la convergencia de la simulación.

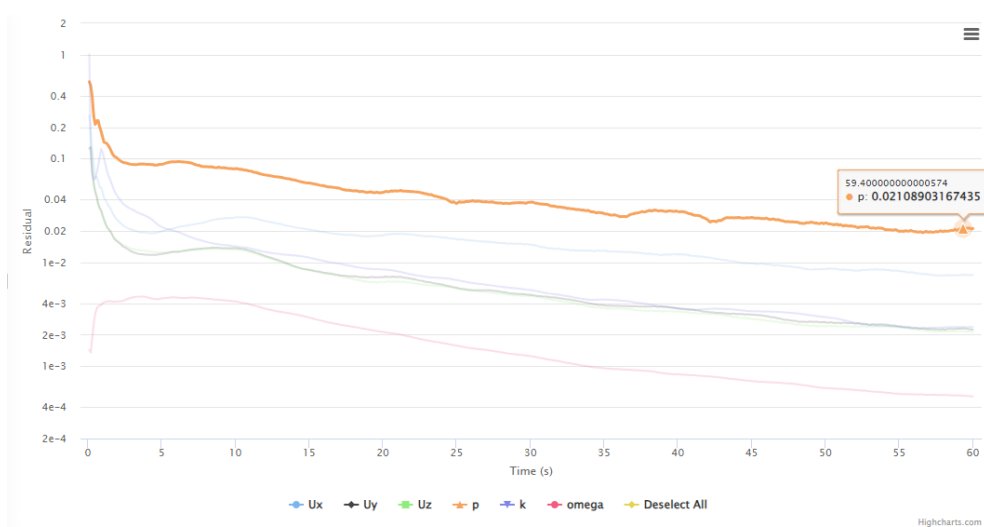


Figura 6.16 Residuo simulación para arco simple [Fuente propia]

Adicionalmente se revisa la magnitud y la dirección de la velocidad del fluido, tal como se puede observar en la siguiente figura.

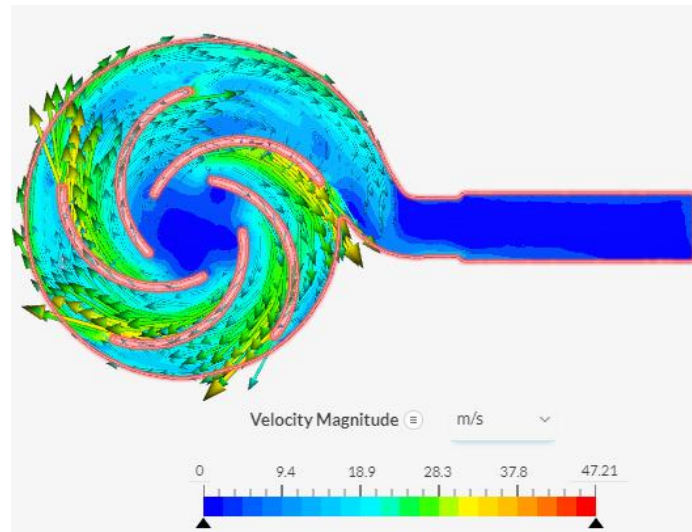


Figura 6.17 Corte de sección – magnitud velocidad con arco simple [Fuente propia]

Revisiones características con método arco doble

En la Figura 6.18 se muestra la gráfica correspondiente a la presión media en la salida de la bomba durante el transcurso de la simulación. A partir de los 50 segundos, la gráfica empieza a estabilizarse, ofreciendo una presión media aproximada de 325 000 Pa (3.2 bar).

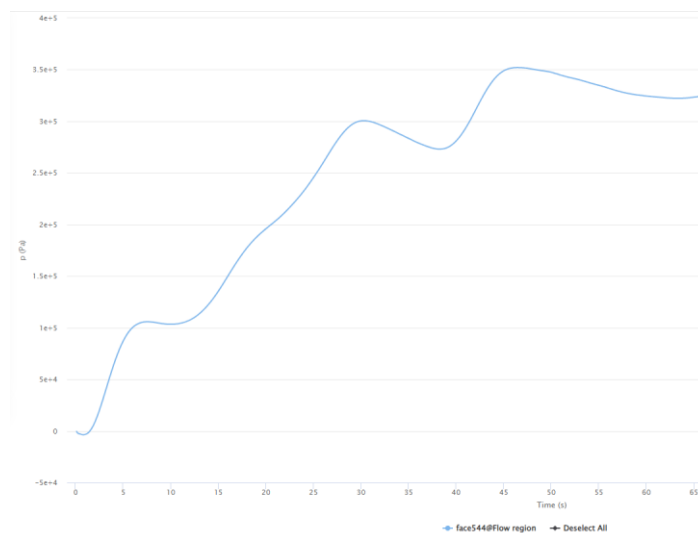


Figura 6.18 Gráfica presión salida para arco doble [Fuente propia]

En la figura 6.19 se puede visualizar una vista de sección en el eje X, donde se aprecia la evolución de la presión en la región de flujo de la bomba.

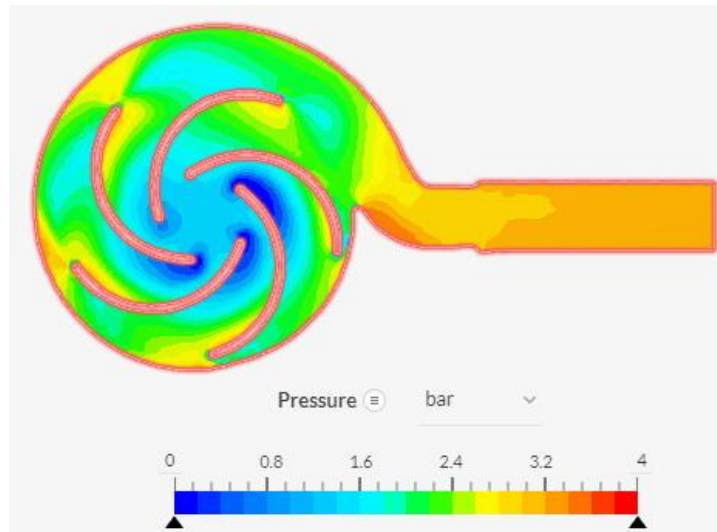


Figura 6.19 Corte de sección – presión con arco doble [Fuente propia]

En la siguiente figura se visualiza el residuo de los diversos parámetros de la simulación, donde se observa que, en el punto de análisis, el valor de este factor para la presión está en torno a $0,019$. Este valor indica que el resultado obtenido es correcto, aunque aún hay margen de mejora, ya que valores de residuo por debajo de 10^{-4} suelen garantizar la convergencia de la simulación.



Figura 6.20 Residuo simulación para arco doble [Fuente propia]

Adicionalmente se revisa la magnitud y la dirección de la velocidad del fluido, tal como se puede observar en la siguiente figura.

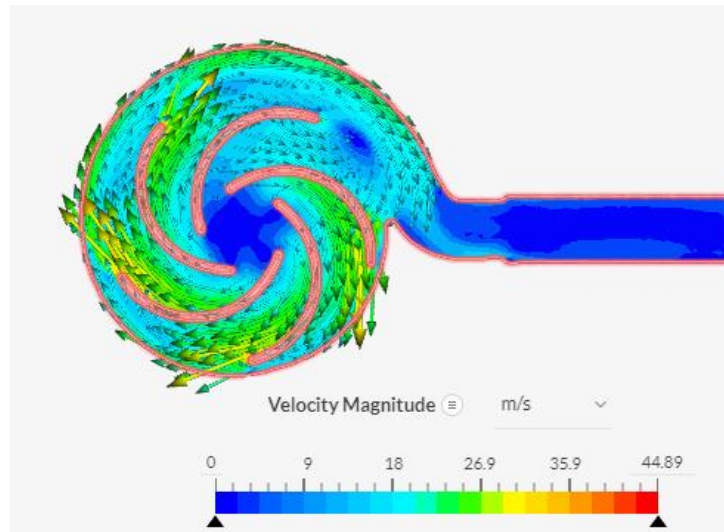


Figura 6.21 Corte de sección – magnitud velocidad con arco doble [Fuente propia]

Comparativa de resultados

Los resultados obtenidos están dentro de los márgenes esperados, ya que los modelos diseñados a partir del método del arco doble tienen mejores características y rendimientos.

Después de revisar las afirmaciones teóricas mediante estas simulaciones, se determina que el diseño final se realizará mediante **el método del arco doble**.

6.4 Desarrollo simulaciones

Una vez determinadas las mejores alternativas de diseño y desarrollado el modelo del rotor con las características definidas en el apartado 5.1 se procede con las simulaciones finales del proyecto.

Se han llevado a cabo cuatro modelos de simulación distintas para poder ver las características de la bomba y se ha comprobado su veracidad a través de un análisis mediante el Software ParaView.

6.4.1 Revisión características caudal constante

Para poder ver cómo evoluciona la presión en la salida manteniendo un caudal constante de 90LPM (caudal punto de aplicación), se realizan 5 iteraciones diferentes variando la velocidad de giro.

Los puntos que se han seleccionado para esto son 4000 RPM, 5000 RPM, 6000 RPM, 7000 RPM y 8000 RPM, ya que el motor que se utiliza en esta aplicación, el Honda GXH50 [26], puede llegar a trabajar dentro de estos rangos.

Una vez completadas las iteraciones, se obtiene la siguiente tabla resumen y gráfica, que reflejan la presión en la salida de la bomba cuando el caudal se mantiene constante en 90 LPM.

Rotación RPM	Presión salida	
	Pa	bar
4000	370 000	3,7
5000	510 000	5,0
6000	690 000	6,8
7000	950 000	9,4
8000	1 200 000	11,8

Tabla 6.2 Característica bomba caudal contante 90 LPM [Fuente propia]

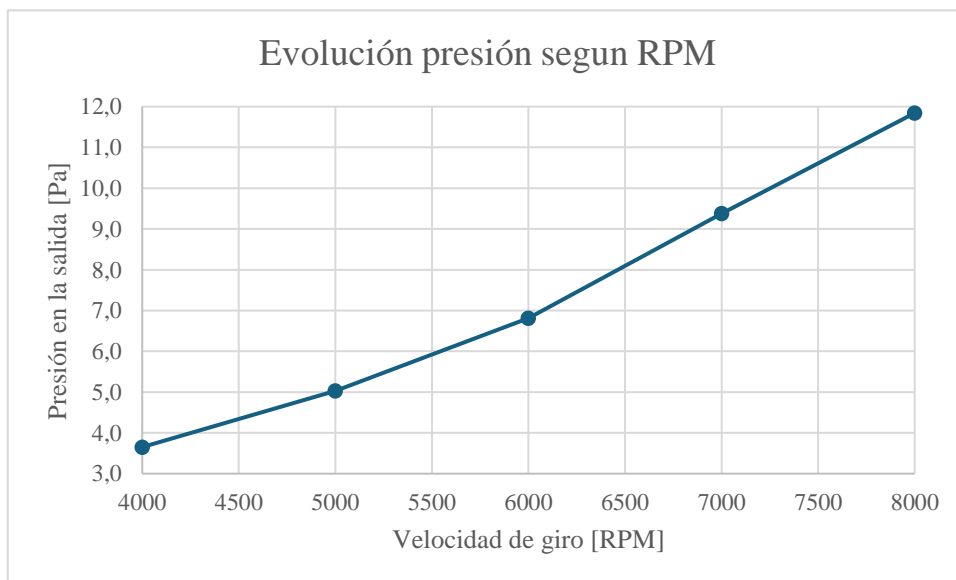


Figura 6.22 Evolución presión según RPM [Fuente propia]

Tal como se esperaba, la presión en la salida de la bomba ha ido aumentando a medida que aumentaba la velocidad de giro del rotor.

6.4.2 Curva característica 5000 RPM

Para la comprobación de las curvas características, se varía el caudal del sistema entre 0 LPM y 200 LPM, manteniendo constante la velocidad de giro del rotor. En la tabla 6.3 se presenta un resumen de las características de la curva H-Q para esta velocidad de giro y en la figura 6.23 se muestra una gráfica con los resultados.

Caudal		Presión salida	
LPM	m ³ /s	Pa	bar
0	0	555 000	5,5
15	0,00025	539 000	5,3
45	0,00075	528 000	5,2
90	0,00150	515 000	5,1
125	0,00208	470 000	4,6
160	0,00267	430 000	4,2
200	0,00333	385 000	3,8

Tabla 6.3 Resumen curva característica para 5000 RPM [Fuente propia]

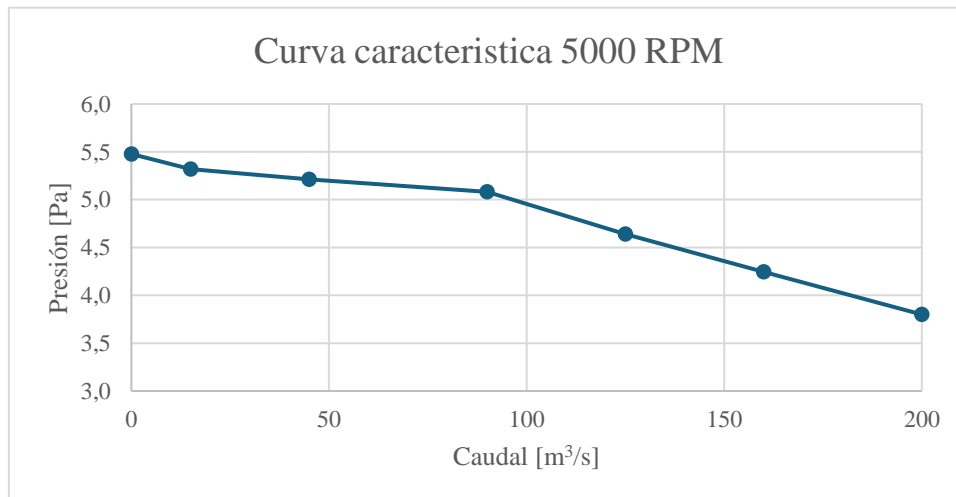


Figura 6.23 Curva característica 5000 RPM [Fuente propia]

Esta es la curva que se obtiene con los parámetros definidos a lo largo del proyecto. Como se puede observar en la tabla 6.3, los 5.1 bar que se obtienen en la salida de la bomba cuando el caudal es de 90LPM quedan por debajo de los 7 bar que necesita el sistema.

La principal consecuencia de esto, más allá de que los cálculos teóricos para el diseño de bombas centrífugas están en gran medida basados en suposiciones empíricas, es que en el apartado 5.1 se define un diámetro exterior inferior al obtenido durante los cálculos. Esto, por una parte, ayuda a cumplir con el objetivo de un diseño más compacto y reducción de peso, pero se sacrifica presión en consecuencia.

Este hecho no es muy perjudicial para el sistema, ya que el rango óptimo de funcionamiento del motor está entre 5000 RPM y 7000 RPM. Por lo tanto, al aumentar la velocidad de giro se puede encontrar un punto en el que se cumplan las características necesarias para el sistema.

6.4.3 Curva característica 6000 RPM

Para la comprobación de las curvas características, se varía el caudal del sistema entre 0 LPM y 200 LPM, manteniendo constante la velocidad de giro del rotor. En la tabla 6.4 se presenta un resumen de las características de la curva H-Q para esta velocidad de giro y en la figura 6.24 se muestra una gráfica con los resultados.

Caudal		Presión salida	
LPM	m ³ /s	Pa	bar
0	0	750 000	7,4
15	0,00025	735 000	7,3
45	0,00075	700 000	6,9
90	0,00150	680 000	6,7
125	0,00208	660 000	6,5
160	0,00267	600 000	5,9
200	0,00333	550 000	5,4

Tabla 6.4 Resumen curva características para 6000 RPM [Fuente propia]

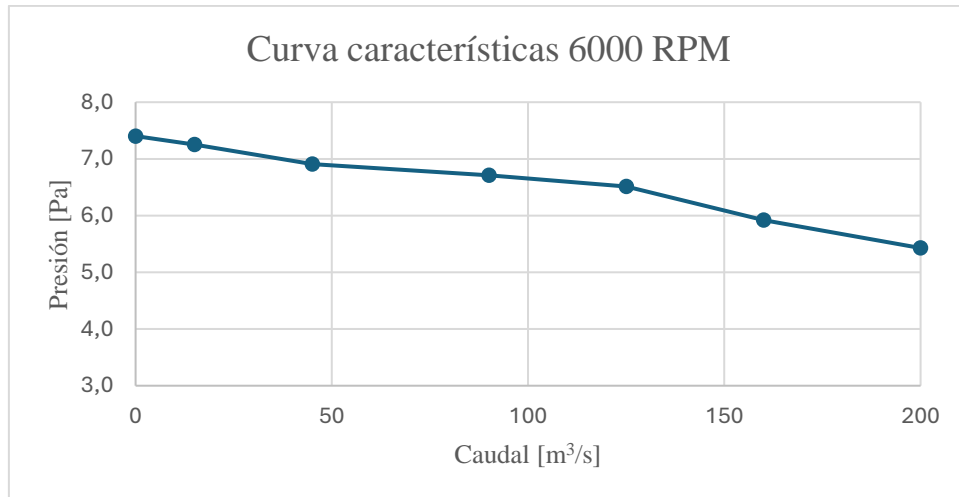


Figura 6.24 Curva característica 6000 RPM [Fuente propia]

Tal como se esperaba, al aumentar la velocidad de giro del motor se obtienen mejores valores en la presión en la salida. En este caso, el valor obtenido para la presión en el punto de los 90 LPM es algo más cercano al requerido en el planteamiento inicial (6,7 bar Vs. 7 bar).

6.4.4 Curva característica 7000 RPM

Para la comprobación de las curvas características, se varía el caudal del sistema entre 0 LPM y 200 LPM, manteniendo constante la velocidad de giro del rotor. En la tabla 6.5 se presenta un resumen de las características de la curva para esta velocidad de giro y en la figura 6.25 se muestra una gráfica con los resultados.

Caudal		Presión salida	
LPM	m³/s	Pa	bar
0	0	1 000 000	9,9
15	0,00025	980 000	9,7
45	0,00075	975 000	9,6
90	0,00150	920 000	9,1
125	0,00208	845 000	8,3
160	0,00267	750 000	7,4
200	0,00333	700 000	6,9

Tabla 6.5 Resumen curva características para 7000 RPM [Fuente propia]

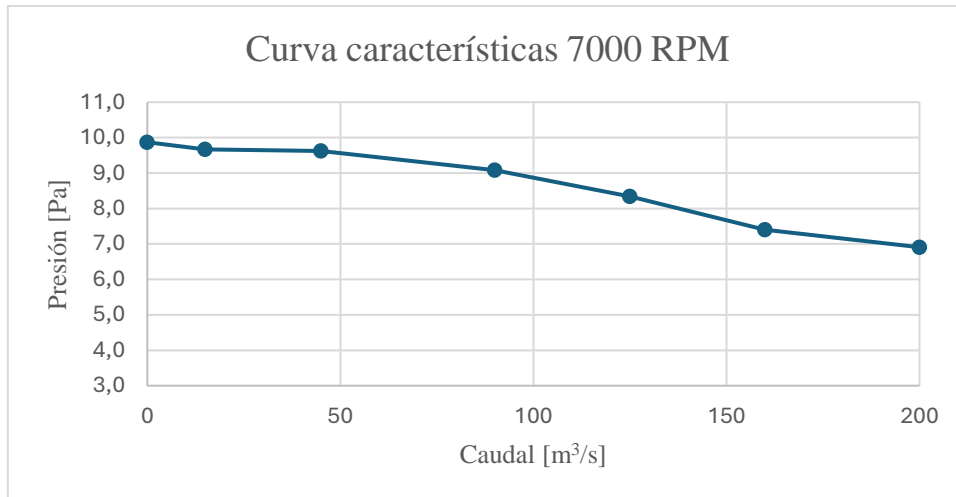


Figura 6.25 Curva característica 7000 RPM [Fuente propia]

Esta es la curva característica que mejores valores de presión nos puede ofrecer dentro de las capacidades óptimas de funcionamiento del motor, satisfaciendo con creces las necesidades de presión en el punto de aplicación.

Durante las aplicaciones forestales, se suele trabajar con el motor a máxima potencia, aunque no se necesite, regulando el caudal mediante válvulas y la lanza.

6.4.5 Revisión ParaView

Para comprobar la veracidad de los cálculos y las simulaciones, se realiza un análisis del resultado obtenido para la simulación donde 90 LPM y 5000 RPM (Punto de estudio) con el Software ParaView. Realizando un análisis para comprobar la velocidad tangencial del fluido en el punto de entrada del álabe y otra para comprobar la velocidad tangencial del fluido en el punto de salida del álabe.

Las gráficas de las figuras 6.27 y 6.29 se obtienen mediante (6.1)

$$u = (\sqrt{-z * u_y / l})^2 + (\sqrt{-y * u_z / l})^2 \tag{6.1}$$

Donde

u – Velocidad tangencial [m/s]

z – Coordenada geométrica en el eje Z [m]

u_z – Velocidad en el eje Z [m/s]

y – Coordenada geométrica en el eje Y [m]

u_y – Velocidad en el eje Y [m/s]

l – longitud del vector tangente, se obtiene mediante (6.2)

$$l = \sqrt{z^2 + y^2} \quad (6.2)$$

Donde

z – Coordenada geométrica en el eje Z [m]

y – Coordenada geométrica en el eje Y [m]

Análisis velocidad tangencial entrada

En la figura 6.26 se ve el punto donde se ha realizado el corte para poder obtener los datos de velocidad tangencial en la entrada (u_1).

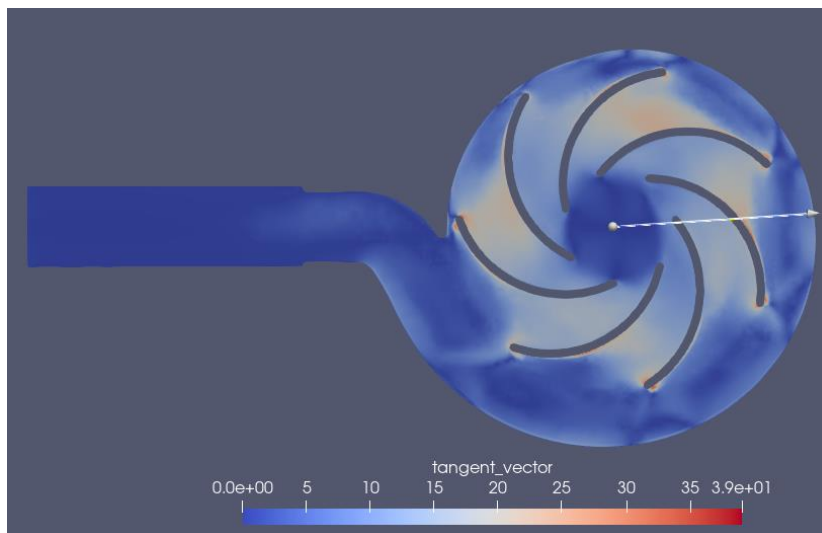


Figura 6.26 Corte revisión u_1 [Fuente propia]

En la siguiente gráfica (figura 6.27) se ve la evolución de la velocidad tangencial entre los puntos 0.01 m y 0.025. El punto donde empieza el álabe (0.02) se obtiene una velocidad tangencial sobre los 8.5 m/s, este valor está ligeramente por debajo del calculado (10.5 m/s).

Esta variación es consecuencia de la diferencia entre el ángulo de entrada calculado y el ángulo de entrada que se ha utilizado en el diseño final, el cual cuenta con un ajuste para compensar el bloque los álabes generan.

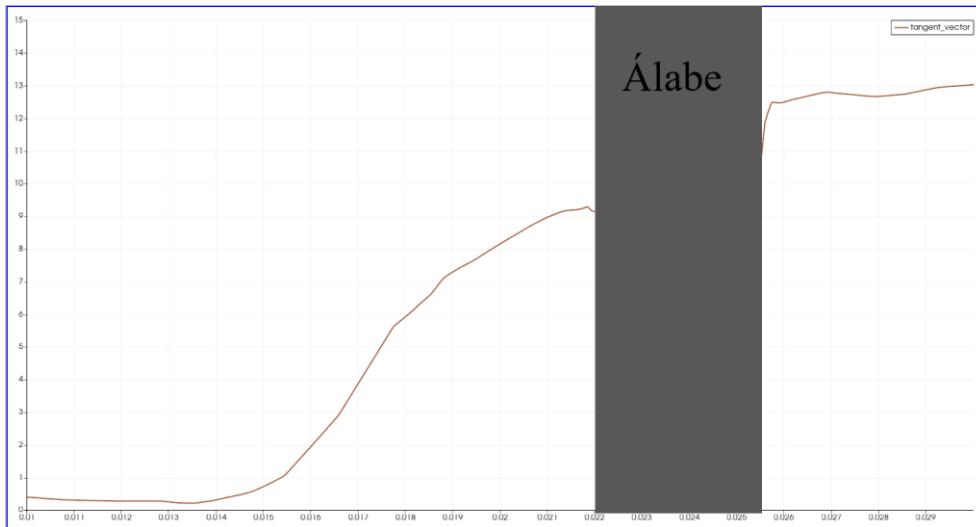


Figura 6.27 Gráfica velocidad tangencial entrada [Fuente propia]

Análisis velocidad tangencial salida

En la figura 6.28 se ve el punto de corte realizado en la geometría para poder obtener los datos de velocidad tangencial en la salida (u_2).

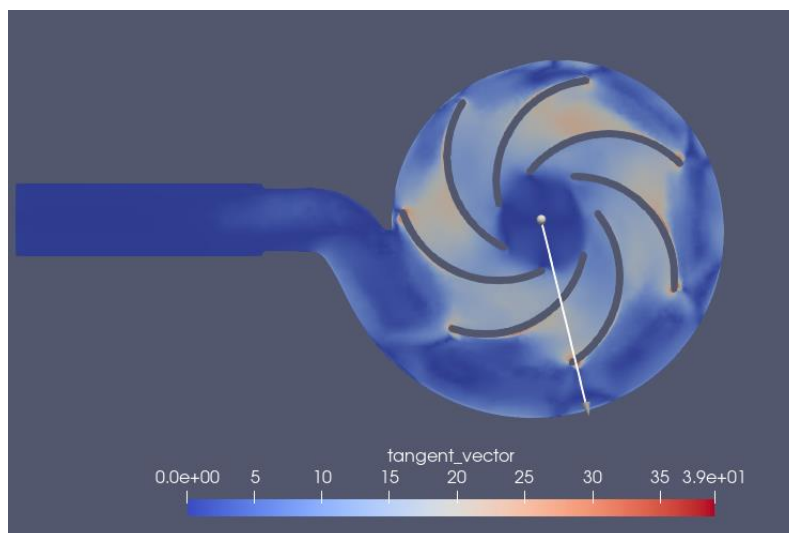


Figura 6.28 Corte revisión u_2 [Fuente propia]

En la siguiente gráfica (figura 6.29) se ve la evolución de la velocidad tangencial entre los puntos 0.05 m y 0.065. El punto donde termina el álabe (0.06) se obtiene una velocidad tangencial sobre los 32 m/s, que es prácticamente el mismo valor que el calculado en el capítulo 4 (31.4 m/s), confirmando que los cálculos y las simulaciones ofrecen resultados parecidos.

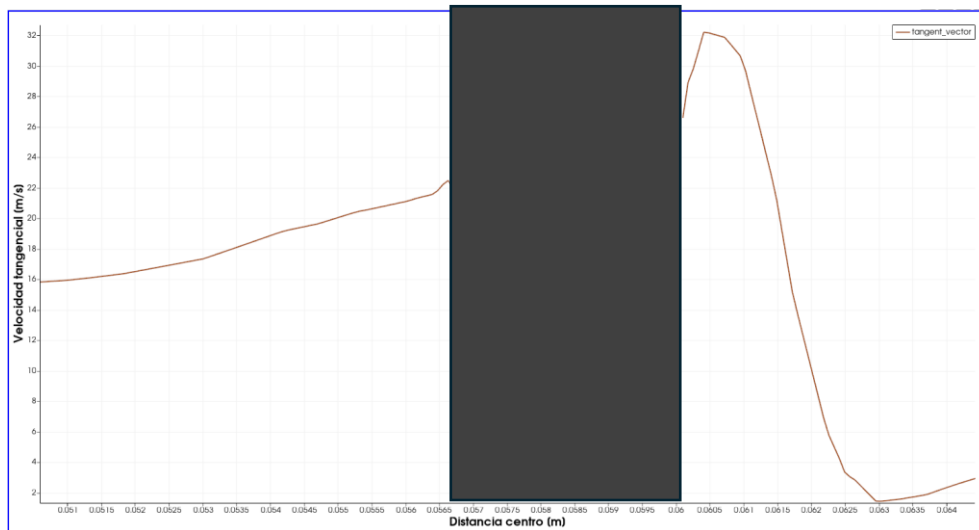


Figura 6.29 Gráfica velocidad tangencial salida [Fuente propia]

6.5 Conclusiones simulaciones

Una vez examinadas las diversas simulaciones y comprobado los valores obtenidos en ParaView, se puede decir que el modelo obtiene buenos resultados y unas curvas H-Q estables a pesar de ofrecer menos presión de la que se había planteado durante los cálculos del capítulo 4, como consecuencia directa de la decisión de diseño de mantener un radio exterior (d_2) inferior al obtenido mediante estos.

Esto no representa un inconveniente significativo, ya que en vez de operar con el motor en 5000 RPM se deberá operar sobre los 6000 RPM – 6500 RPM para obtener en la salida de la bomba unos valores de 90 LPM con una presión de 7 bar.

7. Planificación

En este capítulo se presenta la planificación original que recoge todos los pasos desde el inicio del proyecto hasta la entrega final y una reflexión sobre las desviaciones y los motivos por los que se han dado.

7.1 Planificación original

En la siguiente tabla se recogen las diversas tareas a realizar durante el proyecto junto con una estimación de su duración.

	Tareas	Duración	Anterior	Recurso
A	Definición objetivos	1 día		P
B	Búsqueda información general	20 días	A	P
C	Redacción anteproyecto	15 días	B	P
D	Reunión valoración anteproyecto	1 día	C	P, K
E	Corrección anteproyecto	10 días	D	P
F	Definición sistema	3 días	E	P
G	Cálculo parámetros de funcionamiento	7 días	F	P
H	Redacción memoria intermedia	10 días	G	P
I	Reunión valoración reunión intermedia	1 día	I	P, K
J	Diseño rotor preliminar	25 días	G	P
K	Simulación preliminar	3 días	J	P
L	Mejoras diseño rotor	10 días	K	P
M	Simulaciones + ajustes diseño	20 días	L	P
N	Simulación final	3 días	M	P
O	Redacción memoria final	15 días	N	P

Tabla 7.1 Planificación [Fuente propia]

En las siguientes tres figuras se puede visualizar el diagrama de Gantt para la planificación original.

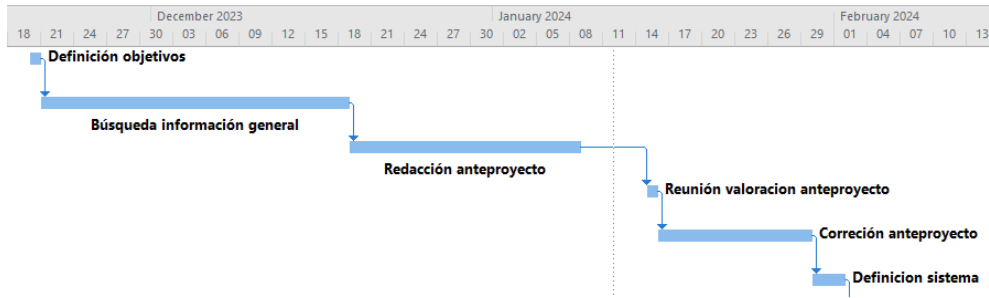


Figura 7.1 Diagrama de Gantt 20/11/2023 a 1/2/2024 [Fuente propia]

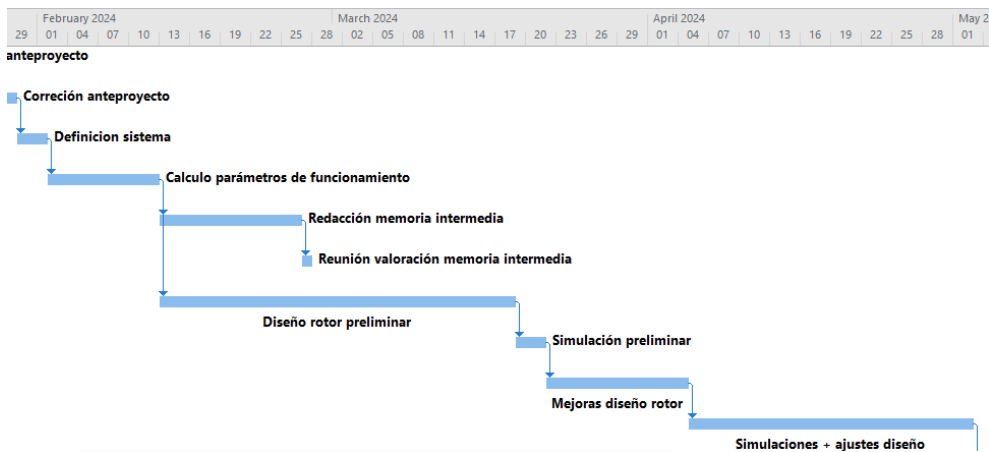


Figura 7.2 Diagrama de Gantt 29/1/2024 a 1/5/2024 [Fuente propia]

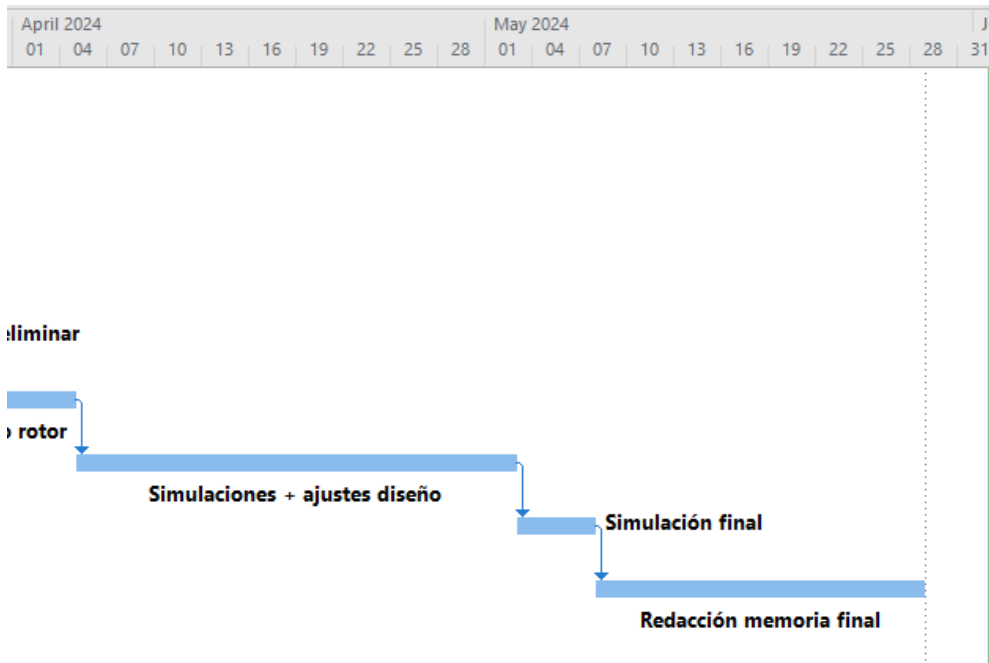


Figura 7.3 Diagrama de Gantt 1/4/2023 a 29/5/2024 [Fuente propia]

7.2 Desviación planificación

Durante el desarrollo del proyecto, debido a diversas problemáticas y otros aspectos, la duración real del proyecto ha variado respecto a lo planificado originalmente. Los puntos que han cambiado son los siguientes.

- La actividad G “Cálculo parámetros de funcionamiento” ha aumentado su durada en tres días, como consecuencia de invertir más tiempo del inicialmente planificado en desarrollar este punto.
- La actividad J “Diseño rotor preliminar” ha necesitado menos tiempo del esperado para desarrollarse, pasando de 25 días a 20 días.
- La actividad K “Simulación preliminar” se ha demorado más tiempo debió a las dificultades iniciales que se han encontrado respecto a cómo plantear correctamente la simulación y resultados divergentes en las primeras iteraciones.

La actividad N “Simulación final” ha necesitado menos tiempo del esperado para desarrollarse, pasando de 3 días a 2 días.

	Tareas	Duración	Anterior	Recurso
A	Definición objetivos	1 día		P
B	Búsqueda información general	20 días	A	P
C	Redacción anteproyecto	15 días	B	P
D	Reunión valoración anteproyecto	1 día	C	P, K
E	Corrección anteproyecto	10 días	D	P
F	Definición sistema	3 días	E	P
G	Cálculo parámetros de funcionamiento	10 días	F	P
H	Redacción memoria intermedia	10 días	G	P
I	Reunión valoración reunión intermedia	1 día	I	P, K
J	Diseño rotor preliminar	20 días	G	P
K	Simulación preliminar	5 días	J	P
L	Mejoras diseño rotor	15 días	K	P
M	Simulaciones + ajustes diseño	20 días	L	P
N	Simulación final	2 días	M	P
O	Redacción memoria final	15 días	N	P

Tabla 7.2 Planificación - Desviaciones [Fuente propia]

En las siguientes tres figuras se puede visualizar el diagrama de Gantt para la planificación contando las desviaciones.

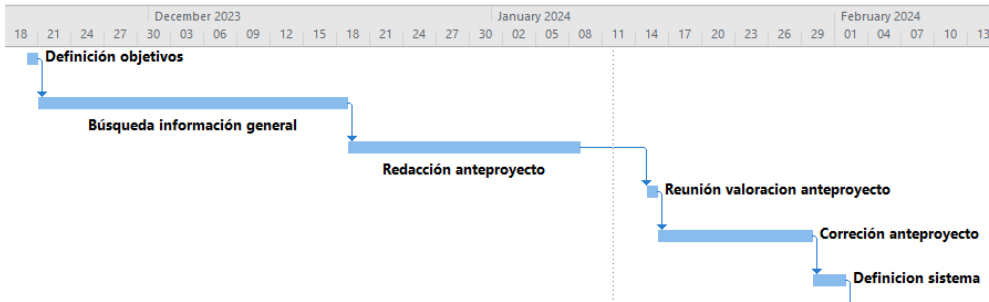


Figura 7.4 Diagrama de Gantt 20/11/2023 a 1/2/2024 [Fuente propia]

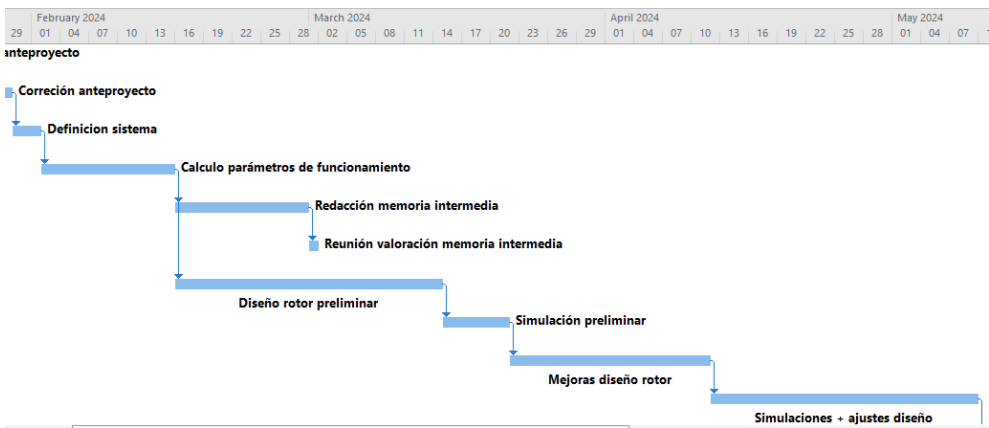


Figura 7.5 Diagrama de Gantt 29/1/2024 a 7/5/2024 [Fuente propia]

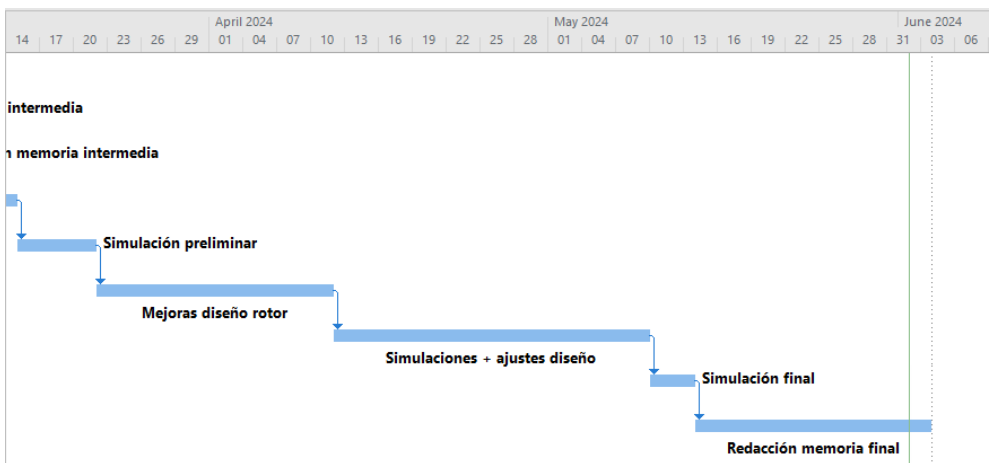


Figura 7.6 Diagrama de Gantt 14/3/2024 a 6/6/2024 [Fuente propia]

8. Impacto ambiental

En este capítulo, se examinará el impacto medioambiental que tienen las bombas centrífugas durante el transcurso de su vida útil.

8.1 Fabricación

Durante la fase de fabricación, se generan una serie de impactos medioambientales que deben ser considerados:

- **Consumo de Recursos Naturales:** La producción de las bombas centrífugas requiere la extracción y el consumo de diversos recursos naturales, como metales, plásticos y otros materiales.

Para minimizar el impacto negativo en el medio ambiente por el consumo de recursos naturales, es importante usar materiales reciclables y con una vida útil larga, para así evitar el derroche de recursos y poder dar una segunda vida a materiales como por ejemplo el metal utilizado para el rotor.

- **Energía:** La fabricación de bombas centrífugas requiere de una cantidad considerable de energía, ya que el metal del que están compuestas primero debe fundirse, proceso costoso energéticamente y que debe estar bien diseñado para evitar hacer un uso inadecuado de la energía.

- **Emisiones Atmosféricas:** Las actividades industriales asociadas con la fabricación de bombas centrífugas pueden generar emisiones atmosféricas, incluyendo gases de efecto invernadero y contaminantes locales.

El consumo de combustibles durante el transporte de materias primas y el producto final también es un factor para tener en cuenta, así que es importante utilizar materias primas cerca de la zona de fabricación y optimizar las rutas comerciales.

8.2 Fase de explotación

Durante la fase de explotación, las bombas centrífugas están en funcionamiento y pueden causar diversos impactos ambientales:

- **Consumo de Energía:** Las bombas centrífugas necesitan de un motor para operar. Por este motivo, durante el diseño hidráulico es importante dimensionar correctamente las características de la bomba, para tener un rendimiento general elevado y evitar consumir más combustible del necesario.

Seleccionar motores eficientes y adecuados para cada situación ayuda a evitar el gasto innecesario de combustibles.

- **Consumo de Agua:** En ciertos contextos, las bombas centrífugas pueden requerir grandes cantidades de agua para su operación, lo que puede tener implicaciones en la disponibilidad de recursos hídricos locales.

Ofrecer formaciones de como operar correctamente la bomba hidráulica, no solo aumenta la eficacia del operativo y facilita el trabajo de los profesionales, sino que también es más respetuosa con los recursos hidráulicos que a menudo son escasos debido a la sequía que afecta al país estos últimos años.

- **Riesgo de Vertidos:** Utilizar de forma negligente productos como el espumógeno o sufrir derrames a consecuencia de un mal sellado o problema de diseño de la bomba puede acarrear consecuencias graves para el medio natural, por lo que se debe tener en cuenta.

8.3 Final vida útil

Al final de su vida útil, las bombas centrífugas pueden generar impactos ambientales significativos:

- **Residuos:** El desmantelamiento de las bombas centrífugas puede generar residuos sólidos, como restos de metales u óxidos, por lo que es importante tratar de forma correcta estos elementos.

· **Reciclaje y Reutilización:** La disposición adecuada de las bombas fuera de uso y la recuperación de materiales para su reciclaje o reutilización pueden mitigar parte del impacto ambiental asociado con su desecho.

Un ejemplo podría ser volver a fundir los metales utilizados para poder usarlos nuevamente en otras aplicaciones.

· **Impacto en el Paisaje:** El abandono o reciclaje inadecuado de las bombas centrífugas puede afectar negativamente al paisaje si los diversos elementos que las componen son tirados en entornos naturales o en basureros donde no se reciclan adecuadamente.

Este análisis del impacto medioambiental a lo largo del ciclo de vida de las bombas centrífugas destaca la importancia de considerar medidas de mitigación y prácticas sostenibles para reducir su impacto ambiental y promover la conservación de los recursos naturales.

9. Estudio económico

A continuación, se desarrolla un resumen del estudio económico (Volumen III)

9.1 Presupuesto

El desglose de costes de este proyecto es el siguiente, dejando un coste final de veinte mil ciento dieciocho euros con sesenta y siete céntimos.

Total Capítulo I	13.325,00 €
Total Capítulo II	44,00 €
Total Capítulo III	3302,00 €
<hr/>	
TOTAL	16.671,00 €
IVA 21 %	3.500,91 €
<hr/>	
TOTAL PRESSUPUESTO	20.171,91 €

9.2 Viabilidad económica

Con un precio de venta final sobre los 1 900 €/u, un coste de producción aproximado de 790 €/u y unas previsiones de venta, las cuales se pueden visualizar en la tabla 9.1, se evalúa la viabilidad económica del proyecto.

Concepto	2024	2025	2026
Número compradores	15	19	24
Número equipos	30	38	48

Tabla 9.1 Objetivos comerciales

Con estos datos se desarrolla el flujo de caja anuales para los años en los que se evalúa la rentabilidad del proyecto, tal como se puede observar en la tabla 9.2.

Concepto	2024	2025	2026
Ingresos	57000	72200	91200
Costos de producción y material	54833,91	61153,91	69053,91
Amortización	7417,30	7417,30	7417,30
Beneficios antes impuestos (BAI)	2166,09	11046,09	22146,09
Beneficio neto (BN)	-5251,21	3628,79	14728,79
Cash-Flow	2166,09	11046,09	22146,09

Taula 9.2 Flujos de caja anuales

Con estos datos se calcula el ICB mediante (9.1), obteniendo anteriormente el cálculo del VAN siendo este 7 826 €.

$$\text{ICB} = \frac{\text{VAN}}{C_0} = \frac{7\,826}{22\,251,91} \cdot 100 = \mathbf{35,17\%} \quad (9.1)$$

Con estos datos, se determina que el proyecto es viable desde el punto de vista económico, aunque se deberían ajustar los precios de producción o aumentar la cuota de mercado para obtener mejores resultados económicos.

10. Perspectiva de género

Durante el diseño y desarrollo de tecnologías para la extinción de incendios forestales, es esencial considerar las implicaciones de género para garantizar la eficacia y la equidad en su aplicación. La perspectiva de género en el diseño de la bomba centrífuga se centra en comprender cómo las diferencias de género pueden influir en la respuesta a los incendios forestales y en la utilización de esta tecnología por parte de diferentes segmentos de la población.

Es crucial reconocer que las tareas relacionadas con la extinción de incendios, incluido el manejo de bombas centrífugas, pueden afectar de manera diferente a hombres y mujeres. Aunque no siempre es así, para personas del mismo peso y tamaño, en promedio los hombres suelen contar con mayor fuerza física que las mujeres, por lo que puntualmente esta diferencia puede llegar a presentar desafíos para operar si el diseño es poco ergonómico. Por ende, el diseño de la bomba debe priorizar la accesibilidad y la ergonomía, garantizando que tanto hombres como mujeres puedan utilizarla de manera efectiva.

Uno de los objetivos principales del proyecto es que el diseño final tenga un tamaño reducido y sea fácilmente transportable, lo que elimina las barreras físicas al momento de operar el sistema. Esto promueve que todas las personas, independientemente de su género, puedan hacer un uso efectivo de la bomba hidráulica. La portabilidad y la accesibilidad son aspectos fundamentales que no solo mejoran la eficiencia en la extinción de incendios, sino que también promueven la inclusión y la participación equitativa de todos los individuos en las labores de extinción de incendios forestales.

11. Conclusiones

Este proyecto de ingeniería ha contemplado el diseño de una bomba hidráulica para aplicaciones forestales, específicamente la definición y cálculo de sus parámetros de servicio, así como el desarrollo del diseño hidráulico de la bomba.

El proyecto se ha completado con éxito, obteniendo el diseño final que se puede observar en la figura 11.1, el cual cuenta con las características físicas detalladas en la tabla 11.1.

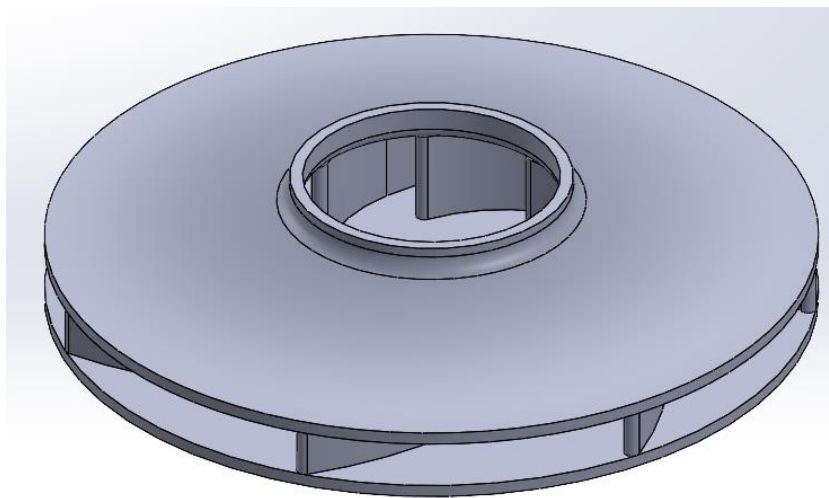


Figura 11.1 Diseño hidráulico final [Fuente propia]

Símbolo	Valor	Unidades
Características geométricas		
d_s	20	[mm]
d_n	26	[mm]
d_1	40	[mm]
d_2	120	[mm]
Z	7	-
b_1	15	[mm]
b_2	7.5	[mm]
β_1	22.5	[°]
β_2	38.5	[°]
e	2.5	[mm]

Tabla 11.1 Características geométricas rodete [Fuente propia]

Mediante las simulaciones del apartado 6.4, se han obtenido las curvas características de este diseño hidráulico. Como se menciona durante el desarrollo de las simulaciones, la decisión de disminuir el radio exterior del rodete para reducir el peso y el volumen del conjunto general provoca una disminución de la presión en la salida de la bomba. Sin embargo, esto no supone un inconveniente significativo, ya que para mantener los 7 bar y 90 LPM en la salida de la bomba, satisfaciendo así las necesidades establecidas para el punto de operación de la bomba, solo se debe aumentar la velocidad de giro del motor; pasando de los 5000 RPM previstos inicialmente a una velocidad de aproximadamente 6000 – 6500 RPM.

En la siguiente figura, se puede apreciar la presión de salida en la bomba manteniendo un caudal de 90 LPM y variando la velocidad de giro del motor. Esta gráfica indica las características de actuación que ofrece la bomba al mantener el caudal definido para la aplicación.

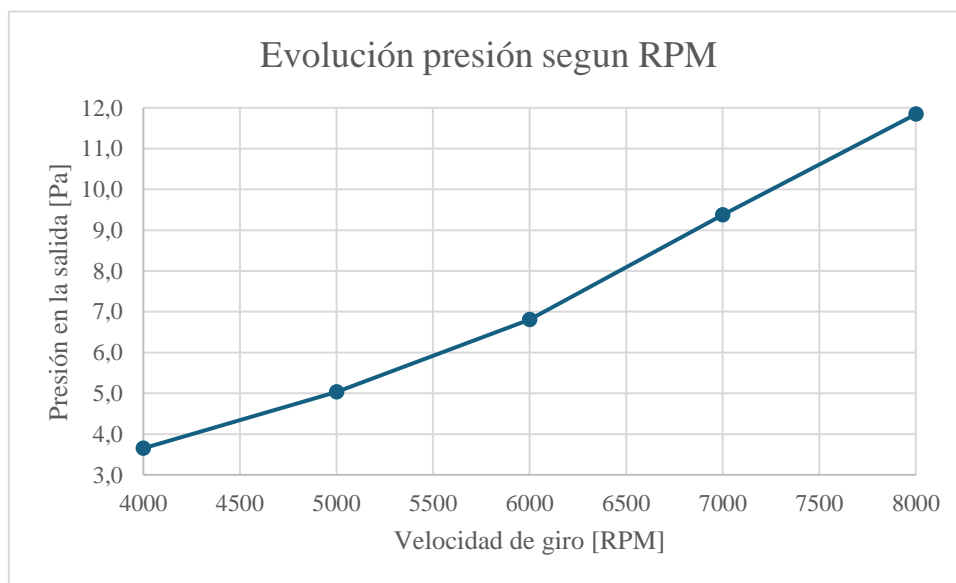


Figura 11.2 Evolución presión según RPM [Fuente propia]

11.1 Pasos futuros

Los pasos futuros que se deberían seguir en caso de querer profundizar más en el proyecto incluyen el diseño de la carcasa, adaptada completamente a la bomba y manteniendo los objetivos de un diseño ligero y ergonómico y la fabricación de un prototipo para evaluar las características reales del conjunto.

Revisar las características de la bomba mediante la construcción y ensayo es sumamente importante antes de planear la salida al mercado del producto, ya que la mayoría de las teorías sobre diseño de bombas centrífugas se basan en hechos empíricos y la actuación de la bomba puede variar respecto a los cálculos teóricos y las simulaciones.

12. Referencias

En este capítulo están recogidas las diversas referencias empleadas durante el desarrollo del proyecto de final de grado.

12.1 Bibliografía

- [1] Mott, Robert L. (2006). Mecánica de fluidos (Sexta edición). México: Pearson Education.
- [2] Gülich, J. F. (2010). Centrifugal pumps (Segunda edición). Berlin: Springer-Verlag.
- [3] Doruk Turgul, DESIGN, CONSTRUCTION AND PERFORMANCE EVALUATION OF A CENTRIFUGAL PUMP FOR AN ENERGY EFFICIENT DISHWASHER, diciembre 2015

12.2 Webgrafía

- [4] Conoce todos los usos y ventajas de las bombas membrana. Fluideco. Recuperado 4 de enero de 2024, de <https://fluideco.com/conoce-todos-los-usos-y-ventajas-de-las-bombas-membrana/>
- [5] Piston Pumps and Plunger Pumps Information, Globalspec.com. Recuperado 4 de enero de 2024, de https://www.globalspec.com/learnmore/flow_transfer_control/pumps/piston_plunger_pumps
- [6] Centrifugal Pumps: Advantages vs. Disadvantages (Make the right choice). (2023, julio 16). Rotech Pumps. <https://www.rotechpumps.com/centrifugal-pumps-advantages-disadvantages/>
- [7] ¿Qué es la cavitación? Grundfos.com. Recuperado 1 de abril de 2024, de <https://www.grundfos.com/es/support/faq/what-is-cavitation>

- [8] Equipos profesionales para bomberos forestales. (s. f.). Vallfirest. Recuperado 27 de mayo de 2024, de <https://www.vallfirest.com/>
- [9] Transportable motor pump for protection against fire outbreaks. (s. f.). Motopompe incendie | EUROMAST Fire Pumps. Recuperado 27 de mayo de 2024, de <https://www.motopompe-incendie.com/en/materiel/portable-motor-pumps/exhaustion-pumps/home-defender-motor-pump-kit-on-trolley-accessories/>
- [10] MINI-STRIKER® lightweight high-pressure fire pump. (s. f.). Waterax.com. Recuperado 27 de mayo de 2024, de <https://www.waterax.com/en/product-category/mini-striker-light-weight-high-pressure-fire-pump>
- [11] Machinery. (s. f.). Internal Market, Industry, Entrepreneurship and SMEs. Recuperado 5 de enero de 2024, de https://single-market-economy.ec.europa.eu/sectors/mechanical-engineering/machinery_en
- [12] (S. f.). Aenor.com. Recuperado 5 de enero de 2024, de <https://www.aenor.com/>
- [13] Pinus halepensis. (2015, octubre 7). Arbolapp; Consejo Superior de Investigaciones Científicas (CSIC). <https://www.arbolapp.es/especies/ficha/pinus-halepensis/>
- [14] Setas, T. y. M. (2023, diciembre 1). Quercus, las principales especies ibéricas. Tienda - Blog La Casa de las Setas; La casa de las Setas. <https://lacasadelassetas.com/blog/quercus-las-principales-especies-ibericas/>
- [15] Clima Mediterráneo: características, tipos, flora y fauna. Recuperado 1 de abril de 2024, de <https://humanidades.com/clima-mediterraneo/>
- [16] Blanco, P. R., Zafra, M., & López, J. V. (2021, agosto 7). El 65% de Cataluña son bosques: cómo son, dónde encontrarlos y cuáles son sus principales tipos de árboles. Ediciones EL PAÍS S.L. <https://elpais.com/especiales/2021/los-bosques-de-cataluna-y-sus-principales-tipos-de-arboles/>
- [17] Google.com. Recuperado 24 de enero de 2024, de <https://earth.google.com/web/@41.56412991,2.42620628,278.77134432a,5980.18665547d,35y,0.00000001h,71.50262666t,0r/data=OgMKATA>

- [18] Inici. Institut Cartogràfic i Geològic de Catalunya. Icgc.cat. Recuperado 1 de abril de 2024, de <https://www.icgc.cat/>
- [19] Revisada, 2a Edición. manual de formación de incendios forestales para cuadrillas. Aragon.es. Recuperado 27 de marzo de 2024, de https://www.aragon.es/documents/20127/674325/MANUAL_INCENDIOS_CUADRILLAS.pdf/7a477952-318e-3110-a2df-94692725ab98
- [20] Operacions i maniobres d'extinció. (s. f.). Departament d'Interior. Recuperado 27 de marzo de 2024, de https://interior.gencat.cat/ca/arees_dactuacio/bombers/foc-forestal/publicacions_tecniques_i_normativa/guies-tecniques/operacions-i-maniobres-dextincio/
- [21] IDEAS DE FORMACION, LAS MANGUERAS. Zapater.org. Recuperado 1 de abril de 2024, de <http://www.zapater.org/ideasdeformacion/mangueras/mangueras2.htm>
- [22] Catalogo Viper SG. Tipsa.com. Recuperado 1 de abril de 2024, de <https://www.tipsa.com/wp-content/uploads/2020/12/TIPSA-VIPER-SG-English.pdf>
- [23] PRODUCTOS - Tipsa España - Kuriyama Group. Tipsa España - Kuriyama Group. Recuperado 1 de abril de 2024, de <https://productos.es.tipsa.com/material-contraincendios/viper-sg.php>
- [24] De manómetros se suministran con tapones, L. T., & Manómetros, L. (s. f.). FILTRO DE MALLA EN «Y» de 4", 5", 6", 8", 10" y 12". Traxco.es. Recuperado 27 de mayo de 2024, de <https://www.traxco.es/blog/wp-content/uploads/2009/11/datos-tecnicos-filtros-en-y.pdf>
- [25] Bomberos, P. LAS REGLAS DE CALCULO. Photocalcul.com. Recuperado 1 de abril de 2024, de https://photocalcul.com/Calcul/Regles/Notices-regles/reglas_bomberos_es_v4.pdf
- [26] GXH50. Honda engines. Recuperado 1 de abril de 2024, de <https://www.honda-engines-eu.com/es/productos/motores/gxh50>

- [27] Centrifugal pump simulation. (2019, abril 15). SimScale. <https://www.simscale.com/docs/tutorials/incompressible-flow-in-centrifugal-pumps/>
- [28] How to prepare the CAD for simulating rotating zones. (2020, marzo 11). SimScale. <https://www.simscale.com/knowledge-base/how-to-prepare-cad-for-simulating-rotating-zones/>