



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO DISEÑO, FABRICACIÓN Y ENSAYO DE UN RODETE DE TURBINA KAPLAN LENTA

Autor: Miguel Cabello Reyes

Directora: Eva Arenas Pinilla

Madrid

Julio 2019

AUTORIZACIÓN PARA LA DIGITALIZACIÓN, DEPÓSITO Y DIVULGACIÓN EN RED DE PROYECTOS FIN DE GRADO, FIN DE MÁSTER, TESIS O MEMORIAS DE BACHILLERATO

1º. Declaración de la autoría y acreditación de la misma.

El autor **D. Miguel Cabello Reyes**

DECLARA ser el titular de los derechos de propiedad intelectual de la obra: **Diseño, Fabricación y Ensayo de un Rodete de Turbina Kaplan Lenta**, que ésta es una obra original, y que ostenta la condición de autor en el sentido que otorga la Ley de Propiedad Intelectual.

2º. Objeto y fines de la cesión.

Con el fin de dar la máxima difusión a la obra citada a través del Repositorio institucional de la Universidad, el autor **CEDE** a la Universidad Pontificia Comillas, de forma gratuita y no exclusiva, por el máximo plazo legal y con ámbito universal, los derechos de digitalización, de archivo, de reproducción, de distribución y de comunicación pública, incluido el derecho de puesta a disposición electrónica, tal y como se describen en la Ley de Propiedad Intelectual. El derecho de transformación se cede a los únicos efectos de lo dispuesto en la letra a) del apartado siguiente.

3º. Condiciones de la cesión y acceso

Sin perjuicio de la titularidad de la obra, que sigue correspondiendo a su autor, la cesión de derechos contemplada en esta licencia habilita para:

- a) Transformarla con el fin de adaptarla a cualquier tecnología que permita incorporarla a internet y hacerla accesible; incorporar metadatos para realizar el registro de la obra e incorporar “marcas de agua” o cualquier otro sistema de seguridad o de protección.
- b) Reproducirla en un soporte digital para su incorporación a una base de datos electrónica, incluyendo el derecho de reproducir y almacenar la obra en servidores, a los efectos de garantizar su seguridad, conservación y preservar el formato.
- c) Comunicarla, por defecto, a través de un archivo institucional abierto, accesible de modo libre y gratuito a través de internet.
- d) Cualquier otra forma de acceso (restringido, embargado, cerrado) deberá solicitarse expresamente y obedecer a causas justificadas.
- e) Asignar por defecto a estos trabajos una licencia Creative Commons.
- f) Asignar por defecto a estos trabajos un HANDLE (URL *persistente*).

4º. Derechos del autor.

El autor, en tanto que titular de una obra tiene derecho a:

- a) Que la Universidad identifique claramente su nombre como autor de la misma
- b) Comunicar y dar publicidad a la obra en la versión que ceda y en otras posteriores a través de cualquier medio.
- c) Solicitar la retirada de la obra del repositorio por causa justificada.
- d) Recibir notificación fehaciente de cualquier reclamación que puedan formular terceras personas en relación con la obra y, en particular, de reclamaciones relativas a los derechos de propiedad intelectual sobre ella.

5º. Deberes del autor.

El autor se compromete a:

- a) Garantizar que el compromiso que adquiere mediante el presente escrito no infringe ningún derecho de terceros, ya sean de propiedad industrial, intelectual o cualquier otro.
- b) Garantizar que el contenido de las obras no atenta contra los derechos al honor, a la intimidad y a la imagen de terceros.
- c) Asumir toda reclamación o responsabilidad, incluyendo las indemnizaciones por daños, que pudieran ejercitarse contra la Universidad por terceros que vieran infringidos sus derechos e intereses a causa de la cesión.

- d) Asumir la responsabilidad en el caso de que las instituciones fueran condenadas por infracción de derechos derivada de las obras objeto de la cesión.

6º. Fines y funcionamiento del Repositorio Institucional.

La obra se pondrá a disposición de los usuarios para que hagan de ella un uso justo y respetuoso con los derechos del autor, según lo permitido por la legislación aplicable, y con fines de estudio, investigación, o cualquier otro fin lícito. Con dicha finalidad, la Universidad asume los siguientes deberes y se reserva las siguientes facultades:

- La Universidad informará a los usuarios del archivo sobre los usos permitidos, y no garantiza ni asume responsabilidad alguna por otras formas en que los usuarios hagan un uso posterior de las obras no conforme con la legislación vigente. El uso posterior, más allá de la copia privada, requerirá que se cite la fuente y se reconozca la autoría, que no se obtenga beneficio comercial, y que no se realicen obras derivadas.
- La Universidad no revisará el contenido de las obras, que en todo caso permanecerá bajo la responsabilidad exclusiva del autor y no estará obligada a ejercitar acciones legales en nombre del autor en el supuesto de infracciones a derechos de propiedad intelectual derivados del depósito y archivo de las obras. El autor renuncia a cualquier reclamación frente a la Universidad por las formas no ajustadas a la legislación vigente en que los usuarios hagan uso de las obras.
- La Universidad adoptará las medidas necesarias para la preservación de la obra en un futuro.
- La Universidad se reserva la facultad de retirar la obra, previa notificación al autor, en supuestos suficientemente justificados, o en caso de reclamaciones de terceros.

Madrid, a 09 de Julio de 2019

ACEPTA

Fdo. Miguel Casella Reyes



Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
DISEÑO, FABRICACIÓN Y ENSAYO DE UN RODETE DE TURBINA
KAPLAN LENTA

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2018-2019 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es
plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada
de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.: Miguel Cabello Reyes

Fecha: 09/07/2019



Autorizada la entrega del proyecto
EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: Eva Arenas Pinilla

Fecha: 15/07/2019





GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO DISEÑO, FABRICACIÓN Y ENSAYO DE UN RODETE DE TURBINA KAPLAN LENTA

Autor: Miguel Cabello Reyes

Directora: Eva Arenas Pinilla

Madrid

Julio 2019

DISEÑO, FABRICACIÓN Y ENSAYO DE UN RODETE DE TURBINA KAPLAN LENTA

Autor: Cabello Reyes, Miguel.

Director: Arenas Pinilla, Eva.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

RESUMEN DEL PROYECTO

Introducción

Actualmente es mucha la información sobre el funcionamiento de las turbomáquinas, pero no es tanta la que se sabe en cuanto a su diseño. Esta parte de secreto está provocado por las empresas que no desean perder su diferenciación en cuanto a la fabricación de su producto. Este proyecto trata de arrojar luz sobre como es este proceso de diseño para las turbinas Kaplan de álabes fijos, y como afecta al diseño final cada condición de partida.

Se comenzará con una breve introducción sobre la historia de las turbomáquinas, en particular de la evolución en el tiempo, desde la aparición de los primeros motores hidráulicos como los molinos hasta las nuevas ideas como turbinas submarinas o los aerogeneradores. En este repaso histórico se nombran a algunos de los grandes pioneros en el campo de las turbinas y las turbomáquinas en general como: Leonhard Euler, Victor Kaplan, Benoît Fourneyron, Antoine Parent, Allan Pelton o James B. Francis.

Los usos actuales de las turbinas hidráulicas están en la generación de energía en las centrales hidroeléctricas, y en concreto las Kaplan, en las centrales de mucho caudal y poco salto. Las turbinas Kaplan cuentan con la particularidad de tener curvas de rendimientos planas, ya que sus álabes son orientables. Esta posibilidad permite buscar los puntos óptimos de funcionamiento en cada situación. Las turbinas Hélices son iguales que las Kaplan, pero carecen de la opción de orientar los álabes según convenga. Existen también las turbinas Semi-Kaplan, son las que tienen álabes fijos (Hélice), pero cuentan con un distribuidor Fink para poder buscar puntos de trabajo óptimos en cada caso. Las principales partes de un Rodete de turbina Kaplan son un Bulbo o Tronco y los álabes, que son las palas que realizarán el intercambio energético con el fluido. Los rodets Kaplan/Hélice son rodets axiales, es decir, el flujo va en paralelo al eje del rodete.

También hay que hacer hincapié en la diferenciación entre las dos grandes familias de turbinas, las Turbinas de Acción y las Turbinas de Reacción. Las turbinas Kaplan/Hélice pertenecen a las segundas. La diferencia se encuentra en cómo se transmite la energía del fluido al órgano intercambiador (Rodete). Si se hace de forma dinámica únicamente, es decir, solamente mediante variaciones de velocidad, serán turbinas de Acción (Pelton, Deriaz...). Si por el contrario la transmisión se produce de forma estática (cambios de presión en el rodete) además de en forma de velocidad es una turbina de Reacción (Kaplan, Hélice, Francis...). Esta clasificación la determina el Número Específico de Revoluciones (N_s), los valores altos de este pertenecen a las de Reacción, por tanto, los bajos a las de Acción. Las turbinas Kaplan tienen los mayores valores, de 450 a 1350.

La diferencia entre turbinas de Reacción lentas o rápidas reside en este N_s . Es un valor que depende únicamente de las características del sistema para el que se diseñe la turbina. La dependencia es directa con la velocidad de giro y el caudal, e indirecta con la altura. Esto demuestra que las turbinas Kaplan, que tienen los N_s más altos, son turbinas diseñadas para poca altura y mucho caudal. Las turbinas Kaplan Lentas tienen valores de 450 a 500 aproximadamente. Las rápidas pueden presentar valores de 500 a 1350. En este proyecto se usarán las siguientes condiciones de diseño que darán un N_s de 483 aproximadamente, es decir, una turbina Kaplan Lenta como se puede ver en la clasificación de la tabla siguiente. Existe otro parámetro llamado Número Específico en función del Caudal (N_q) que tiene la misma utilidad.

$2 < N_s < 30$	Pelton de una boquilla	$0,6 < N_q < 9$
$30 < N_s < 60$	Pelton de varias boquillas	$9 < N_q < 18$
$60 < N_s < 200$	Francis lenta	$18 < N_q < 60$
$N_s = 200$	Francis normal	$N_q = 60$
$200 < N_s < 450$	Francis rápida	$60 < N_q < 140$
$450 < N_s < 500$	Kaplan lenta o Hélice	$140 < N_q < 152$
$500 < N_s < 1350$	Kaplan rápida o Hélice	$152 < N_q < 400$

Las condiciones usadas tras probar diferentes casos serán:
$$\begin{cases} n = 2000 \text{ rpm} \\ H = 0,7 \text{ m} \\ Q = 15 \text{ m}^3/\text{h} \end{cases}$$

Metodología

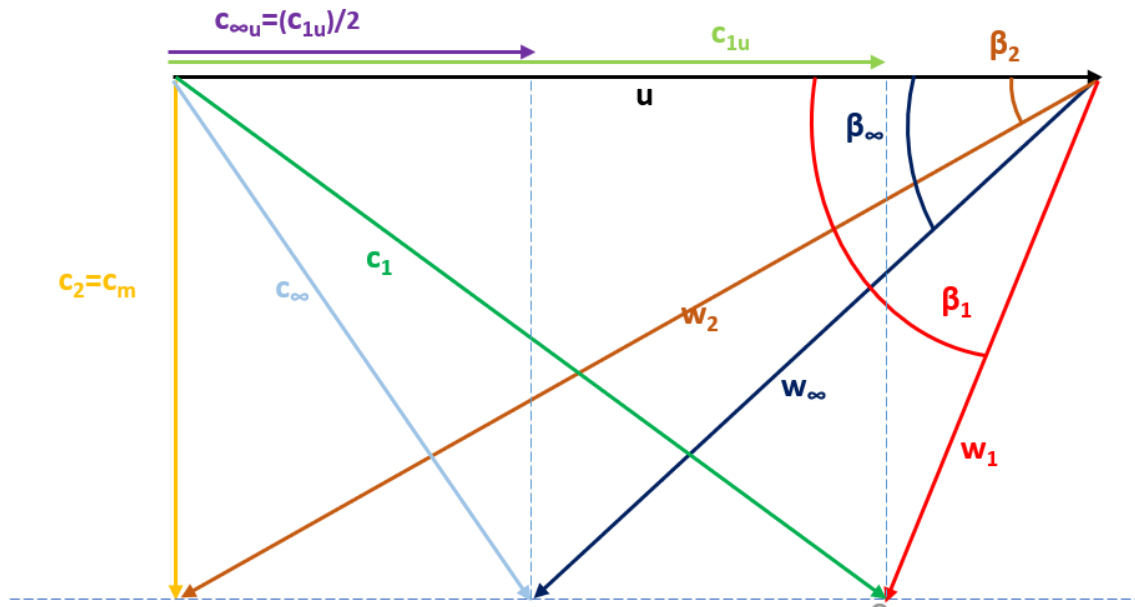
Para sacar conclusiones mucho más clarificadoras se compararán los rodetes diseñados y fabricados con los de otros dos proyectos de desarrollo paralelo. Estos rodetes se diferenciarán en que son rodetes para Kaplan rápidos, es decir, con alto Número Específico de Revoluciones (N_s). Uno de ellos tendrá 4 álabes y otro tendrá 6 álabes. Se buscarán condiciones de poca altura y mucho caudal, situaciones típicas en Kaplan, siempre teniendo en cuenta el pequeño tamaño del rodete.

Se harán otras consideraciones iniciales que simplificarán los cálculos y no cambiarán los resultados en exceso. Por ejemplo, se despreciarán las pérdidas hidráulicas, se asumirán ángulos de planeo de 1° y se tomará el factor de espesor como 1. También se elegirá de cuerda máxima 20mm y como mínima 10mm. Se diseñará un rodete de 6 álabes. El fluido saldrá del rodete sin componente periférica (c_{2u}) y el diámetro exterior será de 56,9mm. Las medidas del tronco del rodete se tomarán de los que ya se tienen en el laboratorio.

DATOS		
Vueltas (n)	2000	rpm
Q	0,00417	m ³ /s
H	0,7	m
c _{2u}	0	m/s
Z	6	unidades
Di	0,0218	m
De	0,0569	m
Cm	1,9205	m/s

$$\begin{cases} L_{MÍNIMA} = 0,01 \text{ m} \\ L_{MÁXIMA} = 0,02 \text{ m} \end{cases}$$

Con estos datos presentados anteriormente es posible realizar los cálculos completos de los triángulos de velocidades del rodete. Para poder realizar un estudio completo de un álabe, se dividirán estos en 5 partes equidistantes (5 diámetros de estudio) y se realizarán los cálculos para cada uno de ellos. La forma de los triángulos de velocidades obtenidos en las siguiente.

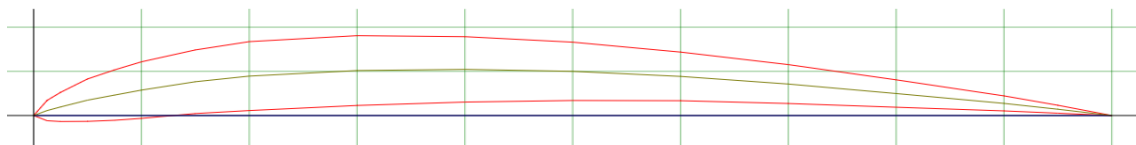


Se podrán calcular todos los valores representados solo con la condiciones geométricas e hidráulicas impuestas desde un inicio. También se tienen datos suficientes para calcular el paso (distancia entre puntos homólogos de los perfiles internos) entre álaves. Con esto y las consideraciones iniciales, se puede aplicar la siguiente fórmula:

$$c_{sx} \cdot \frac{L_x}{t_x} = \sigma_x = \frac{2 \cdot g \cdot H \cdot c_m}{w_{\infty x}^2 \cdot u_x \cdot \text{sen}(\beta_{\infty x} - \lambda)}$$

En esta fórmula se conocen todos los datos suficientes como para despejar el valor C_s . Este parámetro es el llamado Coeficiente de Sustentación y tiene una importancia capital en cualquier diseño aerodinámico. Es el valor que genera el movimiento del rodete y el que hace, por ejemplo, despegar los aviones. Se podría definir como la fuerza que experimente un perfil aerodinámico según el ángulo de ataque (δ). Este ángulo es el formado por la velocidad de incidencia del fluido (w_∞) y la cuerda del perfil (L). Se conoce como cuerda a la mayor distancia entre dos puntos dentro de un mismo perfil. La dependencia de este respecto a C_s y al espesor del álabe valor es muy grande.

El perfil aerodinámico escogido es el Gottingen 428. Es uno de los perfiles más usados en aerodinámica. Su característica principal reside en que su máximo espesor está en el 30% de la cuerda y es un 7,9% de ella. La forma del perfil es la siguiente.

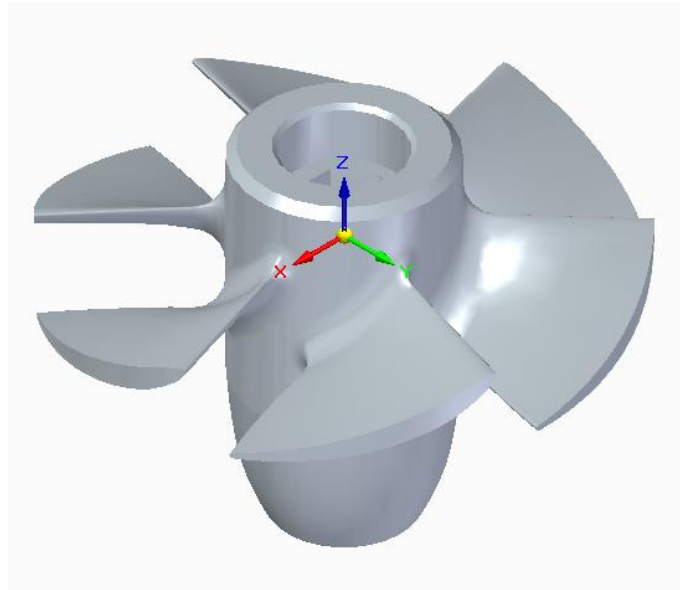


Con estos valores de C_s , espesor proporcional, cuerda y un factor de espesor (K_e) que se toma como 1, se puede obtener el valor del espesor del álabe en cada diámetro de estudio. Es importante que este espesor vaya disminuyendo conforme avanza el álabe y que se cumpla que a mayor C_s , mayor es el espesor necesario (a mayor fuerza a soportar, hace falta más material). Con esto se puede hallar el ángulo de ataque δ .

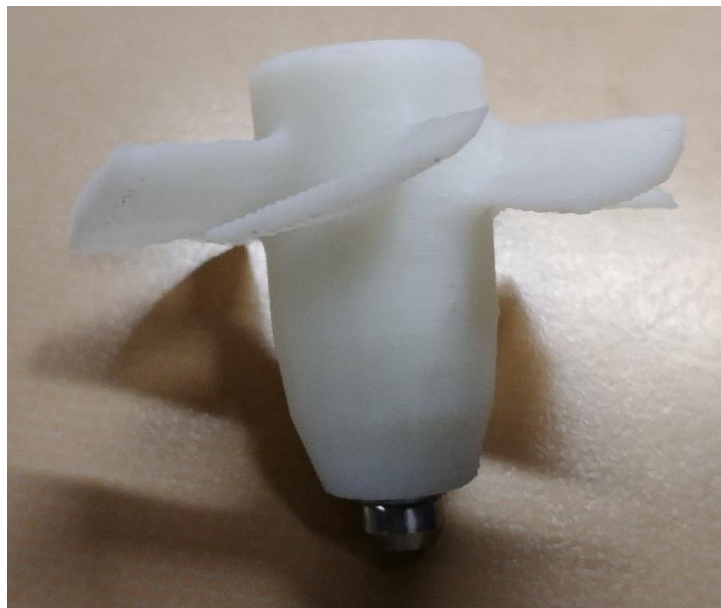
El último cálculo que faltaría por realizar sería la resta entre el ángulo $\beta_\infty - \delta$. Este será el verdadero ángulo de giro de cada álabe, ya que para el ángulo de giro se toma como referencia de ángulos la velocidad de giro del rodete (u). Los resultados a toda esta serie de cálculos son los siguientes.

CÁLCULOS INVERSOS FIJANDO L							
		Di	Da	Dm	Db	De	Ecuación
Diámetros	m	0,0218	0,0306	0,0394	0,0481	0,0569	DATO
Radios	m	0,0109	0,0153	0,0197	0,0241	0,0285	DATO
u	m/s	2,2829	3,2018	4,1207	5,0396	5,9586	12
c_{1u}	m/s	3,008	2,1447	1,6665	1,3626	1,1525	13
w_∞	m/s	2,0724	2,8676	3,8074	4,7627	5,7147	14
β_∞	°	67,9247	42,0468	30,2929	23,7808	19,6373	15
λ	°	1	1	1	1	1	DATO
t	m	0,0114	0,016	0,0206	0,0252	0,0298	16
$C_s \cdot (L/t)$	-	2,924	1,5256	0,9025	0,5959	0,4241	17
$C_s \cdot L$	m	0,0334	0,0244	0,0186	0,015	0,0126	-
C_s	-	3,3376	1,9539	1,2396	0,858	0,6318	TABLA 4
L	m	0,01	0,0125	0,015	0,0175	0,02	DATO
t/L	-	1,1414	1,2807	1,3736	1,4399	1,4896	TABLA 4
K_e	-	1	1	1	1	1	DATO
y_{MAX}	-	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	DATO
y_{MAX}^1	m	0,0026	0,0019	0,0015	0,0012	0,0010	18
y_{MAX}^1/L	-	0,2637	0,1544	0,0979	0,0678	0,0499	-
δ	°	22,5216	13,1845	8,3648	5,7897	4,2634	19
$\beta_\infty - \delta$	°	45,4030	28,8624	21,9281	17,9911	15,3739	-

Con estas características geométricas halladas, se procede a implementarlas en el perfil. Primero se añade la longitud de la cuerda y el valor del espesor a un perfil base. Posteriormente se gira el ángulo $\beta_\infty - \delta$ respecto al centro de presiones del perfil. Se pasan estos perfiles girados a coordenadas cilíndricas para amoldarlos a la superficie cilíndrica del Bulbo. Ya con los perfiles amoldados a la superficie cilíndrica, se vuelven a pasar a cartesianas (en las que trabajan los programas CAD), pero ahora ya estarán en 3 dimensiones (3 coordenadas). Con esto se pueden introducir los nuevos puntos de cada perfil en SolidEdge y hacer el diseño 3D.



Una vez está hecho el diseño, y los planos finalizados, pasaremos a la fabricación del rodete. Esta se hará mediante impresión 3D en el material ABS-M30. Tras dos intentos, se consigue un rodete válido para el ensayo. El rodete ideal debería estar fabricado con un material más avanzado como la fibra de carbono reforzada con Nylon, pero por problemas externos no ha sido posible la fabricación usando este material. El resultado final de fabricación será el siguiente.



Resultados

El ensayo del rodete se hará en banco de ensayos del Laboratorio de Fluidos. Se realizarán ensayos en las condiciones más parecidas posibles a las de diseño (aunque nunca será posible por la altura suministrada por este banco de ensayos) y en dos posiciones del distribuidor Fink diferentes (100%-50%).

Las medidas que se tomarán en los ensayos son:

- Velocidad de giro (n) en revoluciones por minuto (rpm).

- Presión en la brida de entrada (L_e) en metros de columna de agua (mca).
- Caudal (Q) en metros cúbicos a la hora (m^3/h).
- Par en eje (M) en Newton por centímetro ($N \cdot cm$).
- Cota de la brida de entrada (z_e) en centímetros.

Con esas medidas y los siguientes datos sobre la instalación, se pueden realizar todos los cálculos.

Diámetro de tubería de entrada (d_e)	32mm
Diámetro de tubería de salida (d_s)	57.2mm
Área de la tubería de entrada (A_e)	804,25mm ²
Densidad del agua	1000kg/m ³
Aceleración de la gravedad	9.81m/s ²

Se realizarán 3 ensayos, cada uno consistirá en lo siguiente:

- 1) Caudal nominal (15m³/h) y Distribuidor Fink al 50%.
- 2) Caudal 20m³/h y Distribuidor Fink al 50%.
- 3) Caudal 20m³/h y Distribuidor Fink al 100%.

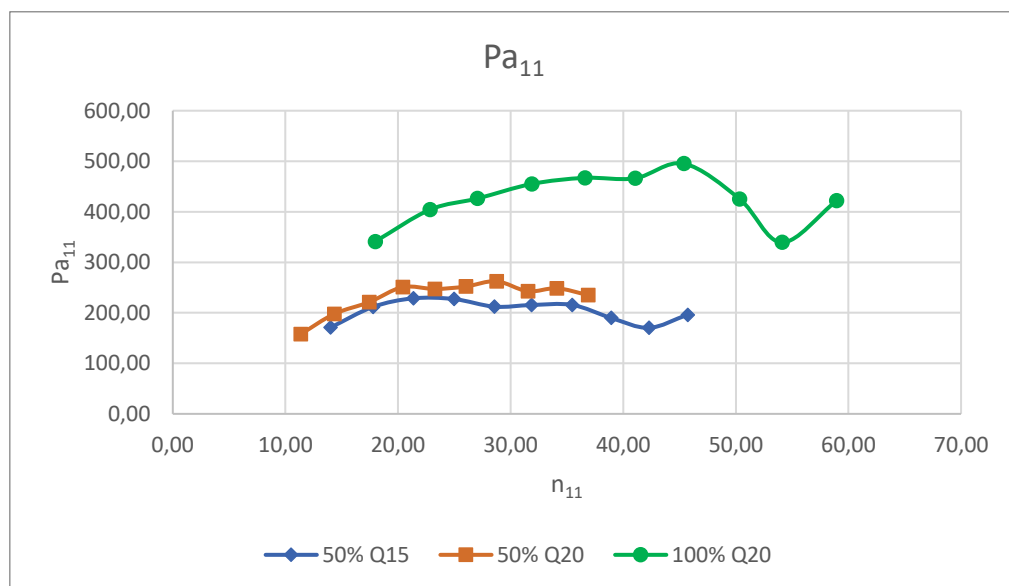
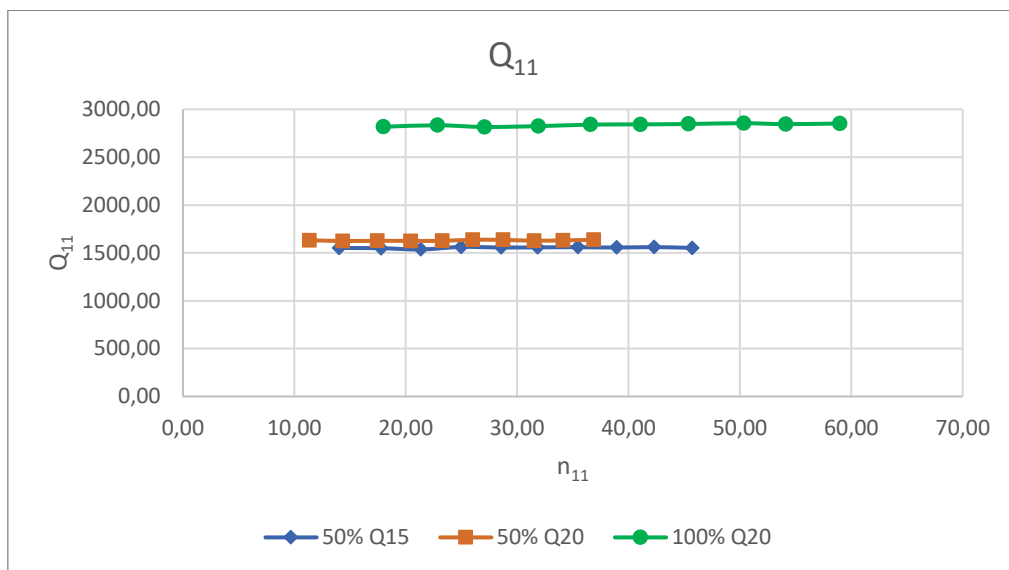
En cada ensayo se tomarán 10 puntos de medida equidistantes en cuanto a velocidad. Se empezará en 2000rpm y se irá bajando de 150 en 150 rpm. Se hará cada ensayo 7 veces para eliminar medidas malas. Se muestran a continuación como ejemplo las medidas tomadas y los cálculos realizados en el Ensayo 1.

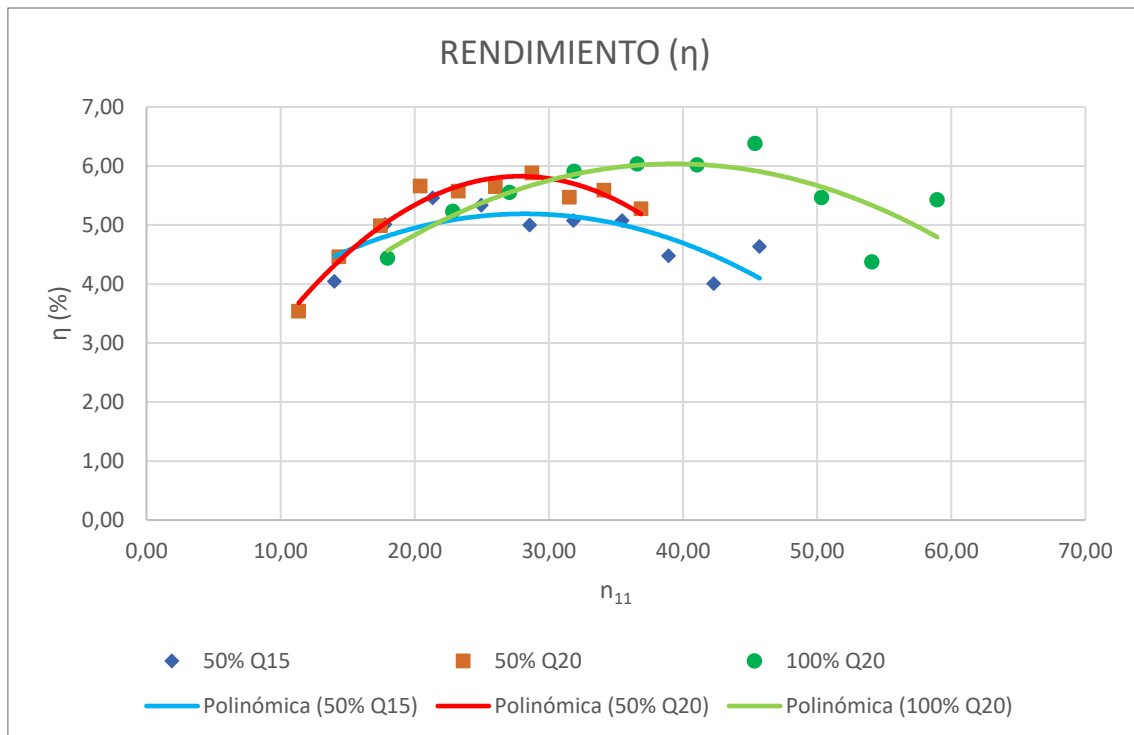
Medidas		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tacómetro, n	rpm	2099,9	1942,4	1786,7	1627,1	1465,7	1306,7	1146,3	983,0	817,9	645,0
Caudal Q	m ³ /h	15,0	15,1	15,0	15,1	15,1	15,0	15,1	14,9	15,0	15,0
Presión a la entrada, L_e	mca	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,4	5,5	5,6	5,5	5,5
Par, M	N·cm	6,4	6,1	7,3	9,1	10,2	11,1	13,6	16,2	18,0	18,4
z_e	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Velocidad del freno	rpm	2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650

RESULTADOS											
Magnitudes		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CALCULADAS											
Velocidad entrada, c_e	m/s	5,19	5,22	5,20	5,21	5,22	5,18	5,22	5,15	5,19	5,20
Altura efectiva, H	m	7,47	7,47	7,46	7,45	7,50	7,41	7,46	7,51	7,50	7,50
Potencia hidráulica, P	W	305,7	307,5	305,9	306,1	308,6	302,9	306,9	304,8	306,8	307,6
Potencia en el eje, Pa	W	14,18	12,32	13,70	15,53	15,66	15,15	16,38	16,65	15,38	12,44

Rendimiento total, η_t	%	4,64	4,01	4,48	5,07	5,08	5,00	5,34	5,46	5,01	4,04
UNITARIAS											
Velocidad, n_{11}	rpm	45,71	42,28	38,92	35,46	31,84	28,56	24,97	21,35	17,77	14,01
Caudal, Q_{11}	m ³ /h	1552	1560	1556	1559	1557	1556	1562	1536	1549	1551
Potencia en el eje, P_{a11}	W	196,1	170,4	189,9	215,7	215,4	212,1	227,2	228,6	211,6	171,0

Los cálculos se harán también en magnitudes unitarias para facilitar la comparación entre ensayos. Estas son las medidas para una turbina de 1 metro de diámetro y 1 metro de salto. Con esto se han realizado comparaciones gráficas entre los distintos valores en cada uno de los 3 ensayos, algunos ejemplos son los siguientes.





Conclusiones

De estas gráficas se sacan conclusiones como que el caudal tiene una dependencia muy grande sobre el grado de apertura del Distribuidor, que es el que maneja la presión, por tanto, el que más afecta a la altura. También se ve como para una turbina equivalente en las mismas condiciones y a mismo caudal, la Pa_{11} del Ensayo 3 es mayor que en el Ensayo 2 y por ello se puede presuponer un mayor rendimiento en el Ensayo 3. En la gráfica de rendimientos se confirma esto último y se observa como serían las curvas de rendimientos mediante las aproximaciones típicas para estas (Líneas de tendencia polinómicas de grado 2).

Finalmente se mostrarán en cuadros comparativos las diferencias geométricas entre cada rodete.

CONDICIONES NORMALES Z=6	CONDICIONES NUEVAS Z=6	CONDICIONES NUEVAS Z=4
• c_m <u>PEQUEÑO</u> • c_{1u} <u>GRANDE</u> • ÁNGULOS $\beta_{\infty}-\delta$ <u>PEQUEÑOS</u> • W_{∞} <u>PEQUEÑA</u> • PASO (t) <u>PEQUEÑO</u> • ÁLABES OPUESTOS AL FLUIDO • CUERDA (L) <u>PEQUEÑA</u> • C_s <u>MUY GRANDES</u> • ESPESORES <u>GRANDES</u>	• c_m <u>GRANDE</u> • c_{1u} <u>PEQUEÑO</u> • ÁNGULOS $\beta_{\infty}-\delta$ <u>GRANDES</u> • W_{∞} <u>GRANDES</u> • PASO (t) <u>PEQUEÑO</u> • ÁLABES VERTICALES • CUERDA (L) <u>PEQUEÑA</u> • C_s <u>MUY PEQUEÑOS</u> • ESPESORES <u>PEQUEÑOS</u>	• c_m <u>GRANDE</u> • c_{1u} <u>PEQUEÑO</u> • ÁNGULOS $\beta_{\infty}-\delta$ <u>GRANDES</u> • W_{∞} <u>GRANDES</u> • PASO (t) <u>GRANDE</u> • ÁLABES VERTICALES • CUERDA (L) <u>GRANDE</u> • C_s <u>NORMALES</u> • ESPESORES <u>MEDIOS</u>

De los ensayos se deduce que una altura grande viene especialmente determinada por una presión grande, que depende mucho del grado de cierre del distribuidor Fink. También se verá como los mayores rendimientos se obtienen para condiciones bajas de altura y a caudal y velocidad nominal, serán las condiciones más cercanas a lo nominal. Se concluirá con diferencias en el diseño para la obtención de máxima potencia o para la obtención de máximo rendimiento. Para la primera de ellas hay que someter al rodete a las condiciones más extremas posibles, siempre que las aguante y sin alejarse en exceso de las nominales (desplome del rendimiento). Para diseñar para máximo rendimiento, hay que tratar de ensayar en las condiciones más similares posibles a las de diseño.

DESIGN, FABRICATION AND TESTING OF A RUNNER WHEEL FOR A SLOW KAPLAN TURBINE

Author: Cabello Reyes, Miguel

Director: Arenas Pinilla, Eva

Collaborating entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

PROJECT SUMMARY

Introduction

Currently there is a lot of information about how works the turbomachinery, but it is not so much the information that is known in terms of its design. This part of secrecy is caused by companies that do not want to lose their differentiation in terms of manufacturing their product. This project tries to show a little bit on how is the design process for Kaplan turbines with fixed blades, and how affects to the final design each condition.

This project will begin with a brief introduction about the history of turbomachinery, in particular the evolution over time, from the appearance of the first hydraulic motors such as mills to new ideas such as underwater turbines or wind turbines. In this historical review some of the great pioneers in the field of turbines and turbomachines in general are named: Leonhard Euler, Victor Kaplan, Benoît Fourneyron, Antoine Parent, Allan Pelton or James B. Francis.

The current uses of hydraulic turbines are in the generation of energy in hydroelectric power stations, and specifically the Kaplan, in the high-flow and low-jump power plants. The Kaplan turbines have the particularity of having flat yield curves, since their blades are adjustable. This possibility allows to find the optimal points of operation in each situation. The propeller turbines are the same as the Kaplan turbines, but they lack the option of orienting the blades as required. There are also Semi-Kaplan turbines, those that have fixed blades (Helix), but have a Fink distributor to be able to find optimal work points in each case. The main parts of a Kaplan Turbine Ram are a Bulb or Trunk and the blades, which are the blades that will perform the energy exchange with the fluid. The Kaplan / Helix impellers are axial impellers, that is, the flow runs parallel to the axis of the impeller.

The differentiation between the two large families of turbines, the Action Turbines and the Reaction Turbines must also be emphasized. The Kaplan / Helix turbines belong to the second. The difference lies in how the energy of the fluid is transmitted to the exchanger organ (Impeller/Runner wheel). If it is done dynamically only, that is, only by variations of speed, will Turns of Action (Pelton, Deriaz ...). If on the other hand the transmission occurs statically (pressure changes in the impeller) in addition to speed is a reaction turbine (Kaplan, Helix, Francis ...). This classification is determined by the Specific Number of Revolutions (N_s), the high values of this belong to the Reaction, therefore, the low to the Action. The Kaplan turbines have the highest values, from 450 to 1350.

The difference between slow and fast Reaction turbines is in this N_s . It is a value that depends only on the characteristics of the system for which the turbine is designed. The dependence is direct with the speed of rotation and the flow, and indirect with the height. This shows that Kaplan turbines, which have the highest N_s , are turbines designed for low height and high flow. Slow Kaplan turbines have values of approximately 450 to 500. The rapid ones can present values of 500 to 1350. In this project the following design conditions will be used, which will give an N_s of approximately 483, that is, a Slow Kaplan turbine as can be seen in the classification of the following table. There is another parameter called Specific Number based on the Flow (N_q) that has the same utility.

$2 < N_s < 30$	Pelton with one injector	$0,6 < N_q < 9$
$30 < N_s < 60$	Pelton with some injectors	$9 < N_q < 18$
$60 < N_s < 200$	Slow Francis	$18 < N_q < 60$
$N_s = 200$	Normal Francis	$N_q = 60$
$200 < N_s < 450$	Fast Francis	$60 < N_q < 140$
$450 < N_s < 500$	Slow Kaplan/Helix	$140 < N_q < 152$
$500 < N_s < 1350$	Fast Kaplan/Helix	$152 < N_q < 400$

The conditions used after test different parameters will be:
$$\begin{cases} n = 2000 \text{ rpm} \\ H = 0,7 \text{ m} \\ Q = 15 \text{ m}^3/\text{h} \end{cases}$$

Methodology

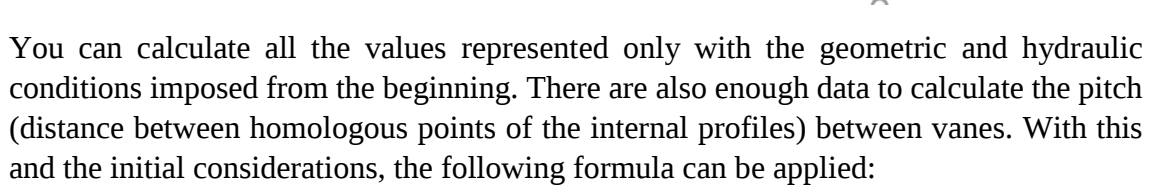
To draw much more clarifying conclusions, the runner wheel designed and manufactured will be compared with other two projects very similar. These runner wheels will be fast Kaplan turbines, that is, with high Specific Number of Revolutions. One of them will have 4 blades and another will have 6 blades. We will look for conditions of low height and high flow, typical situations in Kaplan turbines, always taking into account the small size of the impeller.

Other initial considerations will be made to simplify the design process because the results are not going to change too much. For example, the hydraulic losses will be disregarded, glide angles of 1° will be assumed and the thickness factor will be taken as 1. Also, the maximum length choose for the profile's cord is 20mm and the minimum is 10mm. The runner wheel will have 6 blades. The fluid will leave the impeller without peripheral component (c_{2u}) and the outer diameter will be 56.9mm. The measurements of the runner wheel will be taken from those already in the laboratory.

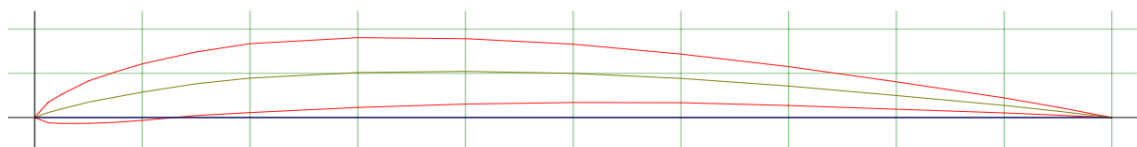
DATA		
Speed (n)	2000	rpm
Q	0,00417	m ³ /s
H	0,7	m
c _{2u}	0	m/s
Z	6	unidades
Di	0,0218	m
De	0,0569	m
Cm	1,9205	m/s

$$\begin{cases} L_{MIN} = 0,01 \text{ m} \\ L_{MAX} = 0,02 \text{ m} \end{cases}$$

A geometric diagram illustrating the decomposition of a vector c_1 into its components c_{1u} (parallel to u) and c_{1n} (normal to u). The diagram shows a horizontal vector u and a vertical vector $c_2 = c_m$. A vector c_1 is shown originating from the same point. The component c_{1u} is the projection of c_1 onto u , and c_{1n} is the projection of c_1 onto the normal direction. The angle between c_1 and u is β_1 , and the angle between c_{1u} and u is β_2 . The angle between c_1 and the normal direction is β_∞ . The vector c_{1u} is labeled c_{1u} , and the vector c_{1n} is labeled c_{1n} . The vector c_2 is labeled $c_2 = c_m$. The vector c_∞ is labeled c_∞ . The vector w_1 is labeled w_1 , and the vector w_2 is labeled w_2 . The vector w_∞ is labeled w_∞ . The vector $c_{\infty u} = (c_{1u})/2$ is labeled $c_{\infty u} = (c_{1u})/2$.


$$C_{sx} \cdot \frac{L_x}{t_x} = \sigma_x = \frac{2 \cdot g \cdot H \cdot c_m}{w_{\infty x}^2 \cdot u_x \cdot \text{sen}(\beta_{\infty x} - \lambda)}$$

In this formula, all the sufficient data are known to clear the C_s value. This parameter is the so-called Sustainability Coefficient and is very important in any aerodynamic design. It is the value generated by the movement of the impeller and the one that makes, for example, take off the aircraft. It could be defined as the force that an aerodynamic profile experiences depending on the angle of attack (δ). This angle is formed by the speed of incidence of the fluid (w_∞) and the rope of the profile (L). It is known as rope at the greatest distance between two points within the same profile. The dependence of this on C_s and the thickness of the vane value is very large.

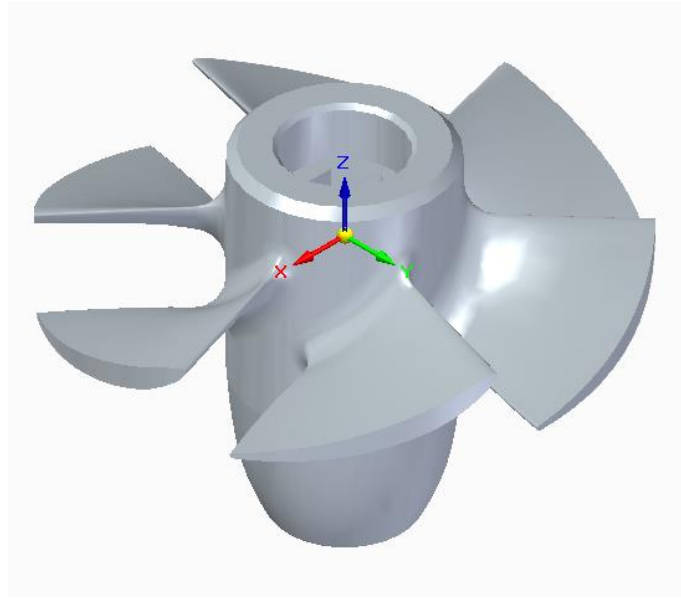


With these values of C_s , proportional thickness, chord and a thickness factor (K_e) that is taken as 1, the value of the blade thickness can be obtained in each study diameter. It is important that this thickness decreases as the blade progresses and that the higher C_s is complied with, the greater the necessary thickness (the greater the force to be supported, the more material is needed). With this you can find the angle of attack δ .

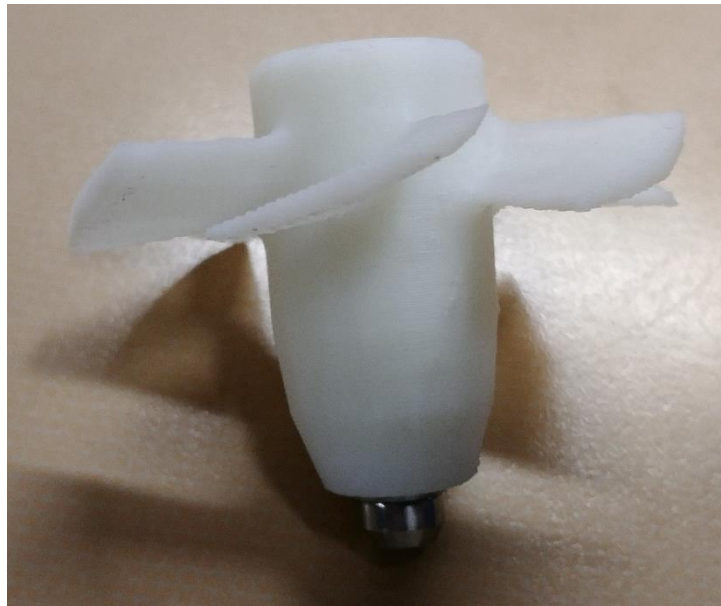
The last calculation that would be missing would be the subtraction between the angle $\beta_\infty - \delta$. This will be the true angle of rotation of each blade, since the rotational speed of the impeller (u) is taken as the angle reference for the angle of rotation. The results to all this series of calculations are the following.

GEOMETRIC CALCULATIONS							
		Di	Da	Dm	Db	De	Ecuación
Diameters	m	0,0218	0,0306	0,0394	0,0481	0,0569	DATA
Radius	m	0,0109	0,0153	0,0197	0,0241	0,0285	DATA
u	m/s	2,2829	3,2018	4,1207	5,0396	5,9586	12
c_{1u}	m/s	3,008	2,1447	1,6665	1,3626	1,1525	13
w_∞	m/s	2,0724	2,8676	3,8074	4,7627	5,7147	14
β_∞	°	67,9247	42,0468	30,2929	23,7808	19,6373	15
λ	°	1	1	1	1	1	DATA
t	m	0,0114	0,016	0,0206	0,0252	0,0298	16
$C_s \cdot (L/t)$	-	2,924	1,5256	0,9025	0,5959	0,4241	17
$C_s \cdot L$	m	0,0334	0,0244	0,0186	0,015	0,0126	-
C_s	-	3,3376	1,9539	1,2396	0,858	0,6318	TABLE 4
L	m	0,01	0,0125	0,015	0,0175	0,02	DATA
t/L	-	1,1414	1,2807	1,3736	1,4399	1,4896	TABLE 4
K_e	-	1	1	1	1	1	DATA
y_{MAX}	-	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	DATA
y_{MAX}^1	m	0,0026	0,0019	0,0015	0,0012	0,0010	18
y_{MAX}^1/L	-	0,2637	0,1544	0,0979	0,0678	0,0499	-
δ	°	22,5216	13,1845	8,3648	5,7897	4,2634	19
$\beta_\infty - \delta$	°	45,4030	28,8624	21,9281	17,9911	15,3739	-

With these geometric features found, we proceed to implement them in the profile. First, the length of the rope and the value of the thickness are added to a base profile. Subsequently, the angle $\beta_\infty - \delta$ is rotated with respect to the center of pressure of the profile. These rotated profiles are passed to cylindrical coordinates to mold them to the cylindrical surface of the Bulb. Already with the profiles molded to the cylindrical surface, they are passed back to Cartesian (in which the CAD programs work), but now they will be in 3 dimensions (3 coordinates). With this you can enter the new points of each profile in SolidEdge and make the 3D design.



Once the design is done, and the finished plans, we will go on to manufacture the impeller. This will be done by 3D printing on the ABS-M30 material. After two attempts, a valid runner is obtained for the test. The ideal runner should be made with a more advanced material such as carbon fiber reinforced with Nylon, but due to external problems it has not been possible to manufacture using this material. The final manufacturing result will be as follows.



Results

The test of the impeller will be done in a test bench of the Fluid Laboratory. Tests will be carried out in the conditions that are closest to the design conditions (although this will never be possible due to the height provided by this test bench) and in two different Fink distributor positions (100% - 50%).

The measures that will be taken in the tests are:

- Speed of rotation (n) in revolutions per minute (rpm).
- Pressure at the inlet flange (Le) in meters of water column (mca).
- Flow (Q) in cubic meters per hour (m³/h).
- Axial torque (M) in Newton per centimeter (N·cm).
- Dimension of the input flange (ze) in centimeters.

With these measurements and the following data about the installation, all the calculations can be made.

Diameter of the inlet pipe (d _e)	32mm
Diameter of the outlet pipe (d _s)	57.2mm
Input pipe area (A _e)	804,25mm ²
Water density	1000kg/m ³
Gravity	9.81m/s ²

There will be 3 tests, each one will consist of the following:

- 1) Nominal flow (15m³/h) and 50% Fink distributor.
- 2) Flow 20m³/h and Distributor Fink 50%.
- 3) Flow 20m³/h and Distributor Fink 100%.

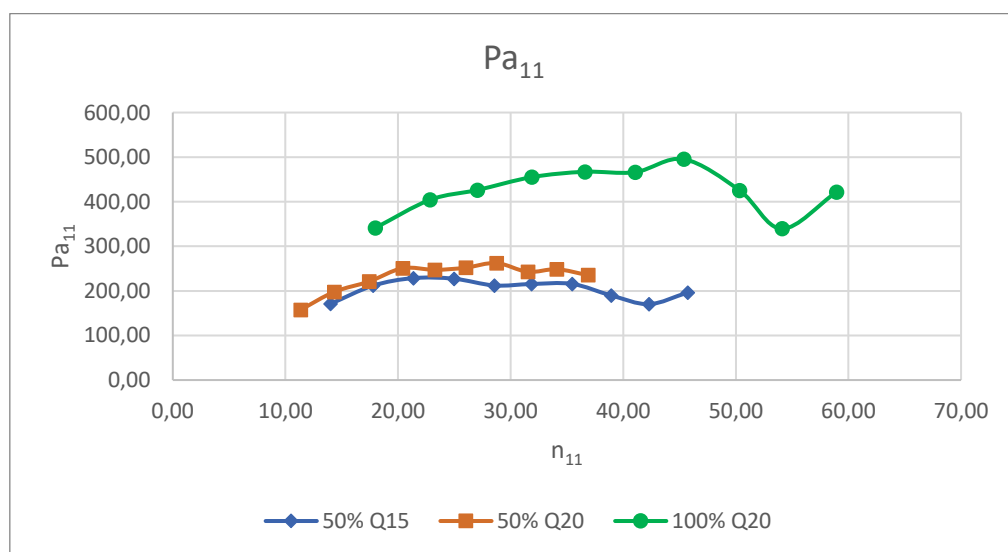
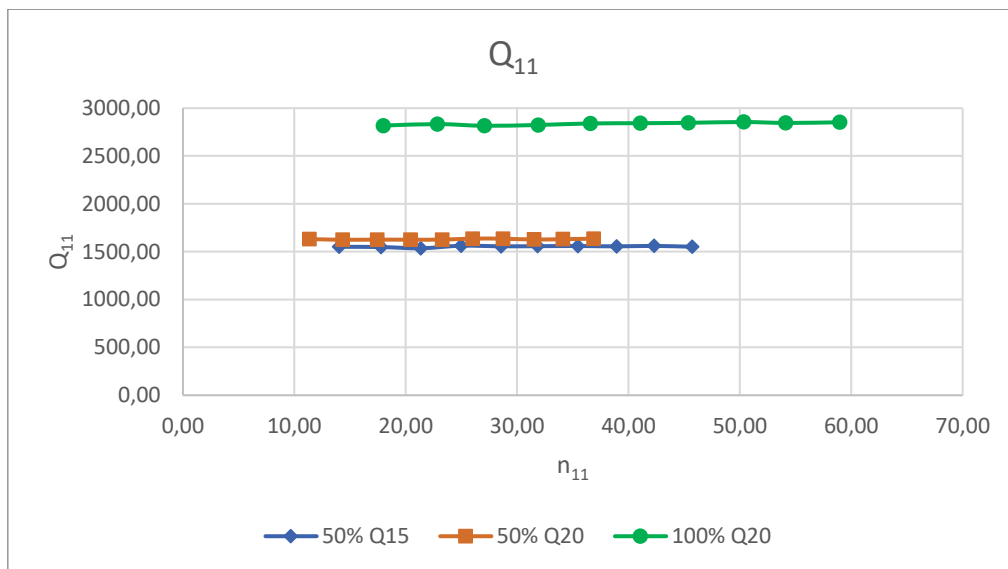
In each test, 10 measuring points equidistant will be taken in terms of speed. It will start at 2000rpm and will go down from 150 at 150rpm. Each test will be done 7 times to eliminate bad measurements. The measurements taken and the calculations made in Test 1 are shown below as an example.

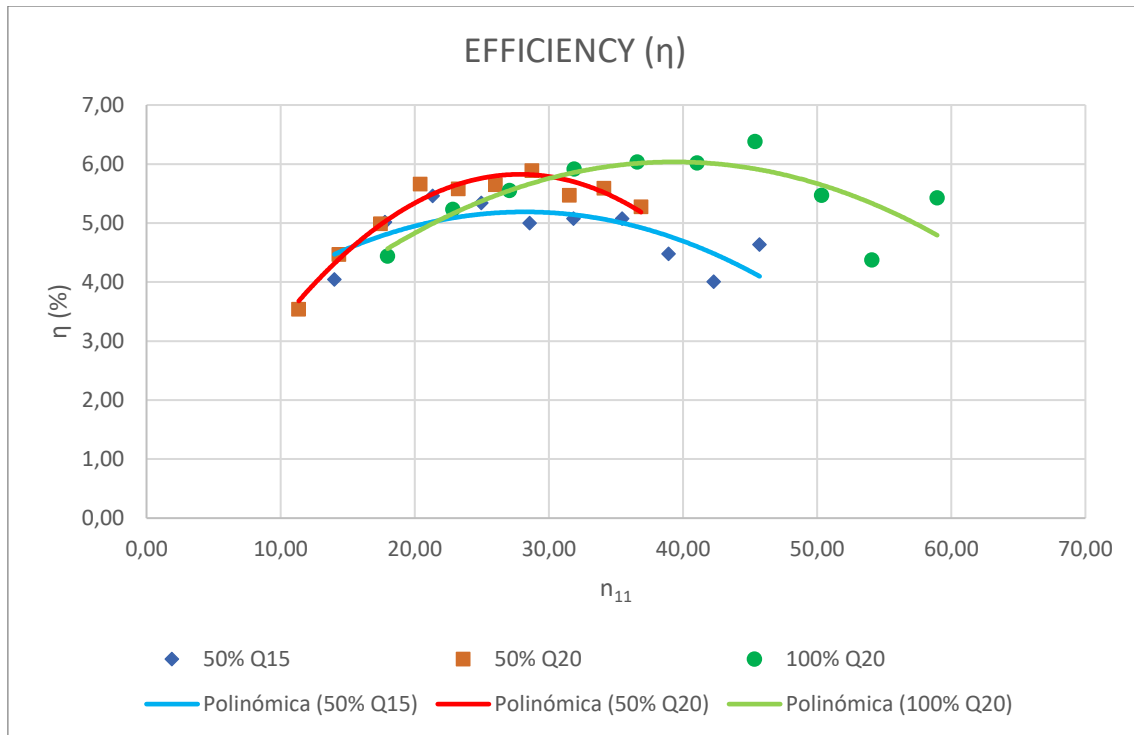
Measures		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n	rpm	2099,9	1942,4	1786,7	1627,1	1465,7	1306,7	1146,3	983,0	817,9	645,0
Flow Q	m ³ /h	15,0	15,1	15,0	15,1	15,1	15,0	15,1	14,9	15,0	15,0
Pressure, Le	mca	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,4	5,5	5,6	5,5	5,5
Moment, M	N·cm	6,4	6,1	7,3	9,1	10,2	11,1	13,6	16,2	18,0	18,4
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Speed of the brake	rpm	2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650

RESULTADOS											
Measures		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CALCULADAS											
Speed, ce	m/s	5,19	5,22	5,20	5,21	5,22	5,18	5,22	5,15	5,19	5,20
Height, H	m	7,47	7,47	7,46	7,45	7,50	7,41	7,46	7,51	7,50	7,50
Hdraulic Power, P	W	305,7	307,5	305,9	306,1	308,6	302,9	306,9	304,8	306,8	307,6

Shaft power, P_a	W	14,18	12,32	13,70	15,53	15,66	15,15	16,38	16,65	15,38	12,44
Efficiency, η_t	%	4,64	4,01	4,48	5,07	5,08	5,00	5,34	5,46	5,01	4,04
UNITARIAS											
Unitary speed, n_{11}	rpm	45,71	42,28	38,92	35,46	31,84	28,56	24,97	21,35	17,77	14,01
Unitary Flow, Q_{11}	m ³ /h	1552	1560	1556	1559	1557	1556	1562	1536	1549	1551
Unitary Shaft Power, P_{a11}	W	196,1	170,4	189,9	215,7	215,4	212,1	227,2	228,6	211,6	171,0

The calculations will also be made in unit quantities to facilitate comparison between tests. These are the measurements for a turbine of 1 meter in diameter and 1 meter in jump. With this, graphic comparisons have been made between the different values in each of the 3 tests, some examples are the following.





Conclusions

From these graphs conclusions are drawn as to that the flow has a very large dependence on the degree of opening of the Distributor, which is the one that handles the pressure, therefore, the one that most affects the height. It is also seen as for an equivalent turbine in the same conditions and at the same flow rate, Pa11 of Test 3 is greater than in Test 2 and therefore a higher performance can be assumed in Test 3. In the efficiency graph this is confirmed. Finally, we observe how the yield curves would be by means of the typical approximations for these (Degree 2 polynomial trend lines).

Finally, the geometric differences between each impeller will be shown in comparative tables.

NORMAL CONDITIONS Z=6	NEW CONDITIONS Z=6	NEW CONDITIONS Z=4
• c_m <u>SMALL</u> • c_{1u} <u>BIG</u> • ANGLE $\beta_{\infty}-\delta$ <u>SMALL</u> • W_{∞} <u>SMALL</u> • t <u>SMALL</u> • BLADES OPPOSITE TO FLOW • CORD (L) <u>SMALL</u> • C_s <u>BIG</u> • THICKNESS <u>BIG</u>	• c_m <u>BIG</u> • c_{1u} <u>SMALL</u> • ANGLE $\beta_{\infty}-\delta$ <u>BIG</u> • W_{∞} <u>BIG</u> • t <u>SMALL</u> • VERTICAL BLADES • CORD (L) <u>SMALL</u> • C_s <u>SMALL</u> • THICKNESS <u>SMALL</u>	• c_m <u>BIG</u> • c_{1u} <u>SMALL</u> • ANGLE $\beta_{\infty}-\delta$ <u>BIG</u> • W_{∞} <u>BIG</u> • t <u>BIG</u> • VERTICAL BLADES • CORD (L) <u>BIG</u> • C_s <u>MEDIUM</u> • THICKNESS <u>MEDIUM</u>

From the tests it is deduced that a large height is especially determined by a large pressure, which depends a lot on the degree of closure of the Fink distributor. It will also be seen how the highest yields are obtained for low altitude conditions and at nominal flow and speed, the conditions will be closer to the nominal. It will conclude with differences in the design to obtain maximum power or to obtain maximum efficiency. For the first of them it is necessary to subject the impeller to the most extreme possible conditions, provided that the endurance and without moving away in excess of the nominal (low efficiency). To design for maximum efficiency, try to test in the most similar conditions possible to design.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	29
2. ESTADO DEL ARTE	33
3. ÍNDICES DE CLASIFICACIÓN DE TURBINAS	41
3.1. Parámetros N_s y N_q	41
3.2. Clasificación de turbinas según parámetros N_s y N_q	42
4. CÁLCULO DEL RODETE	45
4.1. Parámetros de partida	45
4.2. Consideraciones iniciales	46
4.3. Cálculo de velocidades	47
4.4. Distribución de los álabes (paso)	49
4.5. Perfil escogido	49
4.6. Espesor de los álabes	50
4.7. Coeficiente de sustentación (C_s) y ángulo de planeo (λ)	52
4.8. Grado de reacción	53
4.9. Problemas de espesores	53
5. GIRO DEL PERFIL Y DIBUJO DEL RODETE	55
5.1. Giro de cada perfil	55
5.2. Obtención del perfil cilíndrico en cartesianas	58
5.3. Creación en SolidEdge	58
5.4. Resultados finales de diseño sobre un álabe	60
6. PRIMERA IMPRESIÓN	63
6.1. Resultado de la primera impresión	63
6.2. Soluciones para la primera impresión	64
7. SEGUNDA IMPRESIÓN	65
7.1. Resultado de la segunda impresión	65
7.2. Elección del material final	66
8. IMPRESIÓN FINAL	67
8.1. Resultado de la impresión final	67
9. ENSAYO	69
9.1. Descripción del banco de ensayos	69
9.2. Presentación de los resultados	72
9.3. Comparación con los otros rodets	88
9.4. Posibles mejoras del rodete	89
10. CONCLUSIONES	91
11. ANEXOS	93

11.1.	ANEXO A (Plano del Bulbo del Rodete)	93
11.2.	ANEXO B (Plano del Rodete)	95
11.3.	ANEXO C (Material de impresión ABS-M30)	97
11.4.	ANEXO D (Material de impresión NYLON CARBON FIBER)	101
11.5.	ANEXO E (Excel)	105
12.	BIBLIOGRAFÍA	109

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Rodete con álabes totalmente rotos tras ensayo	30
Figura 2: Rodete con álabes parcialmente rotos tras ensayo	30
Figura 3: Esquema de clasificación de la Turbina Kaplan dentro de las Máquinas de Fluido	34
Figura 4: Presa de las Tres Gargantas, río Yantsé, en la República Popular China	37
Figura 5: Curvas de rendimiento de las turbinas hidráulicas	38
Figura 6: Rodete de Kaplan	39
Figura 7: Distribuidor Fink amarillo junto a rodete Francis	39
Figura 8: Listado de tipos de turbinas en función del número específico de revoluciones	41
Figura 9: Tabla de tipos de turbinas en función de N_s y N_q	43
Figura 10: Triángulo de velocidades marcando las proyecciones horizontales	48
Figura 11: Triángulo de velocidades marcando los ángulos β	48
Figura 12: Forma del perfil Gottingen 428	50
Figura 13: Deducción gráfica del ángulo de giro de un álabe respecto a la velocidad del rodete	51
Figura 14: Representación sobre perfil Gottingen 428 de ángulos influyentes en el diseño	52
Figura 15: Perfil de partida para la implementación de características geométricas ..	55
Figura 16: Resultados de cada paso en el giro de los álabes	56
Figura 17: Perfiles del álabe a lo largo de los 5 diámetros estudiados	57
Figura 18: Vista del alzado del rodete acabado	59
Figura 19: Vista de la planta del rodete acabado	59
Figura 20: Vista global del rodete acabado	60
Figura 21: Vista global del álabe con la evolución de sus perfiles	61
Figura 22: Vista global del álabe con la evolución de sus triángulos de velocidades ..	62
Figura 23: Primera impresión horizontal del rodete en ABS-M30	63
Figura 24: Primera impresión vertical del rodete en ABS-M30	63
Figura 25: Segunda impresión del rodete en ABS-M30 y con el tornillo ya colocado ..	65
Figura 26: Rodete de la segunda impresión roto por someterlo a caudales de $35\text{m}^3/\text{h}$..	66
Figura 27: Unión de tuberías por las que se accede al rodete	69
Figura 28: Parte del banco de ensayos	70
Figura 29: Estado final del rodete montado en el banco de ensayos	71
Figura 30: Tornillo del rodete	72
Figura 31: Llave allen usada	72
Figura 32: Inmovilizador del motor	72
Figura 33: Distribución de las medidas de velocidad en el ENSAYO 1	75
Figura 34: Distribución de las medidas de caudal en el ENSAYO 1	75
Figura 35: Distribución de las medidas de presión en el ENSAYO 1	76

Figura 36: Distribución de las medidas de par en el eje en el ENSAYO 1	76
Figura 37: Distribución de las medidas de velocidad en el ENSAYO 2.....	78
Figura 38: Distribución de las medidas de caudal en el ENSAYO 2.....	78
Figura 39: Distribución de las medidas de presión en el ENSAYO 2	79
Figura 40: Distribución de las medidas de par en el eje en el ENSAYO 2	79
Figura 41: Distribución de las medidas de velocidad en el ENSAYO 3.....	81
Figura 42: Distribución de las medidas de caudal en el ENSAYO 3.....	81
Figura 43: Distribución de las medidas de presión en el ENSAYO 3	82
Figura 44: Distribución de las medidas de par en el eje en el ENSAYO 3	82
Figura 45: Valor de Q_{11} respecto a n_{11}	83
Figura 46: Valor de H respecto a n_{11}	84
Figura 47: Valor de P_{a11} respecto a n_{11}	85
Figura 48: Valor de P respecto a n_{11}	85
Figura 49: Valor de P_a respecto a n_{11}	85
Figura 50: Valor del rendimiento total respecto a n_{11}	86

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Tabla de tipos de turbinas en función de su Número específico de revoluciones	42
Tabla 2: Tabla de tipos de turbinas en función de N_s y N_q	43
Tabla 3: Tabla de consideraciones de partida para el diseño	46
Tabla 4: Calculo del C_s máximo y mínimo a partir de la cuerda	49
Tabla 5: Resultados numéricos paso a paso del proceso de cálculo de giro del álabe	51
Tabla 6: Características geométricas del álabe en los 5 diámetros	55
Tabla 7: Listado de partes del banco de ensayos.....	70
Tabla 8: Datos sobre la instalación	74
Tabla 9: Medidas del ensayo a $Q=15\text{m}^3/\text{h}$ y Fink al 50%	74
Tabla 10: Resultados del ensayo a $Q=15\text{m}^3/\text{h}$ y Fink al 50%	74
Tabla 11: Medidas del ensayo a $Q=20\text{m}^3/\text{h}$ y Fink al 50%	77
Tabla 12: Resultados del ensayo a $Q=20\text{m}^3/\text{h}$ y Fink al 50%	77
Tabla 13: Medidas del ensayo a $Q=20\text{m}^3/\text{h}$ y Fink al 100%	80
Tabla 14: Resultados del ensayo a $Q=20\text{m}^3/\text{h}$ y Fink al 100%	80
Tabla 15: Cuadro resumen sobre el comportamiento de la instalación.....	87
Tabla 16: Cuadro resumen sobre las diferencias geométricas entre rodets	89

PARÁMETROS IMPORTANTES

N_s	– Número específico de revoluciones, clasificador de turbinas
N_q	– Número característico, clasificador de turbinas
n	– Número de revoluciones de la turbina
P	– Potencia hidráulica del fluido
Q	– Caudal
H	– Altura
g	– Aceleración de la gravedad ----- (9,81m/s ²)
ρ	– Densidad del agua ----- (1000 kg/m ³)
η_v	– Rendimiento volumétrico
η_h	– Rendimiento hidráulico
η_m	– Rendimiento mecánico
C_{2u}	– Velocidad periférica del fluido a la salida del rodete
C_{1u}	– Velocidad periférica del fluido a la entrada del rodete
C_m	– Velocidad meridional del fluido
z	– Número de álabes
D_i	– Diámetro interior de la turbina
D_e	– Diámetro exterior de la turbina
π	– Número pi ----- (3,1416)
λ	– Ángulo de planeo
$L_{MÍNIMA}$	– Cuerda mínima de un álabe
$L_{MÁXIMA}$	– Cuerda máxima de un álabe
H_u	– Altura de Euler
K_e	– Factor de espesor
w_∞	– Velocidad relativa del fluido respecto al rodete de incidencia
β_∞	– Ángulo de la velocidad w_∞
r	– Radio de una sección
t	– Paso de los álabes en el rodete
L	– Cuerda del perfil
C_s	– Coeficiente de Sustentación
$y_{MÁX}$	– Espesor máximo del perfil en porcentaje respecto de la cuerda
$y_{MÁX}^1$	– Espesor máximo del perfil
δ	– Ángulo de ataque del fluido al álabe
C_R	– Coeficiente de Resistencia
σ_R	– Grado de reacción teórico
n_{11}	– Número de revoluciones con diámetro 1m y salto 1m
Q_{11}	– Caudal con diámetro 1m y salto 1m
P_a	– Potencia transmitida al eje
P_{a11}	– Potencia en el eje con diámetro 1m y salto 1m
z_e	– Cota geodésica de la brida de entrada
L_e	– Presión en la brida de entrada
M	– Par transmitido al eje

1. INTRODUCCIÓN

En este proyecto, se ofrece para comenzar una breve introducción histórica sobre las turbomáquinas y más concretamente sobre las turbinas y las posibilidades que estas aportan, se hará una visión global sobre todo el proceso de diseño de un rodete de turbina axial tipo Kaplan o Hélice. Para ello se explicarán todos los parámetros, tanto los que describen el tipo global de turbina como el grado de reacción teórico (σ_R) o el número específico de revoluciones (N_s), como los particulares de cada diseño: velocidades, tipo de perfil, número de álabes o el ángulo de estos.

Uno de los objetivos finales será una descripción resumida a modo de conclusión de cómo afectan cada uno de los parámetros individualmente y combinados a las características del final. Para conseguir una mejor explicación en este aspecto, se realizará comparando el diseño con otros dos que siguen un desarrollo paralelo, pero con diferentes condiciones de partida. Lo que clarificará las conclusiones.

Una vez se tenga listo todo el diseño a nivel numérico, se comenzará a dibujar el rodete en un software CAD. Se debe comenzar representando los valores numéricos obtenidos, implantados en un perfil mediante una hoja de cálculo, en este caso Excel. Esto facilitará la transmisión de los datos al CAD, se usará SolidEdge.

Sacando las curvas por puntos de Excel y exportándolas a SolidEdge, el programa dibuja un álabe entero. El tronco del rodete tendrá unas dimensiones medidas en los otros ya disponibles en el laboratorio y del cual se presenta sus medidas en un plano en el ANEXO A (Plano del Bulbo del Rodete). Para los otros álabes se extrapola lo dibujado en el primero mediante la operación llamada patrón.

Una vez están los cálculos implementados en un rodete dibujado en 3D, se procede a la fabricación. Ya que se trata de un proyecto de fabricación de prototipo para ver cómo responde un diseño completo desde cero de turbina Kaplan, se hará en impresión 3D. Primero unos prototipos en el material básico, ABS-M30, y si fuese posible, más adelante y para mejorar el rendimiento del rodete, en un material de calidad superior como sería en fibra de carbono reforzada con nylon.

Hay que ser conscientes desde un principio que la impresión 3D puede generar muy buenos resultados en cuanto a las especificaciones geométricas que se quieren, pero no se pueden obtener espesores muy finos o esperar que con el grosor obtenido se soporten las fuerzas que aguanta el rodete. En los rodetes suministrados por el vendedor cuando se adquirió el banco de ensayos se produjeron roturas de los álabes, bien por hinchazón de estos, lo que provocaba que rozaran con la tubería, o porque tras mucho tiempo sumergidos, disminuían su resistencia. Son algunas de las limitaciones que genera la fabricación por impresión 3D. Algunos ejemplos de rodetes rotos son los de la *Figura 1* y la *Figura 2*.

Cuando se finalice la fabricación de los 3 rodetes fabricados, el de este proyecto y los otros dos paralelos, se procederá al ensayo de estos en sus condiciones nominales o lo más parecido posible. Con esto se comparará la influencia de los parámetros en la geometría de diseño del rodete y cómo influyen en cuestiones como el rendimiento o la potencia obtenida. Para poder realizar la comparación en situaciones diferentes, se trabajará en las medidas unitarias de

turbinas para caudal (Q_{11}), potencia generada (Pa_{11}) o velocidad (n_{11}). Los ensayos se llevarán a cabo en la misma instalación (mismo banco de ensayos y posición del distribuidor Fink).

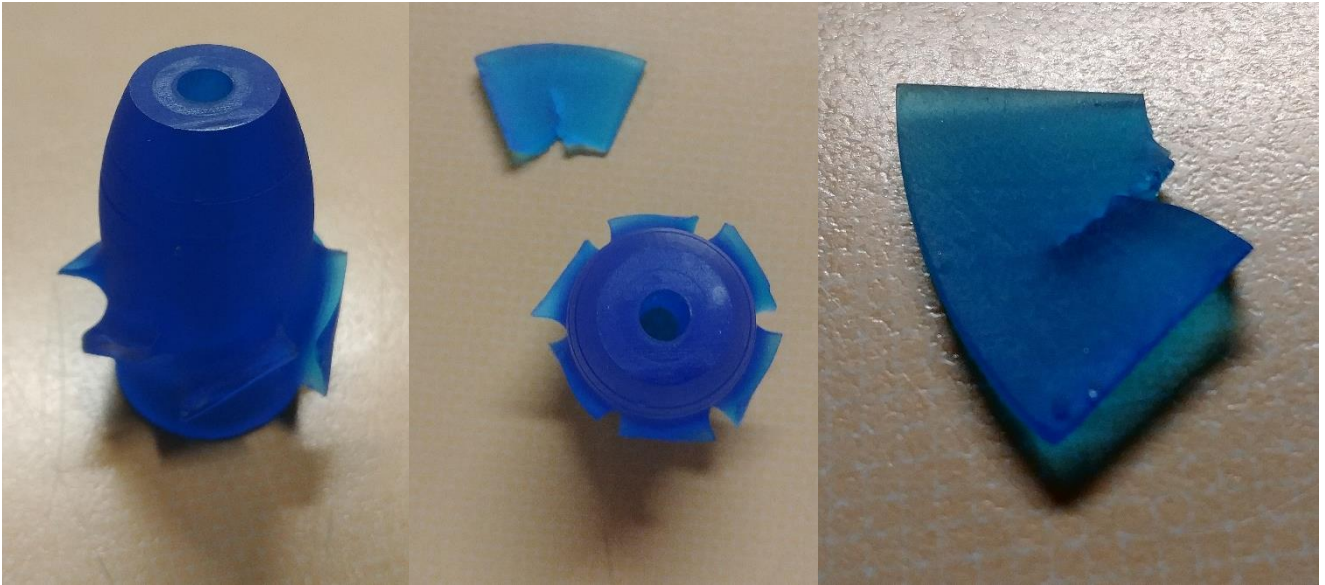


Figura 1: Rodete con álabes totalmente rotos tras ensayo. (Elaboración propia)

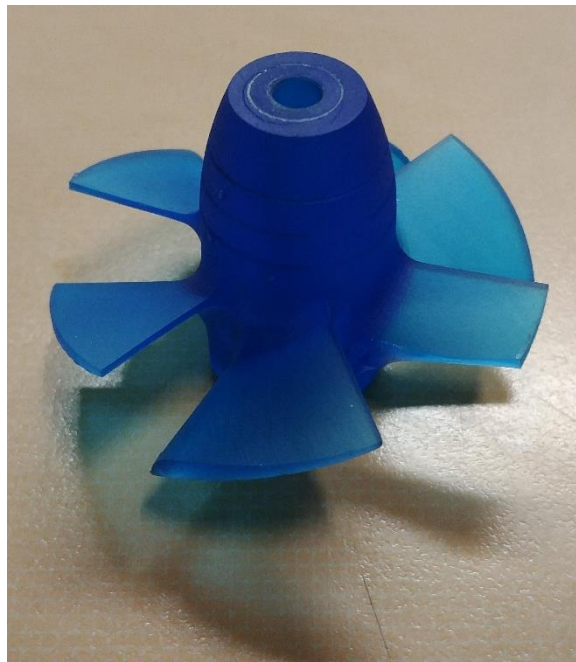


Figura 2: Rodete con álabes parcialmente rotos tras ensayo. (Elaboración propia)

Aquí probablemente se vuelvan a experimentar las limitaciones de la impresión 3D, ya que no es posible obtener lo calculado con exactitud. Pero esto no exime de poder tener unos resultados concluyentes. Se usarán las medidas en dos posiciones diferentes del distribuidor Fink (100% y 50%), es decir, en dos instalaciones diferentes, para poder cotejar resultados mejores y más variados.

Con esto se obtienen otras conclusiones además de las relacionadas con la influencia de las condiciones de partida en el diseño para explicar mejor como afectan las condiciones de partida

en el funcionamiento del rodete. Esto servirá de ayuda para comprender mejor como es el proceso de fabricación de turbinas Kaplan.

Hay mucho secretismo respecto a los métodos de diseño en el sector de turbomáquinas, ya que cada fabricante tiene el suyo propio y no desea compartirlo, puesto que en la diferencia está el éxito en un mercado muy competitivo.

También ayudarán estos conocimientos de manera aplicada. Hay una patente de un proyecto sobre una Bomba-Turbina que tiene un lugar especial en los objetivos de este trabajo y los dos paralelos similares, puesto que las conclusiones ayudaran a mejorar este diseño a la hora de encontrar el punto de trabajo óptimo.

2. ESTADO DEL ARTE

Turbinas es el nombre que se le da a las Turbomáquinas Motoras. Se las llama Motoras porque desde el punto de vista del fluido usado, es el fluido el que provoca el giro del rodetes para mover la máquina. Es decir, el fluido actúa como motor ya que la energía va del fluido a la máquina. En contraposición a ellas están las Turbomáquinas Generadoras, que mueven el elemento con un flujo de energía de la máquina al fluido mediante un movimiento rotativo. Visto que este proyecto estudia a uno de los dos grandes grupos de Turbomáquinas, se empezará con una pequeña introducción sobre ellas.

Las Turbomáquinas es uno de los dos grandes tipos de Máquinas de Fluido. Las Máquinas de Fluidos son todas aquellas en las que ocurre un intercambio energético entre un elemento mecánico y una sustancia (líquida o gaseosa que se considera como fluido). El otro gran tipo de Máquinas de Fluido que hay son las Máquinas de Desplazamiento Positivo o Máquinas Volumétricas. Las Máquinas de Desplazamiento Positivo son todas aquellas en las que el intercambio de energía sucede por la variación de volumen en una cámara. En contraposición se encuentran las Turbomáquinas.

Se considera Turbomáquinas a todas las máquinas que intercambian energía mediante un movimiento rotatorio con un fluido que pasa a través de ellas. Su propio nombre lo indica, con el prefijo latino 'turbo-' que indica giro o rotación. Al elemento que es el encargado de transmitir y variar la cantidad de movimiento del fluido con la rotación se le denomina rodetes o rotor. En estas el volumen de la máquina no varía en ningún momento. También se las denomina Máquinas Rotativas.

Como ejemplo más conocido de Máquina Volumétrica está el motor de combustión de un automóvil y como ejemplo más visual, el corazón de un ser vivo. En ambas se logra el propósito de la máquina variando el tamaño de una cámara, por contracciones en el corazón y por pistones en el motor. En las Turbomáquinas, uno de los ejemplos más conocidos es el reactor de un avión, y un ejemplo bastante clarificador es un ventilador. Algunas de las ventajas que presentan las Turbomáquinas son la ausencia de cámara reguladora de caudal o la conexión directa entre el órgano intercambiador de energía y el motor eléctrico.

Dentro de esta diferenciación en dos familias, hay otros dos tipos dentro de las Turbomáquinas. Existen las Hidráulicas y las Térmicas. Las primeras trabajan con el fluido con variaciones ínfimas de densidad, inapreciables técnicamente. Las segundas producen cambios de densidad muy notorios. De los ejemplos anteriores, el reactor de avión sería térmica, mientras que el ventilador sería hidráulico.

Como se describe en el título de este proyecto se estudiará en particular en este caso una Turbina Kaplan, que corresponde al grupo de las Turbomáquinas Hidráulicas. Como se comenta al inicio de este Estado del Arte existen dos tipos de Turbomáquinas Hidráulicas, las Generadoras y las Motoras. Las Generadoras son las que incluyen las Bombas o Ventiladores, dan energía al fluido de trabajo. Las Motoras son las que contienen a las Turbinas y por tanto las que se estudiarán. Dentro de la clasificación de Turbinas, también hay dos tipos, las Turbinas de Acción y las Turbinas de Reacción, cada una con unas características particulares para unos usos determinados. Esta clasificación se basa en cómo se produce el intercambio de energía. Las de Acción, lo realizan de forma dinámica, mediante cambios en la velocidad, por otro lado, las de Reacción lo hacen también de forma estática, es decir, con la variación de presiones. Las

principales Turbinas de Acción son las Pelton, Turgo o Banki. Las Turbinas de Reacción más comunes son: Francis, Dériaz, Hélice o Kaplan (igual que la turbina hélice, pero con álabes orientables).

Una vez visto todo esto, se pueden clasificar a las Turbinas Kaplan como Turbomáquinas Hidráulicas de tipo Turbina de Reacción. Esta clasificación condensada es mostrada en el esquema de la *Figura 3*.

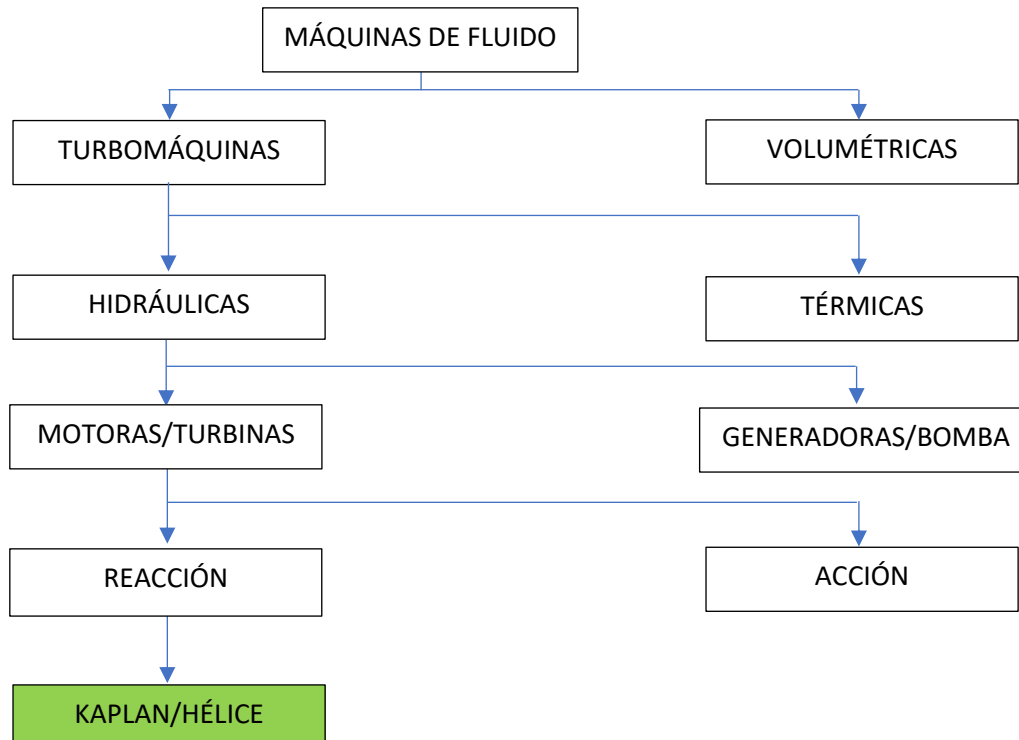


Figura 3: Esquema de clasificación de la Turbina Kaplan dentro de las Máquinas de Fluido. (Elaboración propia)

Sabiendo ya las diferentes agrupaciones de las Máquinas de Fluido y donde se encuentran las Turbinas Kaplan dentro de ellas, conviene conocer el origen de las Turbomáquinas Motoras. Los motores hidráulicos son los considerados como los principales precursores de las turbinas hidráulicas. Su nacimiento fue mucho antes de Cristo, y consistía en una rueda de madera, conectada a una piedra de molino mediante un mecanismo llamado *saqia* (similar a unos engranajes de madera). La fuerza la hacía la corriente de agua que movía la rueda de madera y esta al resto del mecanismo. Hasta ese momento se habían usado norias con el fin de elevar agua por encima del nivel del depósito para hacerla circular por canales o acueductos. Subían el agua mediante la fuerza humana o de animales como bueyes o burros, es decir, aportando energía al fluido, pero no al revés. Fue la primera vez que se comenzó a usar energía del fluido y no al contrario. Se han encontrado referencias de este invento en pensadores griegos como *Antipater de Tesalónica*. En el Imperio Romano se atribuye el invento al ingeniero *Vitruvio*. También se han encontrado en Egipto, Mesopotamia o China restos de sistemas de drenaje similares al descrito antes, o molinos de viento en la antigua Persia. Este aprovechamiento de la energía surgió sin ningún tipo de conocimiento teórico sobre las turbomáquinas o los fluidos usados, y así continuó la situación hasta casi llegados al siglo XVIII.

Antes de la revolución industrial excepcionales pensadores como Descartes o Leonardo Da Vinci trataron de encontrar descripciones físicas o matemáticas a las ruedas hidráulicas. Pero es en París a finales del siglo XVIII cuando el físico y matemático *Antoine Parent (1666-1716)* miembro de la Real Academia de Ciencias describe una relación entre la velocidad del caudal que mueve la rueda y la velocidad de giro de la misma. Asimismo, fue capaz de darse cuenta de que esta relación puede optimizarse encontrando puntos de trabajo más eficientes. Esta deducción sentó en su momento las bases del estudio de las Máquinas Rotativas Motoras.

Gracias a la aportación de *Parent*, no es mucho después cuando una de las mentes más brillantes de la historia, *Leonhard Euler (1707-1813)*, publica una memoria en la que expone su teoría de intercambio de energía en las maquinas hidráulicas de reacción. Esta teoría es conocida como la teoría fundamental de las Turbomáquinas o Ecuación de Euler para las Turbomáquinas. La teoría nació de igualar el par producido en el órgano intercambiador de energía con la variación de la cantidad de movimiento del fluido, es decir, igualando la energía que pierde el fluido a la que gana la máquina mediante el rodetes. La teoría de intercambio de energía que formuló se puede expresar mediante la siguiente Ecuación 1.

$$H_u = \frac{r_1 \cdot c_{1u}^* - r_2 \cdot c_{2u}^*}{g} \quad [m] \quad (1)$$

Este intercambio de energía viene formulado en metros y como se puede ver en la obra de *Daniel Bernouilli (1700-1782)* llamada *Hidrodinámica*, estos cambios de energía pueden ser producidos por variaciones de presión, cota geodésica o velocidad. También se debe tener en cuenta las pérdidas que se sufrirían en el rodetes ($H_{rodetes}$) y la energía intercambiada, H_u . Así, el principio de Bernouilli, que define junto a la ecuación de Euler como funciona cada tipo de turbomáquina hidráulica, expresado en metros sería el expuesto en la Ecuación 2.

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + H_{rodetes} + H_u \quad [m] \quad (2)$$

De esta manera quedaron sentadas las bases teóricas que regirían el funcionamiento de las turbomáquinas hasta la actualidad. Pero en ese momento no se habían comenzado aún a construir máquinas que basándose en estas teorías aprovecharan mejor y en más situaciones la energía de los fluidos.

Fue el ingeniero francés *Claude Burdin (1790-1873)*, quién aprovechando la publicación de Euler, acuñó el término turbina y un alumno suyo en Saint Etienne, *Benoît Fourneyron (1802-1867)* en 1827 fabricó la considerada como primera turbina de la historia. Como Fourneyron ya conocía las publicaciones de Euler y el principio de Bernouilli consiguió crear una maquina capaz de aprovechar mucho más salto de lo que permitían las ruedas hidráulicas, que no solía ser más que su diámetro. A lo largo de su vida Fourneyron viajó por diferentes partes del globo construyendo, ensayando y aprendiendo más de estas máquinas, de hecho, también se le considera el inventor del tubo de aspiración. Este tubo es un elemento que conduce el fluido desde la salida de la máquina hasta el canal de desagüe, en el cual recupera la energía cinética y la energía potencial que perdió previamente.

En este momento se comienza a ver el negocio que puede generar las turbinas de mayor salto y empiezan a aparecer nuevos fabricantes, entre ellos destacan *Feu Jonval* o *Fontaine* y ya en el siglo XX *Louis-Dominique Girard (1911-1990)*. Estas, a pesar de su enorme valor en la historia por los avances que supusieron, no tuvieron un gran recorrido en el tiempo, ya que las velocidades que alcanzaban no eran muy altas y sus rendimientos eran bajos. Pero fue en esa

época cuando comienzan a aparecer algunos de los diseños que precedieron a los actuales. En Estados Unidos se crean las Turbinas Pelton y las Turbinas Francis. Las primeras fueron diseñadas por *Lester Allan Pelton (1829-1908)* mientras trabajaba en las minas de oro de Nevada cuando se le ocurrió la idea de impulsar una rueda con cucharas mediante un chorro de agua. Fue cerca del año 1853. Las turbinas Francis, sin embargo, fueron creadas por *James Bicheno Francis (1815-1892)* en 1848. Esta última fue la turbina más eficiente hasta ese momento llegando al 90% de rendimiento. Ya en el siglo XX fueron apareciendo más tipos de turbinas que se usan actualmente, como la Turbina Banki en 1918 creada por *Donát Bánki (1859-1922)*, la Turbina Turgo en 1919 creada por la compañía Gilkes o la Turbina Dériaz en 1950.

Pero fue en 1915 cuando se fabricó la primera Turbina Kaplan, fue hecha por *Viktor Kaplan (1876-1934)*. Esta turbina axial de alabes regulables fue desde su creación una de las más eficientes de todas. Además, tiene la ventaja de servir para situaciones de mucho caudal y poco salto como, por ejemplo, las desembocaduras de los ríos, aunque sus álabes orientables la hacen apta para más situaciones.

Este breve repaso por la historia de las turbinas hidráulicas hasta la invención de las que actualmente conocemos se puede resumir en 3 grandes etapas como hace *Claudio Mataix* en su obra *Turbomáquinas Hidráulicas* ^[2], añadiendo una primera etapa inicial y una quinta etapa final.

- I. Aparición en la Edad Antigua de las ruedas hidráulicas hasta el siglo XVIII.
- II. En el siglo XVIII formulación de la ecuación de Euler y descripción teórica de su funcionamiento.
- III. En el siglo XIX creación de las primeras turbinas, pero de baja eficiencia.
- IV. En el siglo XX creación de las turbinas actuales y desarrollo y perfeccionamiento de estas.
- V. En el siglo XXI perfeccionamiento de todos los tipos de turbinas, incluyendo nuevos como las turbinas eólicas (aerogeneradores) o las turbinas submarinas.

La importancia de todos estos avances en este campo que se han dado a lo largo de la historia reside en el año 1879, cuando se inaugura la central hidroeléctrica de las Cataratas del Niágara. Llegando a obtener en el año 1881 una potencia instalada de 1470kW. Fue aquí cuando se encontró el verdadero uso de las turbinas hidráulicas, en la generación de energía eléctrica. Son importantes hasta el punto de que casi un quinto de la energía mundial es producida, única y exclusivamente por el aprovechamiento hidráulico. A esto hay que sumarle que es una producción de energía limpia, que no emite gases contaminantes.

Esta generación de energía cuenta con muchos más beneficios, como ser la producción más barata que hay hoy en día, ya que, una vez construida la presa, es gratuita salvo por el mantenimiento. Es una energía renovable, ya que solo depende del agua. La producción de energía es completamente controlada por la apertura de las compuertas de la presa, por tanto, controlada según la demanda. Como desventajas tiene la posibilidad de afectar a la fauna de un lugar, puesto que la construcción de una obra tan inmensa como es una presa inunda zonas, cambia cauces de los ríos e incluso las condiciones del agua que se almacena. También puede provocar el realojamiento de muchas poblaciones.

Un ejemplo perfecto de estas ventajas y desventajas de las centrales hidroeléctricas vienen representadas por la mayor central del mundo, la Presa de las Tres Gargantas en el río Yangtsé, en la República Popular China. Esta presa produce al año el 3% de toda la energía consumida en China, un país de 1,395 billones de habitantes. Cuando se comenzó a construir en 1995, se esperaba que generará un 10%, pero el aumento de la demanda en la sociedad de la información

actual no lo ha hecho posible. Esto da una imagen de la gran cantidad de energía de forma limpia que puede obtenerse. Como parte negativa, también podemos ver que la construcción de esta presa provocó el realojamiento de 2 millones de personas, quedaron bajo el agua 19 ciudades, 322 pueblos pequeños, formando un total de 630km^2 , para ponerlo en perspectiva, 25km^2 más que la ciudad de Madrid. Esta central está mostrada en la *Figura 4* ^[33].



Figura 4: Presa de las 3 Gargantas, río Yangtsé, en la República Popular China. [33]

Pero los 22.500MW de potencia instalados en esta central e iniciativas como el Proyecto Hidroeléctrico Palomino de la República Dominicana para ahorrar 400.000 barriles de petróleo al año, indican como la invención de la turbina eléctrica y su uso como generador de energía han sido toda una revolución en la producción energética actual y, por tanto, en la sociedad del siglo XXI. Esta producción de energía no solo es llevada a cabo por las turbinas hidráulicas, sino también por las térmicas.

La generación energética ocurre cuando el fluido, que tiene energía potencial y cinética, cae una cota geodésica perdiendo parte de su energía potencial. En esa caída se coloca una turbina que será movida por el fluido, bien porque está dentro del cauce de la caída (Francis o Kaplan) y la empuja o porque mediante un inyector (Pelton) se dispara el agua a la turbina que se mueve. De esta forma, el fluido está entregando energía a la turbina, concretamente a su rodete, cumpliendo el principio de Bernoulli. Si la turbina es tipo Francis o Kaplan (reacción), lo hará especialmente mediante intercambio de presión entre la entrada y la salida del rodete y también mediante velocidad. Si la turbina es tipo Pelton, el intercambio se hará únicamente mediante velocidad.

Con el rodete en movimiento se transmite de forma directa mediante su eje el movimiento rotatorio a un generador, que creará la energía eléctrica mediante inducción y la inyectará a la red para su posterior utilización. En el uso de las turbinas Kaplan destacan las centrales de mucho caudal y poco salto, como por ejemplo una desembocadura de un río. Permiten aprovechar al máximo saltos muy pequeños en lugares en los que no se creía poder obtener tanta energía del fluido.

Pero sin duda alguna, lo que hace diferencial a la turbina Kaplan respecto a las demás y una opción siempre muy valorada es su curva de rendimiento. En contraposición de la Turbina Hélice o la Turbina Francis que tienen una curva de rendimiento en forma de “gancho”, la Turbina Kaplan tiene una curva “plana”. Este tipo de curva lo provoca la mejor cualidad de las turbinas Kaplan, los álabes orientables, que le permiten adaptarse muy bien a las diferentes cargas que pueda tener. Gracias a ello las turbinas Kaplan pueden emplearse en centrales de baja presión

(desniveles menores de 20 metros) o en centrales de media presión (de 20 metros a 200 metros) a pesar de que las Francis son las propias de este tipo de central. Las de muy alta presión (mayores de 200 metros) son sólo aptas para turbinas Pelton y las de muy baja presión (por debajo de los 4 metros) tampoco son aptas para el uso de Kaplan. La comparación de las diferentes curvas de rendimientos que podemos encontrar son mostradas en la *Figura 5* ^[34].

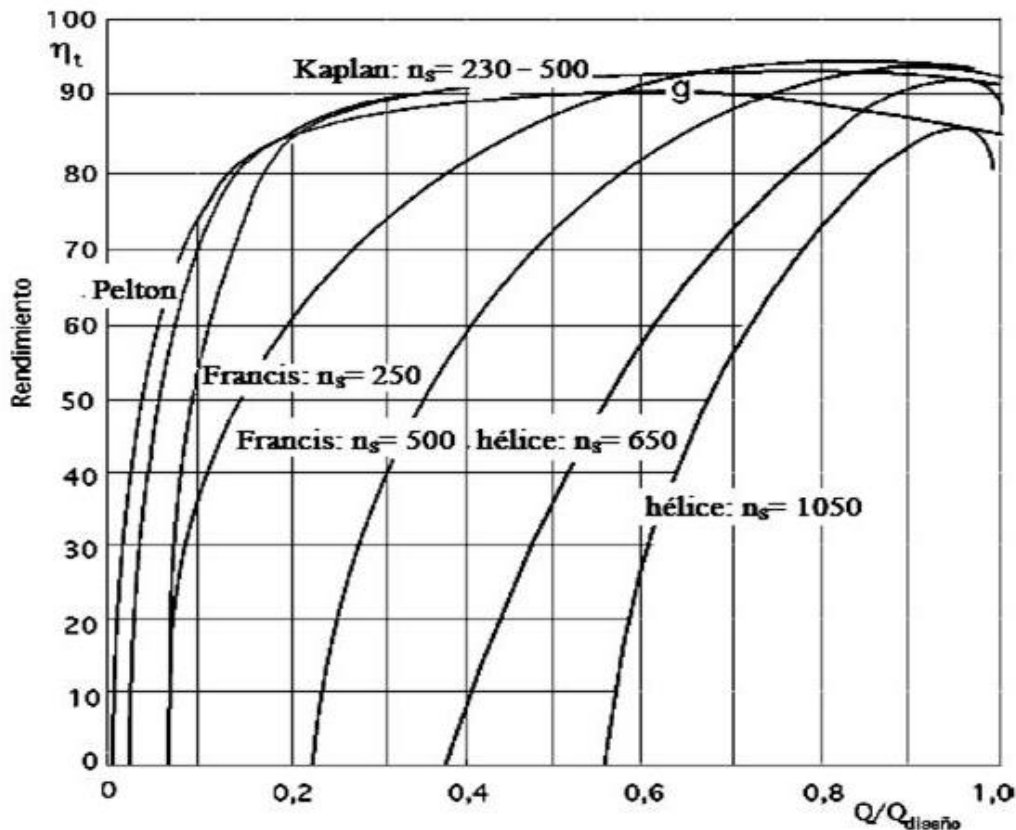


Figura 5: Curvas de rendimiento de las turbinas hidráulicas. [34]

La desventaja que presentan las turbinas Kaplan al estar en centrales de poca altura es que sufren mucho los cambios de niveles en los embalses que comunican, algo que las centrales de gran altura casi no notan.

Las turbinas Kaplan tienen una parte común a todas las turbinas. Esta parte es el bulbo o tronco del rodete. Es el elemento que está conectado al eje de la turbina en su centro. Su función es darle cuerpo y consistencia al rodete. De él salen los álabes.

Los álabes son las palas que sobresalen del tronco del rodete. Son las que sufren el empuje del fluido y están orientados de tal manera que provocan el giro del rodete alrededor del eje del bulbo y por tanto de la turbina. Como ya se ha nombrado anteriormente, en las turbinas Kaplan estos álabes son orientables para la búsqueda de un mejor ángulo de incidencia del fluido que de rendimiento máximo. En prototipos como el usado en este proyecto, fabricado mediante impresión 3D en un material como el ABS-M30, hay que recalcar que las uniones entre álabes y tronco y el grosor de los mismos deben ser lo suficientemente robustos como para poder sufrir la sustentación que le provocará el fluido. Estas partes se ven en la *Figura 6* ^[35].

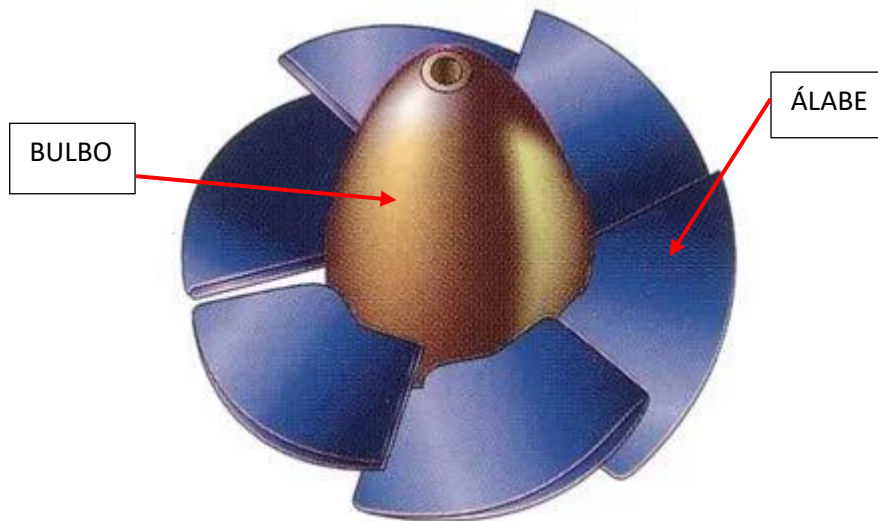


Figura 6: Rodete de Kaplan. [35]

Un complemento principal con el que suelen contar las turbinas Kaplan es el Distribuidor Fink. Este elemento consta de unas palas orientables y se encuentra antes de la entrada al rodete. Con él se puede regular la presión y el ángulo de incidencia del fluido en los álabes, ayudando también a la búsqueda del punto de óptimo rendimiento. Se ve un distribuidor Fink amarillo junto a un rodete Francis en la *Figura 7* ^[36].

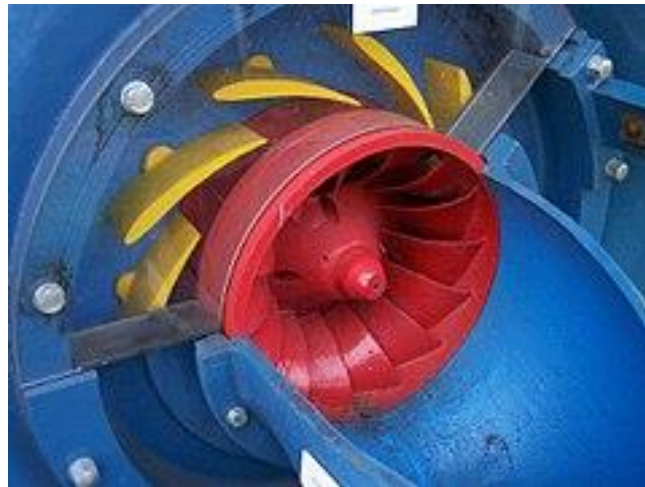


Figura 7: Distribuidor Fink amarillo junto a rodete Francis. [36]

La presencia o ausencia de este elemento provoca una diferenciación dentro de las turbinas Kaplan defendida por algunos autores.

- Turbina Kaplan: Cuenta con un rodete Kaplan de álabes orientables y un Distribuidor Fink.
- Turbina Semi-Kaplan: Cuenta con un rodete Kaplan de álabes orientables y un distribuidor fijo, o con un Distribuidor Fink pero un rodete Kaplan de álabes fijos (Turbina Hélice).
- Turbina Hélice: El distribuidor es fijo o ausente y los álabes del rodete son fijos.

Este proyecto se realiza con una turbina hélice y un distribuidor Fink, es decir, una semi-Kaplan, el diseño se hará como una turbina Kaplan ya que a la hora de calcular no se aprecian diferencias entre los dos tipos.

Un avance notable en el campo de las turbomáquinas y estrechamente relacionado con las turbinas Kaplan es el proyecto de una Bomba-Turbina de funcionamiento autosuficiente. La parte de turbina de dicha patente es la referida a una turbina Kaplan. El funcionamiento consiste en un rodete de turbina que es movido por acción del fluido y que a su vez arrastra, mediante una conexión directa el rodete de una bomba, provocando así el bombeo de agua que sería lo deseado desde el primer momento.

Esta idea, a pesar de ser tremendamente ingeniosa, tiene algunas cosas mejorables, relacionadas con cómo afectan ciertos parámetros al diseño de los álabes del rodete de la turbina. Pero muestra algunos de los posibles caminos que podría seguir la innovación en el campo de las turbomáquinas. A día de hoy la investigación en esta área está muy activa, ya que los avances en el sector de la generación de energía son imprescindibles.

Empresas nuevas como la start-up española Technoturbines están ampliando el campo de investigación y sus nuevas aplicaciones, como la introducción de la electrónica en la obtención de los puntos de trabajo más eficientes de las turbinas basándose en sistemas como el freno regenerativo o KERS de la Fórmula 1. Otros avances llamativos están referidos también a los aerogeneradores colocados a kilómetros de la costa o las turbinas submarinas para aprovechar las corrientes marinas. También ocurren importantes avances en los materiales usados para su fabricación y así aumentar la vida útil de estos elementos que sufren mucho superficialmente.

Las aplicaciones que se le pueden encontrar a unos elementos tan útiles para el aprovechamiento energético como son las turbinas aún no están del todo definidas, pero pueden provocar avances muy notorios en uno de los sectores más importante del siglo XXI, el energético.

3. ÍNDICES DE CLASIFICACIÓN DE TURBINAS

3.1. Parámetros N_s y N_q

Para poder entender bien todo el proceso de diseño por el que se pasa a la hora de diseñar un rodete para turbina Kaplan, es necesario conocer primero sobre las turbinas Kaplan y de cómo afectan las condiciones iniciales en el diseño.

Como ya se ha comentado, las turbinas Kaplan son unas de las máquinas rotativas hidráulicas generadoras más eficientes, por ello son muy comunes en centrales para la generación de energía eléctrica. Destacan por los grandes rendimientos que son capaces de tener con alturas muy pequeñas y caudales muy grandes. Pero la principal característica de estas máquinas son sus álabes orientables. Esto permite buscar los mejores ángulos de ataque del fluido dependiendo de los parámetros de la instalación. Por esto, el rendimiento de una Kaplan es una curva aplanada en valores altos. También existe la variedad de Kaplan en la que sus álabes son fijos. Cuando carecen de estos sistemas de giro individual en cada álabe se llaman Hélices.

El rotor desarrollado en este proyecto será una Hélice, ya que simplifica infinitamente la fabricación y se está diseñando para unas condiciones determinadas. Esto no afectará a las conclusiones del proyecto, ya que estas están basadas en la dependencia de los resultados en función del número específico de revoluciones y el número de álabes, es decir, unas condiciones de diseño específicas.

A pesar de que las condiciones de la instalación del laboratorio no se ajustan con las que deberían ser para una turbina Kaplan o Hélice es importante conocer los criterios que han de tenerse en cuenta para una correcta elección de un tipo de turbina. Esta elección se hace usando el valor del número específico de revoluciones o N_s . Los diferentes tipos de turbinas que encontramos vienen expuestos en la *Figura 8* ^[22] y en la *Tabla 1*.

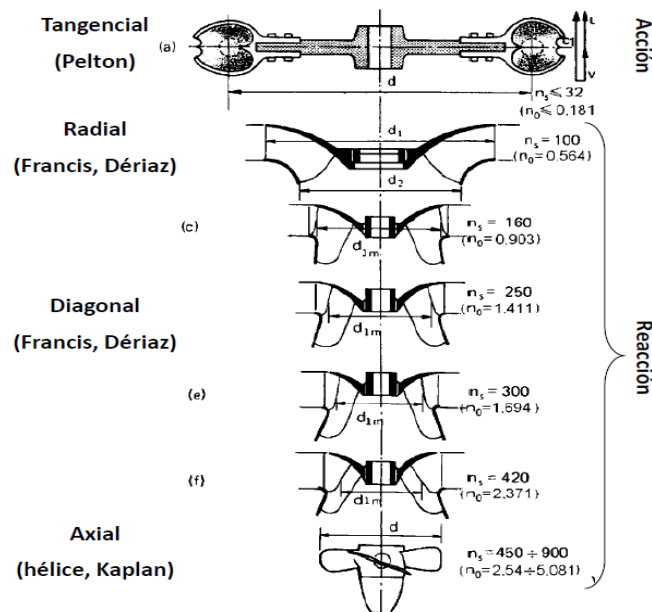


Figura 8: Listado de tipos de turbinas en función de su número específico de revoluciones. [22]

TIPO DE TURBINA	N _s
Pelton (tangencial)	≤ 32
Francis – Dériaz (radial)	32 – 160
Francis – Dériaz (diagonal)	160 – 450
Kaplan - Hélice (axial)	450 – 900

Tabla 1: Tabla de tipos de turbinas en función de su número específico de revoluciones. (Elaboración propia)

Como se ve, estas dos clasificaciones siguen el mismo patrón respecto al número específico de revoluciones (N_s). Con las condiciones de nuestra instalación podremos calcular el N_s requerido. Partiremos de la suposición de una instalación de 11m de altura neta y 30m³/h de caudal (Datos propios del ensayo en el banco usado, proporcionados por el vendedor). El rodete debido a su pequeño tamaño y a que corresponde a una Kaplan-Hélice girará a 2000 rpm.

3.2. Clasificación de turbinas según parámetros N_s y N_q

Como se explicó en el Estado del Arte, los tipos de turbinas se agrupan en dos grandes familias principales: Turbinas de Acción y Reacción. Cada grupo tiene unas características propias que según sube el N_s van cambiando hacia las del otro grupo. Por ello, es importante para entender dichas particularidades analizar el cálculo numérico del N_s. La Ecuación 3 es la que da dicho valor.

$$N_s = \frac{n \cdot \sqrt{Pa}}{H^{\frac{5}{4}}} \left[\frac{rpm \cdot CV^{\frac{1}{2}}}{m^{\frac{5}{4}}} \right] \quad (3)$$

Es necesario conocer de donde obtenemos el valor de potencia (dado en Caballos de Vapor en este caso). La potencia responde a la siguiente ecuación en Watios (Ecuación 4). Si multiplicamos la fórmula por 1,36·10⁻³ obtendremos el valor en Caballos de Vapor.

$$Pa = Q \cdot H \cdot g \cdot \rho \cdot \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad \left[\frac{m^3}{s} \cdot m \cdot \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{m}{s^2} \right] = [W] \quad (4)$$

Esto es útil para ver como la potencia depende del caudal (Q) y de la altura (H), ambos parámetros de nuestra instalación. Por otro lado, la fórmula de N_s depende también de la altura de forma directa y mediante la potencia, depende de forma indirecta del caudal y otra vez de la altura. Operando para ver cómo afecta la instalación a nuestro tipo de turbina y por tanto a sus características obtendremos la Ecuación 5. Esta ecuación da igual operarla en Watios o CV, ya que simplemente es para ver el grado de influencia de cada parámetro.

$$N_s = \frac{n \cdot \sqrt{Q \cdot H \cdot g \cdot \rho \cdot \eta_v \cdot \eta_h}}{H^{\frac{5}{4}}} \rightarrow N_s = \frac{n \cdot Q^{\frac{1}{2}} \cdot \sqrt{g \cdot \rho \cdot \eta_v \cdot \eta_h}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (5)$$

Al aumentar el caudal o el número de revoluciones aumenta el número específico. Por el contrario, al subir la altura neta, el número específico disminuye. Viendo los valores de N_s presentados anteriormente como típicos de cada tipo de turbina, se saca la conclusión de que las turbinas Pelton, cuyo N_s es el más pequeño de todas las turbinas, presentan un bajo caudal y mucha altura. Las revoluciones por minuto del rodete tienen más que ver con el tamaño de la turbina diseñada que con el tipo de esta.

Sin embargo, para una turbina Kaplan o Hélice, cuyo N_s es el mayor de todos. Los valores serán de mucho caudal, pero poca altura. Este será el caso de estudio, además, como el rodete será pequeño, con una sección longitudinal de unos 5 centímetros, el número de revoluciones por minuto será elevado, cerca de 2000 rpm.

También existe otro índice de clasificación de turbinas según las condiciones del sistema. Este índice es el N_q , o número específico en función del caudal. Dicho número viene de una dependencia de caudal, altura y revoluciones, al igual que el número específico. Los N_q bajos corresponden a las turbinas de acción, mientras que los valores altos, corresponden a las de reacción (Kaplan o Hélice). El cálculo de dicho índice se ve reflejado en la *Ecuación 6* y su distribución según el tipo de turbina en la *Figura 9* [3]. Este índice a pesar de depender solamente de los parámetros básicos de un sistema es menos usado que el N_s .

$$N_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \left[rpm \cdot \frac{\sqrt{\frac{m^3}{s}}}{m^{\frac{3}{4}}} \right] \quad (6)$$

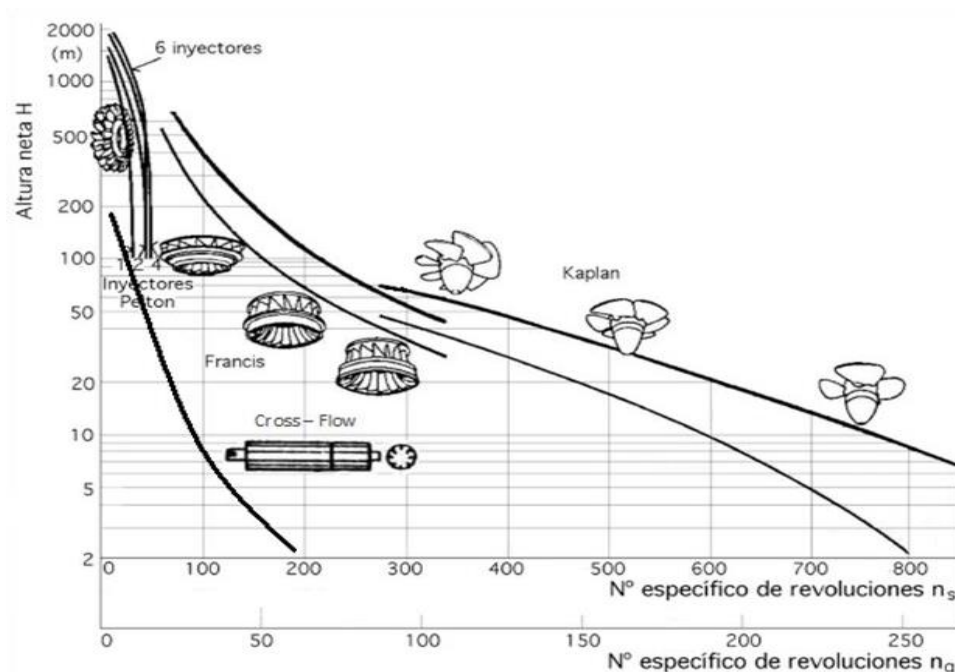


Figura 9: Tabla de tipos de turbinas en función de su número específico de revoluciones (N_s) y su número característico (N_q). [3]

La relación de estos dos parámetros viene definida por la *Tabla 2*.

$2 < N_s < 30$	Pelton de una boquilla	$0,6 < N_q < 9$
$30 < N_s < 60$	Pelton de varias boquillas	$9 < N_q < 18$
$60 < N_s < 200$	Francis lenta	$18 < N_q < 60$
$N_s = 200$	Francis normal	$N_q = 60$
$200 < N_s < 450$	Francis rápida	$60 < N_q < 140$
$450 < N_s < 500$	Kaplan lenta o Hélice	$140 < N_q < 152$
$500 < N_s < 1350$	Kaplan rápida o Hélice	$152 < N_q < 400$

Tabla 2: Tabla de tipos de turbinas en función de su número específico de revoluciones (N_s) y su número característico (N_q). 2 (Elaboración propia)

Estos índices son los que rigen la clasificación de turbinas de Acción y de Reacción. Además, hay una característica más que diferencia las máquinas de Acción o de Reacción. En las primeras de ellas, no se produce cambio de presión entre la entrada y la salida del rodete, como en las turbinas Pelton. Sin embargo, en las Kaplan, que son las que se tratan en este proyecto, se producen grandes cambios de presión entre la entrada y la salida. Por esto, hay que tener cuidado ya que las Turbinas Kaplan son las que más peligro de cavitación sufren.

Las turbinas también se dividen siguiendo la forma del rodete. Los hay axiales, diagonales y radiales. Esta forma afecta en la dirección del flujo. Los radiales, mueven el fluido en dirección perpendicular al eje de giro y los axiales en dirección paralela al eje de rotación. Por último, encontramos los diagonales, que son una superposición de ambos, el flujo va en dirección diagonal respecto al eje de giro. En este proyecto se estudiará y diseñará un rodete de turbina Kaplan, estos rodetes son del tipo axial.

Según el valor del número específico de revoluciones, se pueden diferenciar diferentes tipos de turbinas Pelton, Francis o Kaplan. Cuantos más inyectores (boquillas) tenga una turbina Pelton, más caudal se aportará y por tanto mayor N_s tendrá. En las turbinas de reacción como las Francis o las Kaplan la clasificación se hace entre rápidas o lentas. Cuando el N_s es bajo dentro del rango propio de ese tipo, se dice que son turbinas lentas, si por el contrario es alto, son turbinas rápidas. En este trabajo se estudiará una turbina Kaplan Lenta, por tanto, tendrá un N_s comprendido entre 450 y 500.

4. CÁLCULO DEL RODETE

4.1. Parámetros de partida

El rodete diseñado se ensayará en el banco de ensayos de turbinas Kaplan del laboratorio de fluidos de la Universidad Pontificia Comillas. Las condiciones que se tomaron como iniciales hasta que se hallaron los problemas que había fueron las aportadas por el vendedor:

$$\begin{cases} n = 2000 \text{ rpm} \\ H = 11 \text{ m} \\ Q = 30 \text{ m}^3/\text{h} \end{cases}$$

Una vez se parte de estas condiciones se observa que son de caudal grande y altura muy grande en referencia a lo normal en turbinas Kaplan de este tamaño. Realizando los cálculos de N_s pertinentes, vemos lo expresado en la *Ecuación 7*. Los rendimientos considerados serán:

$$\eta_h = 1 \quad \eta_m = 0,64 \quad \eta_v = 0,96 \quad \eta_{total} = 0,6144$$

$$N_s = \frac{2000 \cdot \frac{30}{3600}^{\frac{1}{2}} \cdot \sqrt{g \cdot \rho \cdot 0,6144}}{11^{\frac{3}{4}}} = 74,209 \text{ usando } kW \rightarrow N_s = 86,542 \text{ usando } C.V. \quad (7)$$

Estos valores son más propios de una turbina Francis lenta, muy alejados de las Kaplan. A pesar de ser un banco de ensayos por defecto para turbinas Kaplan, las condiciones ofertadas distan mucho de las prometidas, especialmente en lo referido a altura. Por tanto, es un banco no óptimo para el ensayo de un rodete de este tipo. A raíz de aquí y paralelamente con el proyecto, se estudiará si es posible cambiar la bomba del banco de ensayos para adaptarla a lo deseado.

Por ello se deben ajustar los valores iniciales. Los 11 metros tomados anteriormente son estimaciones muy grandes para el tamaño del rodete. Por ello hay que bajar mucho la altura a valores más coherentes y mantener el caudal alto. Las nuevas condiciones probadas serán:

$$\begin{cases} n = 900 \text{ rpm} \\ H = 0,2 \text{ m} \\ Q = 20 \text{ m}^3/\text{h} \end{cases}$$

Esta nueva terna de parámetros presenta como problemas las bajas revoluciones, ya que en rodets tan pequeños deben rondar más o menos los 2000 rpm. El N_s con estos datos es el reflejado en la *Ecuación 8*:

$$N_s = \frac{900 \cdot \frac{20}{3600}^{\frac{1}{2}} \cdot \sqrt{g \cdot \rho \cdot 0,6144}}{0,2^{\frac{3}{4}}} = 550,673 \text{ usando } kW \rightarrow N_s = 642,19 \text{ usando } C.V. \quad (8)$$

A pesar de ser valores propios de Kaplan se quieren unos valores con velocidad mayor y más cercanos a las Kaplan lentas. Ya que sube la velocidad el N_s sube. Además, se aumentará la altura y se disminuirá el caudal. De esta forma los valores de partida serán más uniformes.

Uno de los objetivos de este proyecto, es el estudio de influencia del número de álabes y el N_s en un rodete axial de Kaplan. Por ello, el número específico de los diferentes proyectos relacionados debe distar lo suficiente como para sacar conclusiones clarificadoras. En este caso, se usará un N_s en el rango de Kaplan Lenta. La terna final de datos usada será:

$$\begin{cases} n = 2000 \text{ rpm} \\ H = 0,7 \text{ m} \\ Q = 15 \text{ m}^3/\text{h} \end{cases}$$

Con estos se obtiene un valor específico de revoluciones calculado en la *Ecuación 9*:

$$N_s = \frac{2000 \cdot \frac{15}{3600}^{\frac{1}{2}} \cdot \sqrt{g \cdot \rho \cdot 0,6144}}{0,7^{\frac{3}{4}}} = 414,153 \text{ usando } kW \rightarrow N_s = 482,98 \text{ usando } C.V. \quad (9)$$

4.2. Consideraciones iniciales

Como se dice en la Tesis de Pérez Piero ^[1], el diseño hidráulico del álabe del rodete se crea siguiendo las mismas leyes que los álabes de un avión (las alas). También se partirá de las condiciones previas al diseño presentadas junto con las condiciones iniciales del sistema en la *Tabla 3*.

DATOS		
Vueltas (n)	2000	rpm
Q	0,00417	m ³ /s
H	0,7	m
c _{2u}	0	m/s
Z	6	unidades
Di	0,0218	m
De	0,0569	m
Cm	1,9205	m/s

Tabla 3: Tabla de consideraciones de partida para el diseño. (Elaboración propia)

Como aparece en la *Tabla 3*, se parte de las condiciones del sistema de revoluciones, caudal y altura. El valor presentado como c_{2u} es la proyección horizontal de la velocidad absoluta del fluido en el punto 2, es decir, en el punto de salida del rodete, también llamada velocidad periférica. Este valor se toma nulo, es decir, $c_{2u} = 0 \text{ m/s}$. Otra consideración capital en el diseño es el número de álabes, en este caso está notado por la letra Z. El parámetro Z en este proyecto será de 6 álabes. Es importante, ya que en cómo afecta el valor de Z residirán algunas de las principales conclusiones de este trabajo. Para sacarlas se cotejará este rotor con otros con distinto N_s y misma Z y un tercero con distinta Z y distinto N_s .

Los siguientes datos que hay en la *Tabla 3* son los diámetros interior y exterior del rodete. Estos diámetros marcan la distancia del inicio y del final del rodete respecto al eje de giro. Son llamados Di y De respectivamente. Estos valores vienen de las dimensiones del tubo del banco de ensayos, por lo tanto, son ajenas al proyecto. Di valdrá 21,8mm y De 56,9mm.

Una vez tenemos estos datos, se calcula el valor c_m o velocidad meridional. Este valor no es un dato propiamente dicho, pero solo depende de condiciones iniciales y no varía entre los puntos del rodete. Por ello, se representa como un dato más. El cálculo responde a la *Ecuación 10*.

$$c_m = \frac{4 \cdot Q}{(D_e^2 - D_i^2) \cdot \pi} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (10)$$

El valor obtenido con esta fórmula y los datos presentados con anterioridad es el de la *Ecuación 11*:

$$c_m = \frac{4 \cdot 0,00417}{(0,0569^2 - 0,0218^2) \cdot \pi} = 1,9205 \text{ m/s} \quad (11)$$

Por último, aparece una limitación extra en el banco de ensayos y con la que hay que lidiar. Esta restricción viene referida a la longitud de la cuerda de los álabes, que es la mayor distancia entre dos puntos del perfil. Esta limitación es la falta de criterio a la hora de escoger un coeficiente de sustentación u otro. Por ello, y basándose en las medidas de los rodets de otros proyectos, se toma como valor límite de la cuerda 20mm. Se considera 10mm un valor razonable para la cuerda más pequeña. La notación de la cuerda del perfil está dada con la letra L.

$$\begin{cases} L_{MÍNIMA} = 0,01 \text{ m} \\ L_{MÁXIMA} = 0,02 \text{ m} \end{cases}$$

A efectos prácticos para todos los cálculos del rodet de aquí en adelante, consideraremos H_u igual a H, por lo tanto, para este diseño no tendrán cabida las consideraciones de pérdidas hidráulicas. También se impone un ángulo de planeo (λ) de 1 grado, ya que el valor será muy parecido a este y no afectará prácticamente a los cálculos. La última consideración será tomar el factor de espesor (K_e) de los álabes de valor 1.

4.3. Cálculo de velocidades

Una vez presentadas estas consideraciones y condiciones de partida, comenzará el largo tramo de cálculos de todos los parámetros de los álabes para poder definirlo en su totalidad. Para ser capaces de calcular el álabe totalmente, se dividirá en 5 alturas y se realizarán los cálculos para cada una. Cada altura estará a la misma distancia de sus colindantes. Primero hay que definir los triángulos de velocidades en los álabes. Para realizar estos cálculos tomamos la velocidad de giro del álabe en cada distancia x estudiada. Esto estará en la *Ecuación 12*:

$$u_x = \frac{\pi \cdot D_x \cdot n}{60} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (12)$$

Para completar el cálculo del triángulo de velocidades, debemos hallar el valor c_{1u} . Este cálculo se realiza siguiendo la *Ecuación 13*, que es la simplificación de la Ecuación de Euler para turbinas hidráulicas axiales:

$$H_u = H = \frac{u_x \cdot c_{1ux}}{g} \rightarrow c_{1ux} = \frac{H \cdot g}{u_x} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (13)$$

También juega un valor importante la velocidad relativa entre el fluido y el rodet, llamada w . Como existen dos valores diferentes de w según se mida en 1 (entrada) o en 2 (salida), se coge un único valor pero que tenga en cuenta ambos. Por ello, se representa la media en la *Ecuación 14*. Este problema no está en c_{1u} , ya que c_{2u} es 0 y por tanto un valor irrelevante. Esta será la velocidad de incidencia del fluido en el álabe visto desde el rodet.

$$w_{\infty x} = \sqrt{c_m^2 + \left(u_x - \frac{c_{1ux}}{2}\right)^2} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (14)$$

Como todas las velocidades representadas en el triángulo, tiene un ángulo asociado, en este caso se notará como β_∞ . La fórmula con la que hallar este ángulo se obtiene de forma trigonométrica. Hay que tener en cuenta que $c_{2u} = 0 \text{ m/s}$ y por lo tanto los cálculos se simplifican. Finalmente será la *Ecuación 15*:

$$\beta_{\infty x} = \arctan\left(\frac{c_m}{u_x - \frac{c_{1u}x}{2}}\right) \quad [^\circ] \quad (15)$$

Las ecuaciones presentadas anteriormente, tanto la *Ecuación 14* como la *Ecuación 15*, se deducen de trigonometría en los triángulos de velocidades como los siguientes de la *Figura 10* y la *Figura 11*. Para comprenderlo hay que tener en cuenta que la velocidad meridional (c_m) se considera siempre constante en las turbinas axiales. Al ser una máquina axial, la velocidad del rodete en la entra y la salida (u_1 y u_2) son iguales en una misma sección del álabe. Las velocidades infinito, son las consideradas como las de ataque del fluido al álabe.

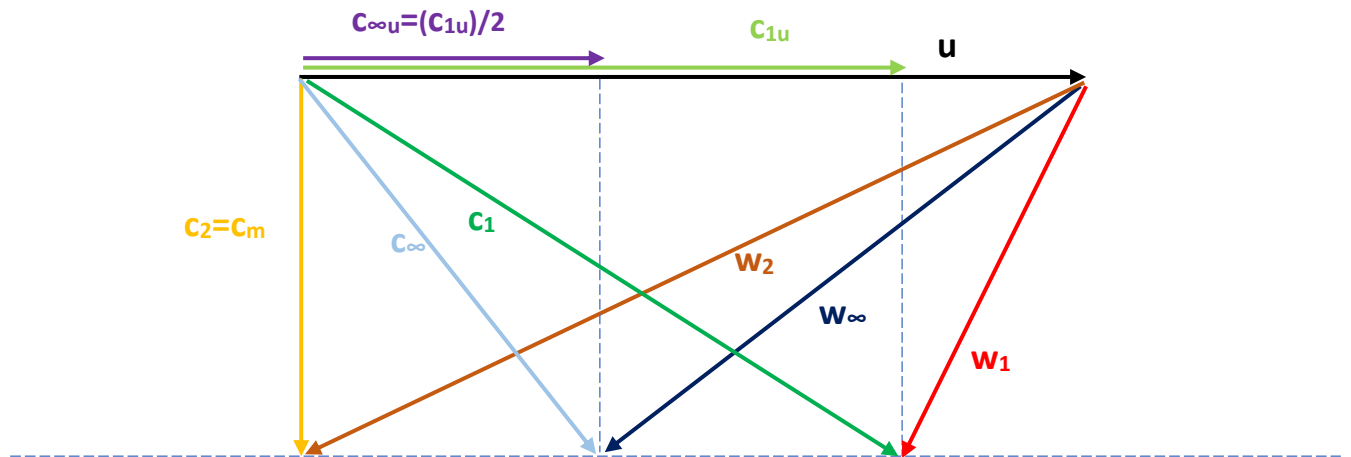


Figura 10: Triángulo de velocidades marcando las proyecciones horizontales. (Elaboración propia)

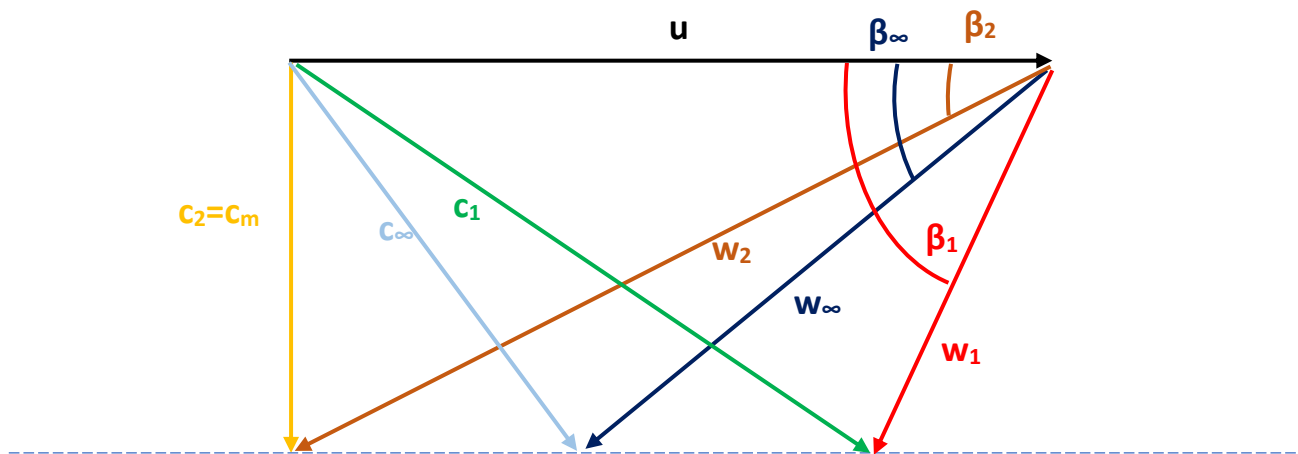


Figura 11: Triángulo de velocidades marcando los ángulos β . (Elaboración propia)

4.4. Distribución de los álabes (paso)

Una vez están hechos los cálculos de los triángulos, se pasa a la geometría del rodete. El siguiente cálculo que se necesita es el paso entre álabes (t). Este paso es la distancia entre puntos homólogos de los álabes sobre el rodete. Por lo tanto, depende de la longitud de la circunferencia del bulbo y del número de álabes del rodete. Es mostrado en la *Ecuación 16*.

$$t_x = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_x}{Z} \quad [m] \quad (16)$$

A continuación, se obtiene el valor adimensional formado por la multiplicación del Coeficiente de Sustentación (C_s) y el cociente entre el paso y la cuerda. El valor viene dado por la *Ecuación 17*. Con este valor y con la cuerda y el paso definidos se puede calcular el Coeficiente de Sustentación. Para simplificar se llamará σ a este resultado.

$$C_{sx} \cdot \frac{L_x}{t_x} = \sigma_x = \frac{2 \cdot g \cdot H \cdot c_m}{w_{\infty x}^2 \cdot u_x \cdot \sin(\beta_{\infty x} - \lambda)} \quad (17)$$

Seguidamente viene el cálculo del Coeficiente de Sustentación del álabe en los 5 diámetros estudiados. Para ello, se parte de la limitación de cuerda (L) impuesta previamente. Como se presentó, la $L_{\text{MÁXIMA}}$ es de 20mm y la $L_{\text{MÍNIMA}}$ de 10mm. La limitación de cuerda viene dada en la *Tabla 4*. También tenemos el valor del paso entre la cuerda (t/L). Ahora se tiene la información para despejar el valor C_s de la *Ecuación 17*.

INTERIOR		
L	0,01	m
t/L	1,14144533	-
Cs	3,33761448	-
EXTERIOR		
L	0,02	m
t/L	1,48963852	-
Cs	0,63181835	-

*Tabla 4: Cálculo del Coeficiente de Sustentación máximo y mínimo a partir de la cuerda.
(Elaboración propia)*

Las cuerdas de los álabes irán aumentando de forma constante desde el mínimo hasta el máximo buscado. Como se tienen en cuenta 5 diámetros de estudio y la diferencia entre la cuerda más grande y la más pequeña será de 10mm, la diferencia de cuerda entre un diámetro y sus contiguos será de 2,5mm.

4.5. Perfil escogido

Llegados a este punto, entra en juego el tipo de álabe que se escoge para el rodete. En este caso, y en el de los otros dos proyectos como este, el perfil será el llamado Gottingen 428. La elección se debe a que es un perfil estándar, de los más usados tanto en turbomáquinas como en

aeronáutica. La abreviatura oficial para llamar al perfil es GOE428. La forma del perfil será la que vemos en la *Figura 12* ^[37].

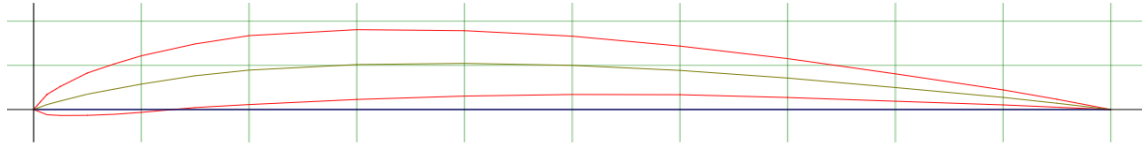


Figura 12: Forma del perfil Gottingen 428. [37]

Cada tipo de perfil aerodinámico tiene unas características determinadas. Estas características determinan la geometría del perfil. Estos datos son los siguientes:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Espesor máximo del 7,9\% de la cuerda en el 30\% de la cuerda del álab} \\ \text{Curvatura máxima del 5,2\% y en el 40\% de la cuerda del álab} \end{array} \right.$$

4.6. Espesor de los álabes

En este proyecto el valor que se elegirá como espesor máximo será el 7,9% de la cuerda. De esta manera se tendrán ángulos de giro del álab siempre por debajo de 90° y los otros parámetros como el espesor o la sustentación serán positivos. Así queda palpable la gran importancia que tiene el espesor máximo respecto a la cuerda escogido. Este parámetro se llama $y_{MÁX}$.

Una vez tomada esta decisión, se calcula el número $y_{MÁX}^1$, que vendrá del espesor máximo respecto a la cuerda, la propia cuerda, el factor de espesor (K_e) y el coeficiente de sustentación. Este valor $y_{MÁX}^1$ es el que se usa para calcular los ángulos de giro de los álabes en cada diámetro estudiado ya que es el espesor que tendrá el álab en el 30% de la cuerda. El valor $y_{MÁX}^1$ es el espesor máximo que tendrá el perfil para la cuerda escogida. Esto aparece en la *Ecuación 18*.

$$y_{MÁXx}^1 = y_{MÁX} \cdot C_{sx} \cdot K_e \cdot L_x \quad [m] \quad (18)$$

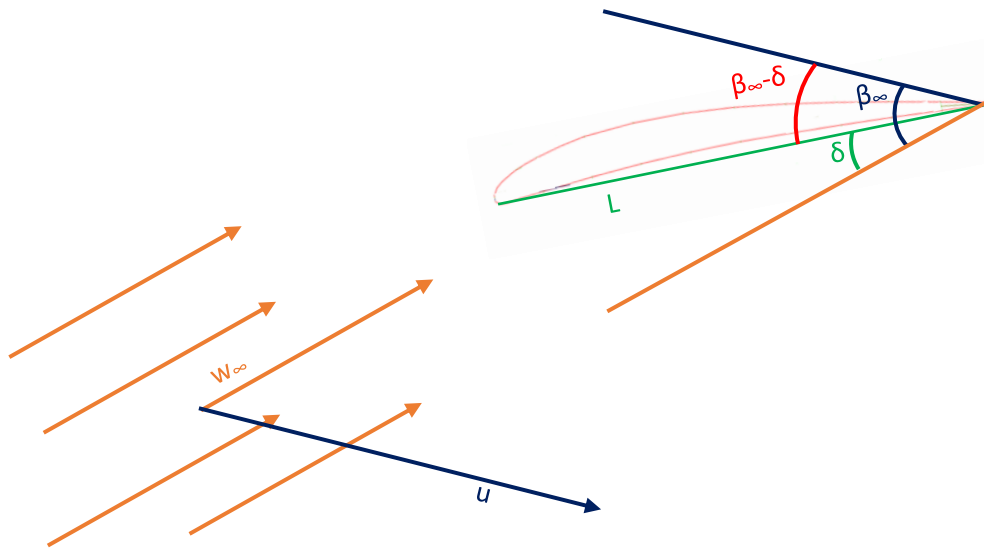
Finalmente se obtiene el ángulo delta (δ) o ángulo de ataque. Es el ángulo formado por la velocidad de ataque del fluido w_∞ respecto a la dirección de la cuerda del álab. Se puede entender como el ángulo de giro del álab obtenido por las condiciones geométrica del mismo. Se calcula en la *Ecuación 19*.

$$\delta_x = \frac{C_{sx} - \left(4,8 \cdot \frac{y_{MÁXx}^1}{L_x} \right)}{0,092} \quad [^\circ] \quad (19)$$

Tras todo este largo proceso de cálculos, finalmente se tiene lo necesario para realizar el último de ellos y hallar el ángulo de giro de los álabes. El ángulo β_∞ es el formado por la velocidad de ataque del fluido w_∞ y la velocidad de giro del rodete u . Se llega a él a través de cálculos usando las condiciones hidráulicas de nuestro sistema. Por otro lado, está el ángulo δ que es el correspondiente entre w_∞ y la cuerda del álab.

La referencia de ángulos siempre será u , la velocidad de giro del rodete, y el objetivo será hallar el ángulo de la cuerda (la que determina el giro del álab) respecto a esta u . Como el ángulo δ y

el ángulo β_{∞} están en sentidos diferentes, el resultado será la resta de ambos. Esta deducción se comprende mejor observando el esquema presentado en la *Figura 13*.



*Figura 13: Deducción gráfica del ángulo de giro de un álabe respecto a la velocidad del rodete.
(Elaboración propia)*

Una vez se ha explicado detalladamente todo el proceso de cálculo del ángulo de giro de los álabes, se presenta la *Tabla 5*. En esta tabla están todos los resultados numéricos de este proceso de cálculo, desde los diámetros que se estudiarán hasta el giro que tendrá nuestro álabe en dichos diámetros.

CÁLCULOS INVERSOS FIJANDO L							
		Di	Da	Dm	Db	De	Ecuación
Diámetros	m	0,0218	0,0306	0,0394	0,0481	0,0569	DATO
Radios	m	0,0109	0,0153	0,0197	0,0241	0,0285	DATO
u	m/s	2,2829	3,2018	4,1207	5,0396	5,9586	12
c_{1u}	m/s	3,008	2,1447	1,6665	1,3626	1,1525	13
w_{∞}	m/s	2,0724	2,8676	3,8074	4,7627	5,7147	14
β_{∞}	°	67,9247	42,0468	30,2929	23,7808	19,6373	15
λ	°	1	1	1	1	1	DATO
t	m	0,0114	0,016	0,0206	0,0252	0,0298	16
$C_s \cdot (L/t)$	-	2,924	1,5256	0,9025	0,5959	0,4241	17
$C_s \cdot L$	m	0,0334	0,0244	0,0186	0,015	0,0126	-
C_s	-	3,3376	1,9539	1,2396	0,858	0,6318	TABLA 4
L	m	0,01	0,0125	0,015	0,0175	0,02	DATO
t/L	-	1,1414	1,2807	1,3736	1,4399	1,4896	TABLA 4
K_e	-	1	1	1	1	1	DATO
y_{MAX}	-	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	DATO
y_{MAX}^1	m	0,0026	0,0019	0,0015	0,0012	0,0010	18
y_{MAX}^1/L	-	0,2637	0,1544	0,0979	0,0678	0,0499	-
δ	°	22,5216	13,1845	8,3648	5,7897	4,2634	19
$\beta_{\infty} - \delta$	°	45,4030	28,8624	21,9281	17,9911	15,3739	-

*Tabla 5: Resultados numéricos paso a paso del proceso del cálculo de giro del álabe.
(Elaboración propia)*

4.7. Coeficiente de sustentación (C_s) y ángulo de planeo (λ)

Quedaría por aclarar el concepto de Coeficiente de Sustentación (C_s) y de Resistencia (C_R). El primero de ellos, C_s , será el que determine la fuerza en dirección perpendicular al fluido en el perfil y sentido ascendente que experimente el álabe. Por otro lado, el Coeficiente de Resistencia, C_R , será la fuerza en dirección y sentido coincidente con el fluido que sufrirá el álabe, trata de frenar al rodete (rozamiento entre el fluido y el álabe). Estos parámetros son básicos en la fabricación de turbomáquinas. A pesar de ello, los valores son tan pequeños que no afectarán en gran medida en los cálculos. Cabe destacar la grandísima importancia de estos coeficientes en campos como la aerodinámica. El coeficiente de sustentación es el que permite que los aviones se eleven.

Siguiendo con esta analogía de los aviones para ver mejor que estos dos coeficientes dependen principalmente de la geometría del rodete. Se puede pensar en cómo los aviones, cuando van a realizar cambios de altura, mueven los alerones. Esto equivaldría a un cambio en la geometría del álabe que forma el ala del avión. De esta forma, movemos el valor del Coeficiente de Sustentación, C_s , porque estaríamos variando L y a su vez δ . La relación entre C_s y δ es directa. Para cambiar el valor C_s , hay que variar δ .

Otro aspecto destacable de estos dos coeficientes es el ángulo complementario al formado por la composición de ambos con la línea de flujo, w_∞ . A este ángulo se le llama λ (λ), y es el ángulo que hemos asumido como 1° en los cálculos anteriores. Esta suposición significa que el valor de la sustentación es mucho mayor al de la resistencia, algo que tiene sentido en una turbomáquina de tan pequeño calibre. A la composición de los dos coeficientes se le nota como R .

A continuación, se muestran estos parámetros sobre un perfil de nuestro álabe junto a otros ángulos como δ o β_∞ en la *Figura 14*.

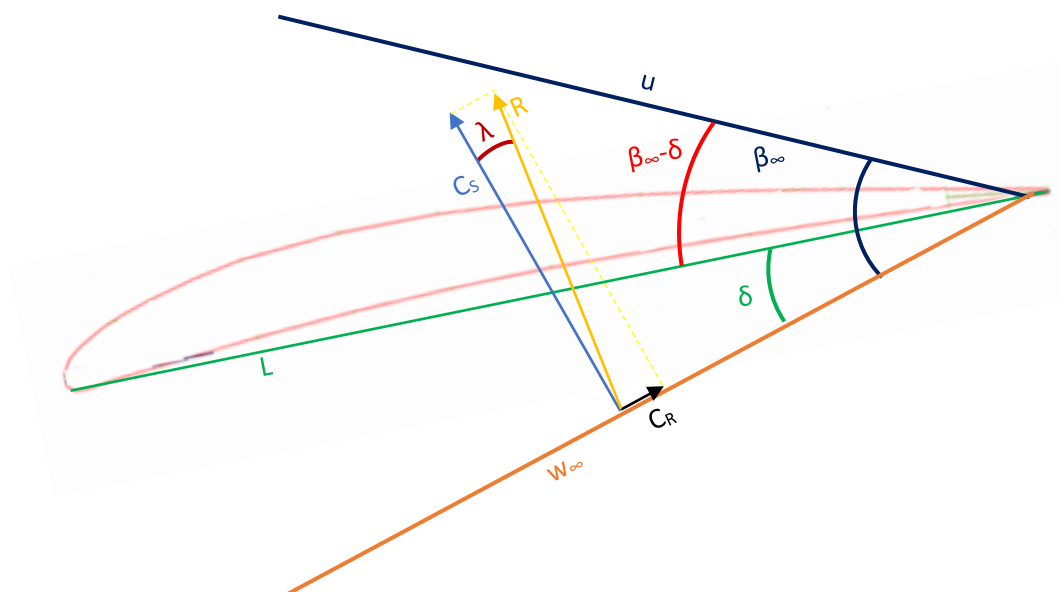


Figura 14: Representación sobre perfil Gottingen 428 de los ángulos influyentes en el diseño. (Elaboración propia)

4.8. Grado de reacción

Para conocer mejor la transferencia de energía de esta turbina se analiza el grado de reacción (σ_R). Este valor indica que porcentaje de energía transmitida del fluido al rodete lo hace de forma estática (presión). Por tanto, el resto será el porcentaje de energía transferido de forma dinámica (velocidad). Este valor en las turbinas de acción es 0, ya que no hay cambio de presión, por tanto, toda la transferencia de energía es mediante velocidad provocada por el salto de agua.

El grado de reacción de esta turbina, al ser una turbina de reacción, debe encontrarse comprendido entre valores de 0,5 y 1. El valor 1 sería en una turbina de reacción pura. Cuando el valor es 0,5 se analiza una turbina cuyos triángulos de velocidades son simétricos. Visto que este diseño tiene como premisa que $c_{2u} = 0 \text{ m/s}$, se descarta la posibilidad de que el grado de reacción sea 0,5. El ángulo β_1 es menor de 90° , todo esto delimita el grado de reacción entre 0,5 y 1.

4.9. Problemas de espesores

Durante el proceso de diseño, se obtuvieron en un primer momento espesores más grandes en los diámetros externos del rodete que en los internos y ángulos de giro negativos. Estos valores vienen porque inicialmente se partió de una terna de valores que eran:

$$\begin{cases} n = 2000 \text{ rpm} \\ H = 11 \text{ m} \\ Q = 30 \text{ m}^3/\text{h} \end{cases}$$

Como se dijo anteriormente son estimaciones de altura muy altas para una turbina Kaplan/Hélice de 40,3mm de longitud de bulbo.

Esto provocaba que en todos los casos $c_{1u}/2$ era mayor que u . Esto genera ángulos β_∞ mayores que 180° . También hacía que los valores C_s aumentarían cuanto más exteriores eran los diámetros y por tanto mayor espesor para soportar esa fuerza. La incongruencia no quedaba aquí, ya que este ángulo mayor que 180° generaba coeficientes de sustentación negativos y por tanto espesores negativos. Esto se subsanó colocando las condiciones propias de una turbina Kaplan, principalmente reduciendo la altura, dejando fija la velocidad y ajustando el caudal para obtener valores coherentes y posibles en la fabricación.

A mayor caudal menores serán los espesores del álabe porque la velocidad de incidencia del fluido será mayor y los ángulos de giro de cada perfil serán también mayores. Por tanto, los álabes pondrán menos oposición al fluido y las fuerzas sufridas, es decir, C_s , tendrá valores menores. Cuanto menor sea la fuerza, menos espesor será necesario para soportarla. Por esta razón, el caudal no se mantuvo en $30 \text{ m}^3/\text{h}$. Los espesores resultantes eran demasiado pequeños para la fabricación. Se bajó el caudal en este caso a $15 \text{ m}^3/\text{h}$.

5. GIRO DEL PERFIL Y DIBUJO DEL RODETE

5.1. Giro de cada perfil

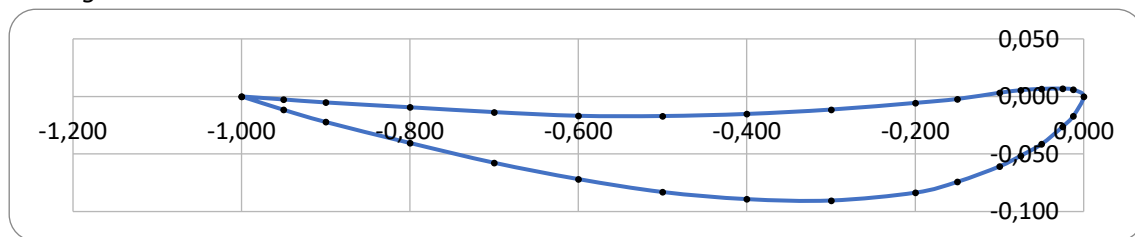
Una vez están los parámetros de los álabes correctamente definidos se implementan en un álabe para hacer el diseño 3D en SolidEdge. El proceso seguido será sacar las curvas correspondientes a cada diámetro con el giro y espesor calculados e introducirlas en el programa CAD para poder extruir el rodete.

Lo primero será hacer negativos todos los ángulos calculados anteriormente para tener los álabes orientados como necesita la turbina. También se definen en la hoja de cálculo otros parámetros geométricos como los diámetros, la cuerda o el factor de espesor, aunque siempre será 1. Estas características geométricas se presentan en la *Tabla 6*.

GOE428	di	da	dm	db	de
$\beta_e (\beta-\delta) [^\circ]$	-45,40	-28,86	-21,93	-17,99	-15,37
$\beta_e (\beta-\delta) [^\circ]$	-45,40	-28,86	-21,93	-17,99	-15,37
$\beta_e (\beta-\delta) [\text{rad}]$	0,79	0,50	0,38	0,31	0,27
d [mm]	21,80	30,58	39,35	48,13	56,90
cuerda [mm]	10,00	12,50	15,00	17,50	20,00
factor espesor [-]	1	1	1	1	1

*Tabla 6: Características geométricas del álabe en los 5 diámetros.
(Elaboración propia)*

Para ir añadiendo estos parámetros se modificarán paso a paso las características en un álabe del perfil GOE428 con cuerda unitaria, sin ángulo de giro y espesor 0,1. Las coordenadas para este perfil las tomaremos de la web AirFoil Tools ^[37]. El perfil del que se parte se puede observar en la *Figura 15*.



*Figura 15: Perfil de partida para la implementación de características geométricas.
(Elaboración propia)*

En el primero de los pasos se cambiará la cuerda y el espesor del álabe. Como la cuerda del perfil de partida va de 0 a 1, la modificaremos de forma proporcional. Multiplicando cada coordenada X por el valor de la cuerda y las coordenadas Y por el espesor y así se consigue escalar así el álabe a ese tamaño manteniendo el origen de la cuerda en 0.

Lo siguiente que se implementará son los ángulos de giro. Al igual que la cuerda y el espesor, cada diámetro tendrá uno diferente. Para hacer este giro, primero se define el centro de presiones. En los perfiles aerodinámicos el centro de presiones se encuentra en el 25% de la cuerda del perfil. Este punto será el centro de giro que se usa siempre en los perfiles.

A continuación, se genera una matriz de rotación [M.G.], esta matriz será 2x2, ya que se manejan dos coordenadas en cada diámetro. Para calcular esta matriz se hará dependiendo del ángulo $\beta_{\infty}-\delta$ según cada diámetro. Una vez se obtiene la matriz de giro, se multiplica por las coordenadas cartesianas del álabe para girarlo. La forma de la matriz de giro es:

$$\text{Matriz de Giro [M.G.]} = \begin{pmatrix} \cos(\beta_{\infty} - \delta) & -\sin(\beta_{\infty} - \delta) \\ \sin(\beta_{\infty} - \delta) & \cos(\beta_{\infty} - \delta) \end{pmatrix}$$

Pero de esta forma lo que se hace es girar respecto al punto (0,0) perteneciente al perfil. Pero se debe hacer respecto al centro de presiones. Por ello, una vez se tiene el álabe girado respecto a (0,0), se gira con la misma matriz el centro de presiones, que corresponderá al punto.

$$(L \cdot 0,25 \quad 0)$$

Este punto estará sobre la cuerda girada y girado también respecto al (0,0). Por tanto, si se quitan a las coordenadas giradas, el valor del centro de presiones girado se obtiene el perfil girado el mismo ángulo, pero respecto al centro de presiones. El proceso sería el siguiente, mostrado en la Ecuación 20.

$$\begin{pmatrix} X' \\ Y' \end{pmatrix} = [M.G.] \cdot \begin{pmatrix} X \\ Y \end{pmatrix} - [M.G.] \cdot \begin{pmatrix} -L \cdot 0,25 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (20)$$

Los resultados de todo el proceso de giro de los perfiles mostrado como ejemplo en el más pequeño de los diámetros es el siguiente, en la Figura 16.

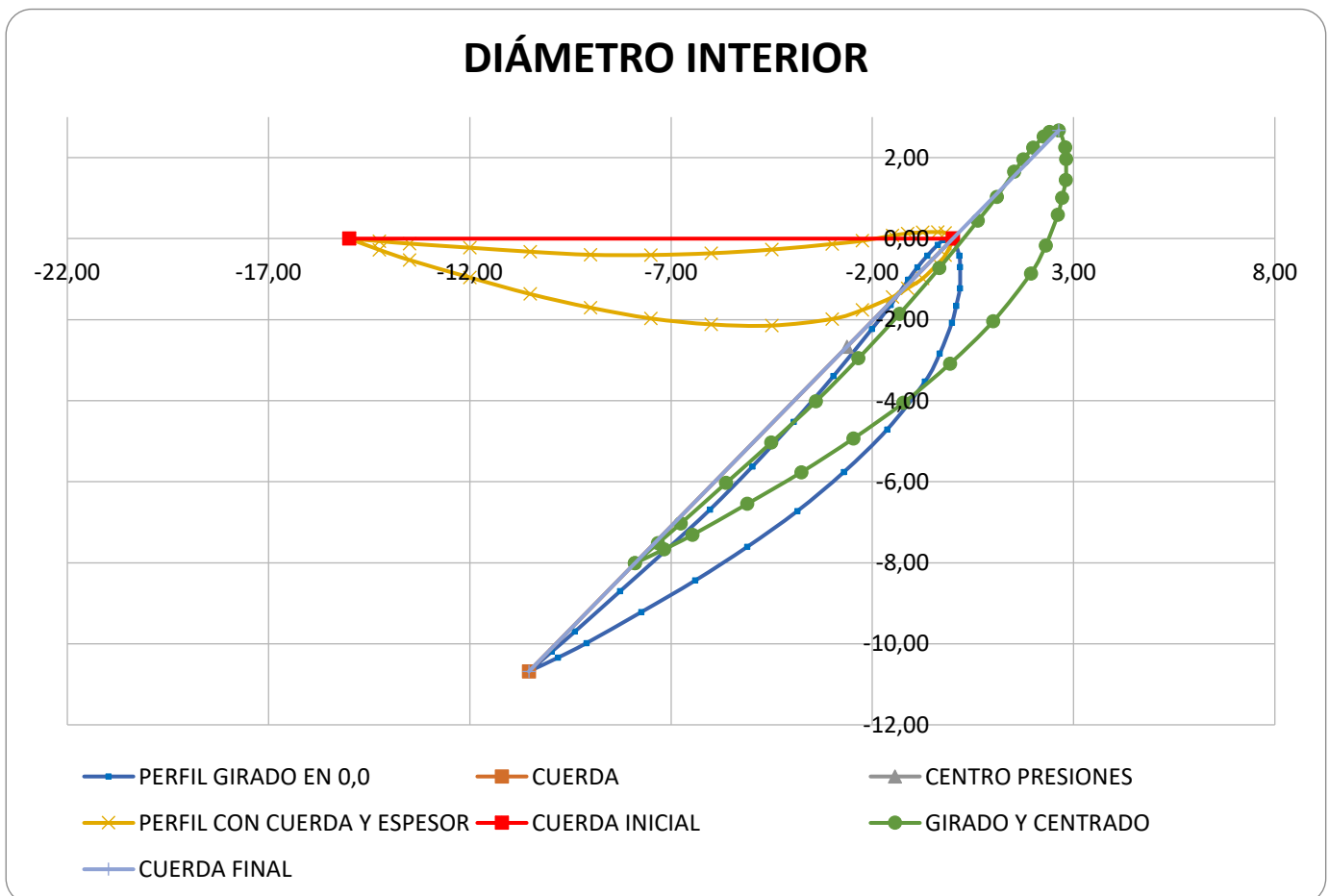
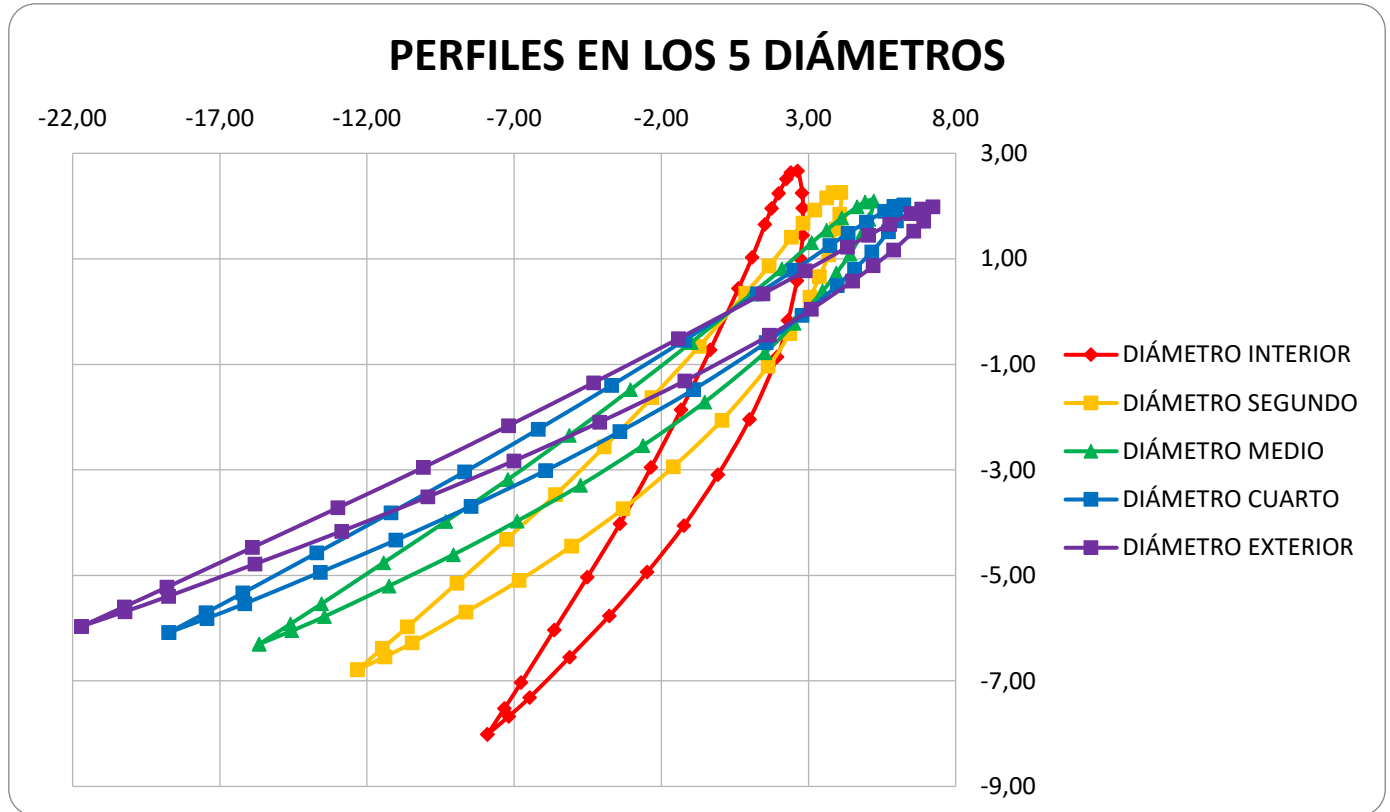


Figura 16: Resultados de cada paso de giro de los álaves. (Elaboración propia)

Finalmente, la superposición obtenida de los perfiles en los 5 diámetros será la mostrada en la *Figura 17*.



Las 5 matrices de rotación obtenidas son las siguientes:

$$[M.G.]_{Di} = \begin{pmatrix} 0,702 & -0,712 \\ 0,712 & 0,702 \end{pmatrix} \text{ con } \beta_{\infty} - \delta = 45,40^{\circ}$$

$$[M.G.]_{Da} = \begin{pmatrix} 0,876 & -0,483 \\ 0,483 & 0,876 \end{pmatrix} \text{ con } \beta_{\infty} - \delta = 28,86^{\circ}$$

$$[M.G.]_{Dm} = \begin{pmatrix} 0,928 & -0,373 \\ 0,373 & 0,928 \end{pmatrix} \text{ con } \beta_{\infty} - \delta = 21,93^{\circ}$$

$$[M.G.]_{Db} = \begin{pmatrix} 0,951 & -0,309 \\ 0,309 & 0,951 \end{pmatrix} \text{ con } \beta_{\infty} - \delta = 17,99^{\circ}$$

$$[M.G.]_{De} = \begin{pmatrix} 0,964 & -0,265 \\ 0,265 & 0,964 \end{pmatrix} \text{ con } \beta_{\infty} - \delta = 15,37^{\circ}$$

5.2. Obtención del perfil cilíndrico en cartesianas

Pero para poder representar estos perfiles en mismos diámetros, no debe estar en coordenadas cartesianas, sino en cilíndricas, para así poder amoldarse a la superficie del tronco del rodete. Por ello lo que se hace es pasar las coordenadas actuales a los ejes del cilindro del rodete. Para ello se usará la notación de coordenadas cilíndricas siguiente:

$$\begin{cases} r \equiv \text{radio del punto desde el orgien} \\ \theta \equiv \text{ángulo al que se encuentra el punto} \\ Z \equiv \text{altura del punto} \end{cases}$$

La coordenada Z será siempre coincidente en cartesianas y cilíndricas. En este caso se corresponde con la coordenada Y presentada anteriormente, que es la altura de cada punto del perfil del álabe.

El valor r deberá ser el diámetro al que se está estudiando en cada caso. El valor θ es el ángulo del punto del perfil y está directamente relacionado con la coordenada X del sistema cartesiano anterior. Para calcular los valores de la coordenada θ de cada punto se usa la *Ecuación 21*. Con esto se consigue amoldar el perfil a una forma superficie cilíndrica.

$$\theta = \frac{X'}{r} \quad (21)$$

Una vez está amoldado el perfil a una superficie cilíndrica en las coordenadas propias (cilíndricas), hay que pasar estas coordenadas a cartesianas, porque son en las que trabajan los programas de CAD. Para ello, y partiendo de la base anterior $[r, \theta, Z]$, se usa la *Ecuación 22* y la *Ecuación 23* para cambiar estas coordenadas a cartesianas. El valor Z se mantiene constante.

$$X'' = r \cdot \cos(\theta) \quad (22)$$

$$Y'' = r \cdot \sin(\theta) \quad (23)$$

De esta manera se habrá obtenido la serie de puntos de coordenadas para cada diámetro que dará el perfil del álabe girado sobre el eje de presiones y acoplado a una superficie cilíndrica. Con esto se tiene todo preparado para comenzar con el dibujo en 3D del álabe.

5.3. Creación en SolidEdge

Para extruir el rodete en el programa CAD se empieza por dibujar el tronco con las medidas mostradas en el plano del ANEXO A (Plano del Bulbo del Rodete). En dicho tronco están los agujeros necesarios que unen el rodete al banco de ensayos mediante un tornillo y una tuerca.

Lo siguiente que se dibuja será el perfil del álabe en los 5 diámetros. Esto se hace con la herramienta de SolidEdge llamada curva por puntos. El más interior de ellos debe coincidir con la superficie del tronco. Una vez tengamos los 5 se extruyen entre ellos.

Por último, se realiza un patrón para crear otros 5 álabes iguales a la misma distancia unos de otros. Así se tiene por fin el rodete creado. Una primera vista de cómo se vería el rodete en el

alzado y en la planta y su forma global se muestra en la *Figura 18*, la *Figura 19* y la *Figura 20* respectivamente.

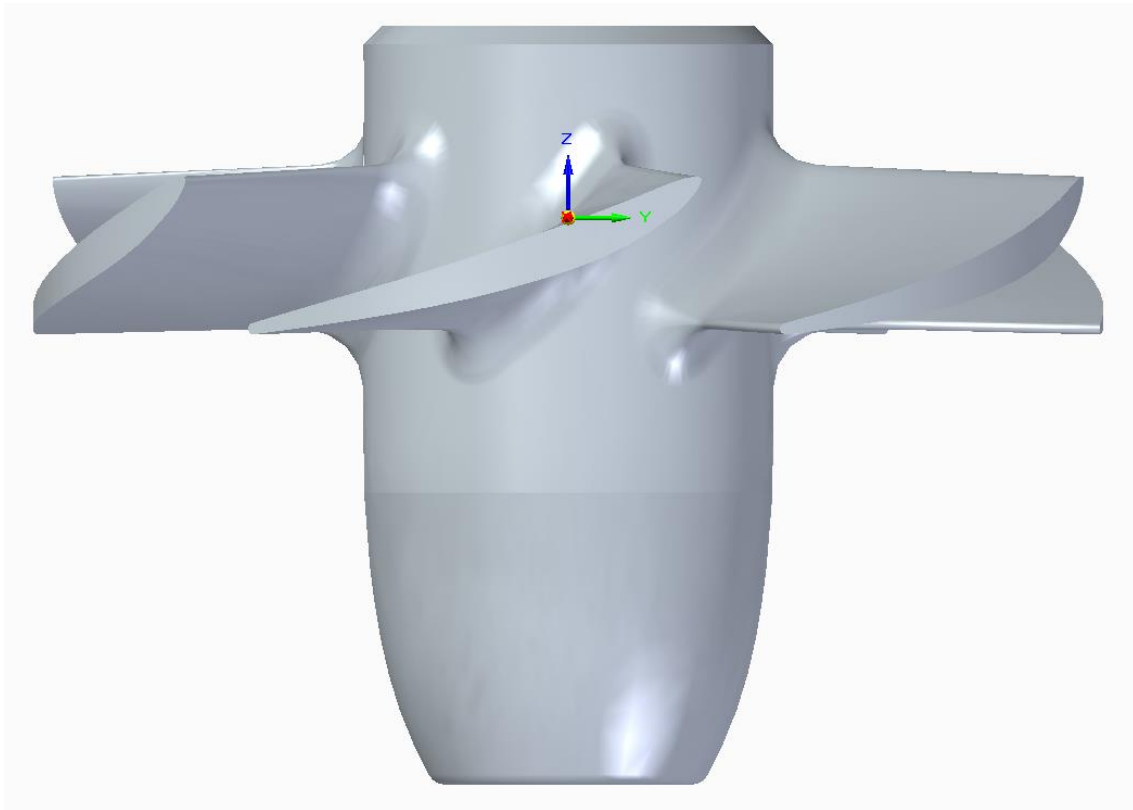


Figura 18: Vista de alzado del rodete acabado. (Elaboración propia)

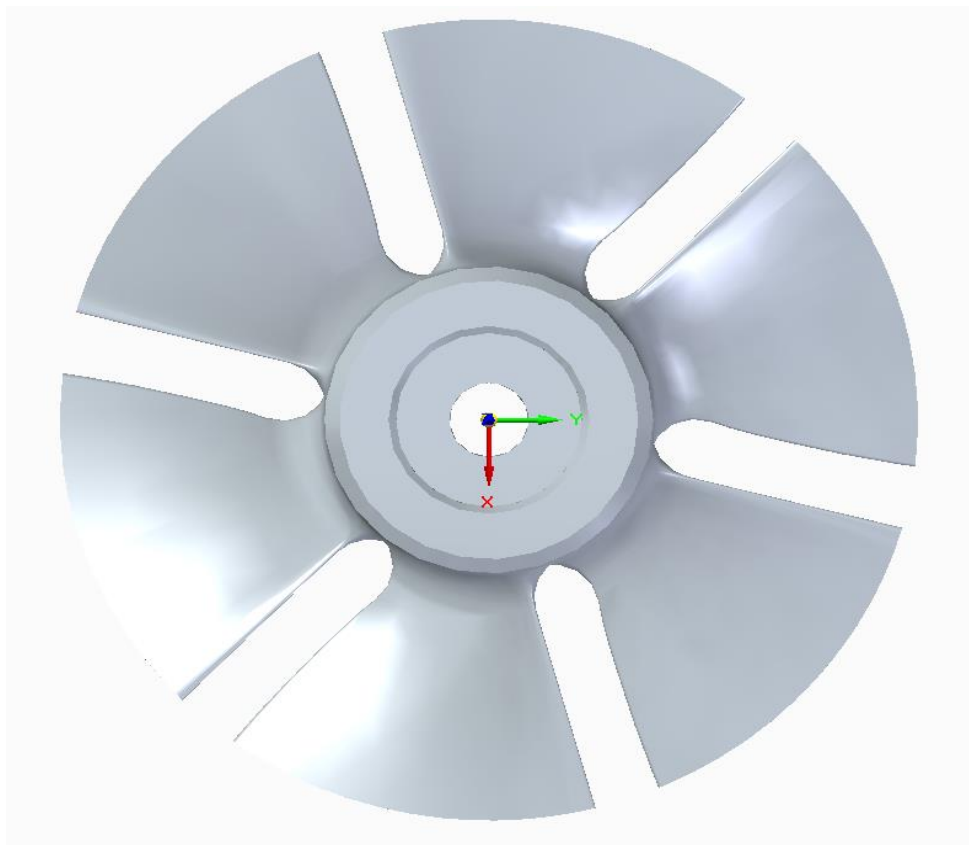


Figura 19: Vista de planta del rodete acabado. (Elaboración propia)

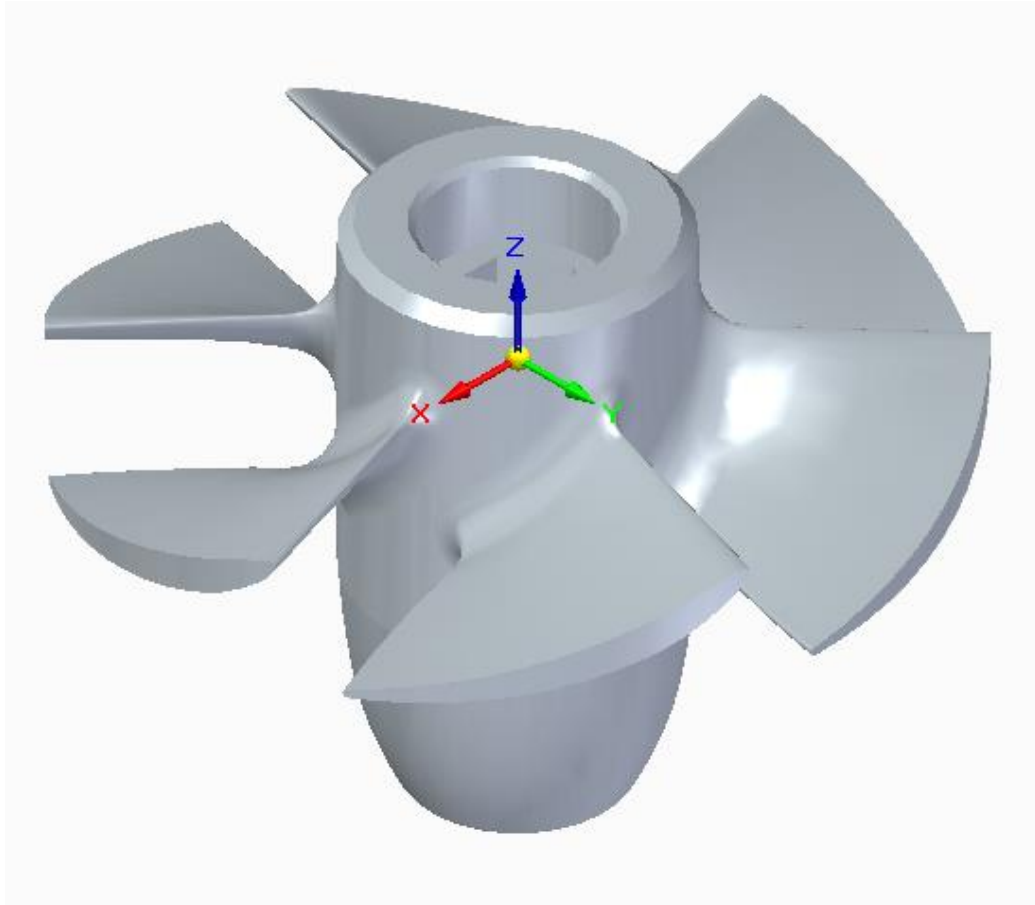


Figura 20: Vista global del rodete acabado. (Elaboración propia)

5.4. Resultados finales de diseño sobre un álabe

Una vez está todo el rodete diseñado mediante los cálculos y dibujado en SolidEdge se puede mostrar a modo resumen dos imágenes que muestran la forma superior de un álabe, sus perfiles a cada diámetro y los triángulos de velocidades de cada uno. Serán la *Figura 21* y la *Figura 22* respectivamente. Las unidades están en milímetros.

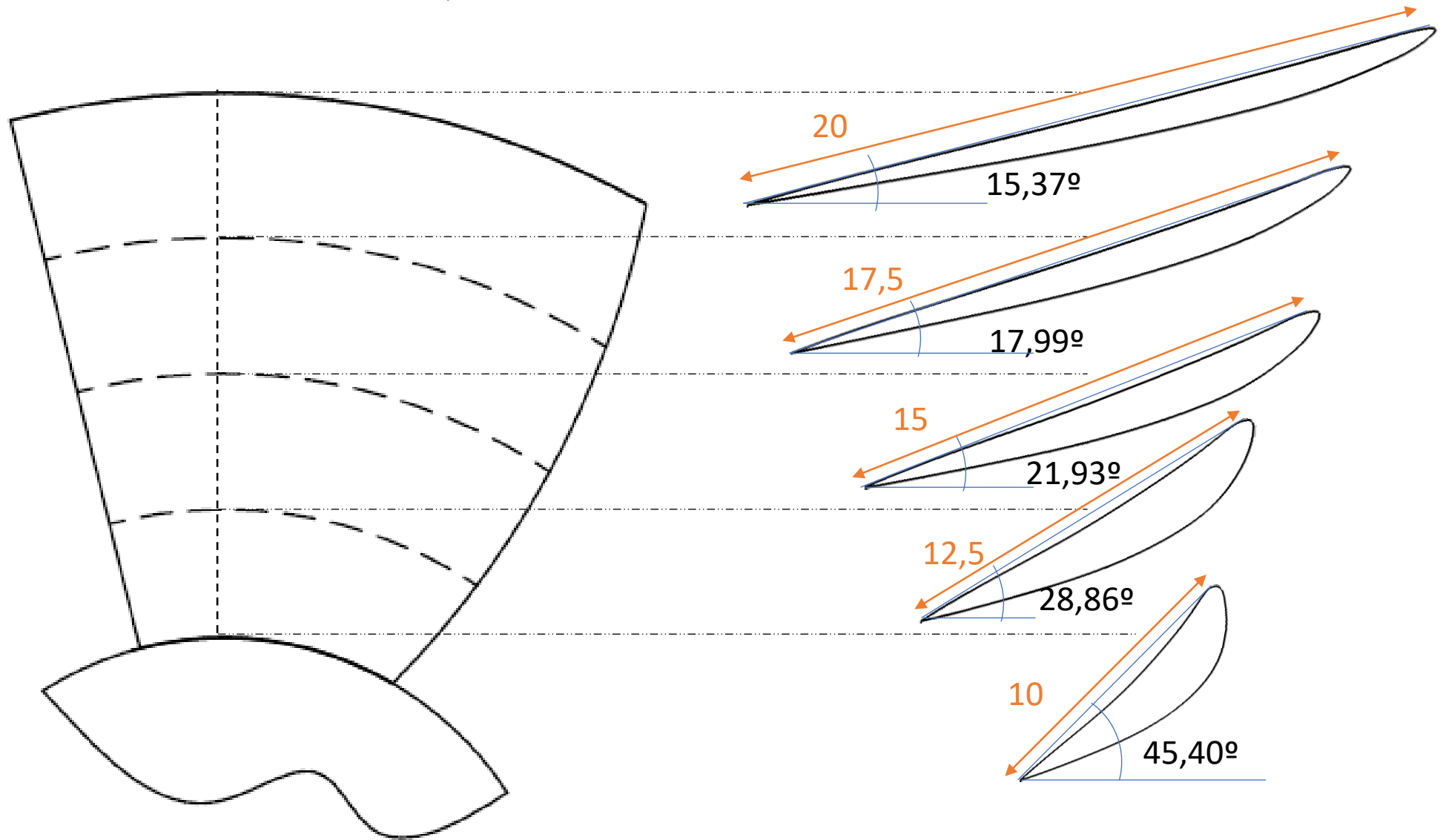


Figura 21: Vista global del álabe con la evolución de sus perfiles. (Elaboración propia)

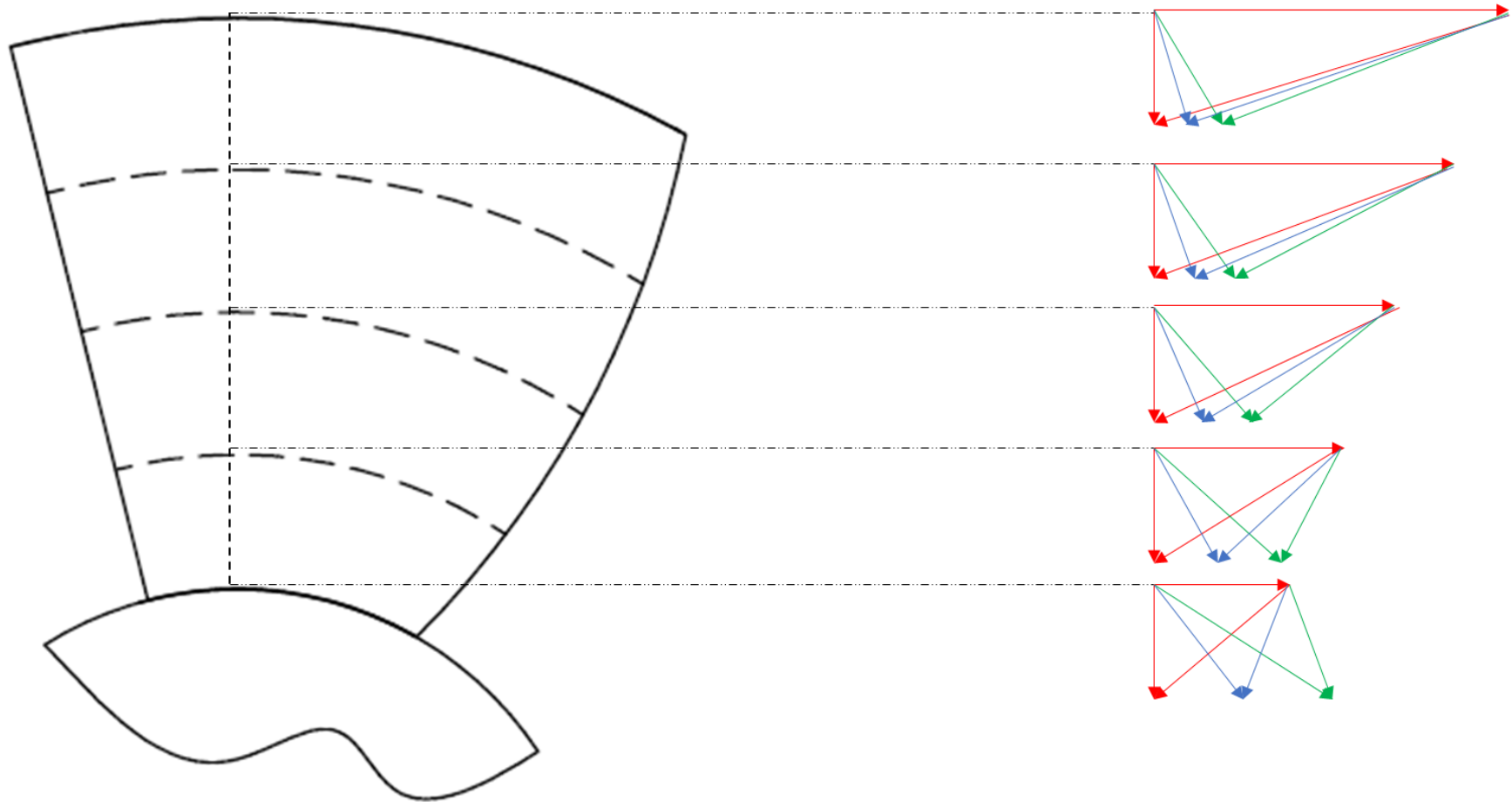
TRIÁNGULO DE ENTRADA (1)**TRIÁNGULO DE INCIDENCIA (∞)****TRIÁNGULO DE SALIDA (2)**

Figura 22: Vista global del álabe con la evolución de sus triángulos de velocidades. (Elaboración propia)

6. PRIMERA IMPRESIÓN

6.1. Resultado de la primera impresión

El siguiente paso sería la fabricación del rodete. Este rodete se creará mediante impresión 3D. El primer modelo, para ver si el diseño es viable, se hará con un material barato y de fácil manipulación como es el ABS-M30. Se muestran ahora unas imágenes de las dos primeras impresiones. La *Figura 23* muestra el rodete impreso en posición horizontal. La *Figura 24* lo muestra impreso en posición vertical.

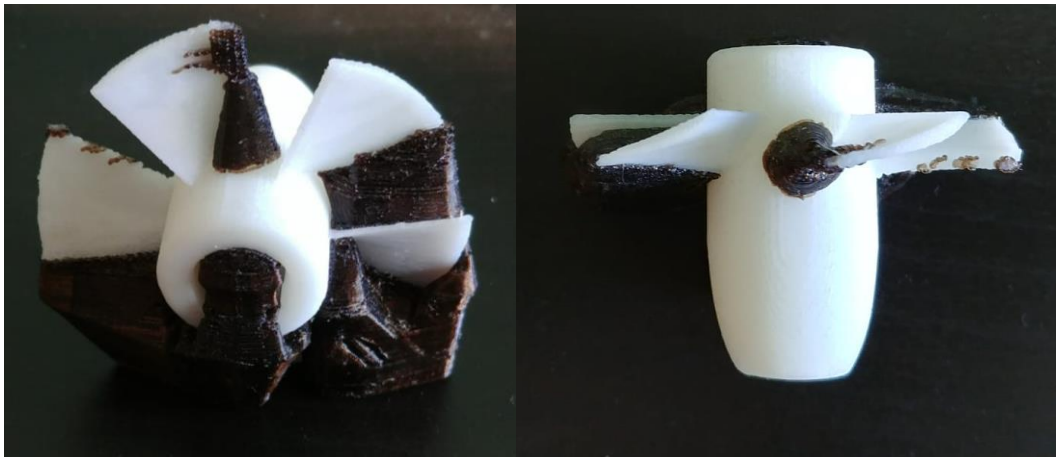


Figura 23: Primera impresión horizontal del rodete en ABS-M30. (Elaboración propia)

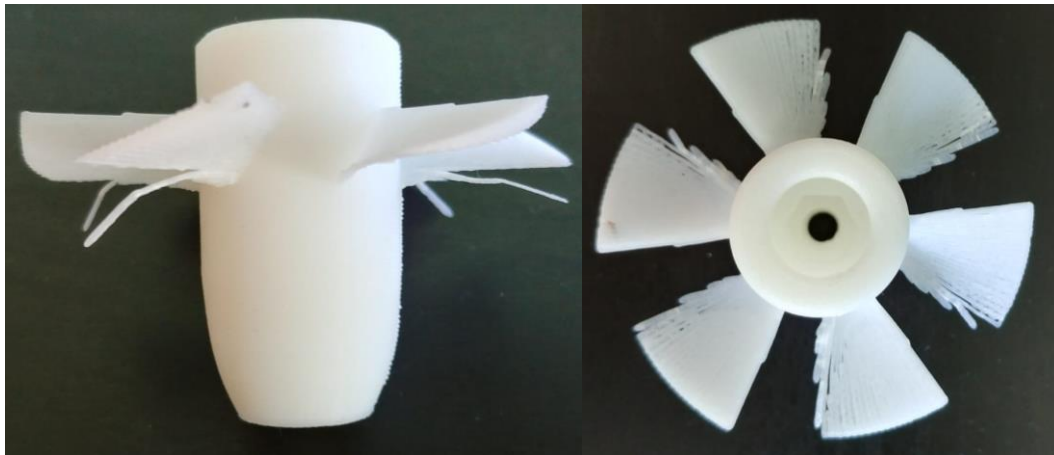


Figura 24: Primera impresión vertical del rodete en ABS-M30. (Elaboración propia)

Como se aprecia en la *Figura 23*, los espesores son tan pequeños que ni siquiera se ha podido retirar con sosa el soporte de impresión (parte negra). Si se hubiese seguido retirando el soporte de impresión se habrían desprendido los álabes del rodete.

Por otro lado, en la *Figura 24* si se pudo retirar con sosa todo el soporte. Pero se ve como los espesores son tan finos que los hilos del material de impresión se separan unos de otros. La solución a este problema pasa por incrementar proporcionalmente el espesor del álabe. También se añadirán un redondeo en el final del álabe de 0,3mm de radio y en otra impresión un redondeo al final del álabe de 0,5mm de radio. Se colocará también otro redondeo en la

unión entre el álabe y el tronco del rodete para mejorar la resistencia de los álabes. Este último será de radio 3,1mm. Estas medidas son elegidas porque el hilo de impresión es de un grosor de 0,25mm. Las características del material están expuestas en la ficha tomada de Stratasys en el ANEXO C (Material de impresión ABS-M30) ^[38].

6.2. Soluciones para la primera impresión

Para solventar el problema de espesor se añade un coeficiente de 1,5 en todos los espesores. De esta forma aumentan proporcionalmente todos los espesores sin cambiar las formas de los perfiles. También se toma este coeficiente y se multiplica por las cuerdas, ya que con los redondeos finales se pierde longitud de cuerda. Se puede compensar de esta forma.

También hay que ver la importancia entre imprimir el rodete de forma horizontal o vertical. En la impresión 3D capa a capa, como es este caso, el cambio de una capa a otra provoca surcos en el prototipo. Estos surcos pueden afectar al comportamiento del agua en su paso por el rodete.

Finalmente, se ha elegido la impresión en formato vertical ya que el acabado superficial del prototipo es mejor. De esta forma el siguiente modelo que se imprimirá será el rodete anterior, pero con algunas mejoras como:

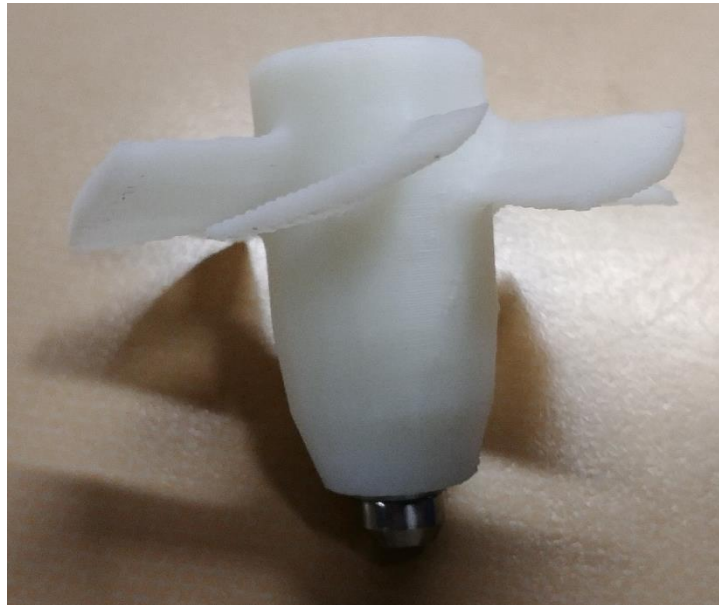
- Espesores escalados un 150%.
- Cuerdas escaladas un 150%.
- Redondeos al final del álabe (un rodete con 0,3mm y otro con 0,5mm de radio).
- Redondeo para unir el álabe y el tronco.

Tras fabricar los rodetes con los dos redondeos finales propuestos (0,3mm y 0,5mm), se comprobó que era más resistente, y más fiel a lo calculado el rodete con el menor redondeo. Por ello, el resto del proyecto se realizó con el rodete impreso en ABS-M30 con redondeo final 0,3mm.

7. SEGUNDA IMPRESIÓN

7.1. Resultado de la segunda impresión

Tras hacer las modificaciones anteriores de cara a la segunda impresión, se elige también para esta un material ABS-M30. Esto es debido a que aún no será la definitiva, solo para ver si funciona o no como se espera. El resultado obtenido sigue sin ser del todo perfecto. Parece que el grosor de los álabes es suficiente para aguantar las fuerzas, pero quizás no para un funcionamiento óptimo. Un fallo nuevo que se encuentra en este prototipo, y que es error de la impresión, es la imperfección a la hora de realizar figuras cilíndricas, donde se ven aristas poco marcadas, pero que estropean la geometría del rodete, aunque esto casi no afecta a los ensayos. El resultado final con el tornillo que se usará para ponerlo a ensayar es el mostrado en la *Figura 25*. La orientación de impresión es vertical.



*Figura 25: Segunda impresión del rodete en ABS-M30 y con el tornillo ya colocado.
(Elaboración propia)*

Como se ha visto, en este modelo sí que se ha podido eliminar todo el material negro de sujeción. Por lo tanto, sí se puede ensayar este rodete. Cuando se ensaya, se llegan a obtener velocidades de 1300 rpm con el distribuidor y la válvula completamente abiertas. Por lo tanto se tomará como válido este diseño.

Tras observar con detenimiento la evolución de los ensayos llevados a cabo, se ve como los rodetes cada día alcanzaban menos velocidad, llegando incluso a estar parados en ciertos momentos. También se veía como el caudal, que cuando se inicio este proyecto rondaba los 20m³/h, ahora vagamente alcanza los 12m³/h. Tras estas observaciones se llega a la conclusión de que la bomba cada vez aporta menos caudal porque esta siendo taponada.

Se procede a desmontar la bomba de la instalación y efectivamente se comprueba que hay trozos de rodetes que rompieron en ensayos anteriores obstruyendo el paso del agua a través de la bomba. Esto provocaba el bajo caudal y que este no fuera capaz de hacer girar al rodete.

Una vez con la bomba limpia y montada, se vuelve a ensayar el rodete, alcanzando ahora la velocidad nominal (2000rpm) con mucha facilidad. El caudal máximo que puede aportar la bomba es más o menos de $35\text{m}^3/\text{h}$. No se debe llegar a este punto, ya que se hace sufrir en exceso el rodete y podría producir roturas como las de la *Figura 26*. En esta imagen se observa un rodete muy parecido al ensayado que ha partido por someterlo a caudales muy grandes.



Figura 26: Rodete de la segunda impresión roto por someterlo a caudales de $35\text{m}^3/\text{h}$. (Elaboración propia)

7.2. Elección del material final

Visto que con ABS-M30 ambos rodets han aguantado los ensayos y han producido resultados bastante aceptables, se podrán tomar como modelos finales. Debido a los problemas que puede ocasionar la preparación de materiales de clase alta como la fibra de carbono reforzada con nylon y su posterior tratamiento durante la impresión, es una gran noticia poder contar con este modelo de ABS-M30, como un prototipo final más que válido para los ensayos.

Las características de este material ABS-M30 están especificadas en el ANEXO C (Material de impresión ABS-M30). La ficha técnica pertenece a la empresa de impresoras 3D, Stratasys^[38].

8. IMPRESIÓN FINAL

8.1. Resultado de la impresión final

Finalmente, no ha sido posible el uso de fibra de carbono reforzada con nylon para la impresión de un modelo final del rodetes. Los ensayos se han realizado con el modelo en ABS-M30. Si se hubiese podido fabricar con fibra de carbono, habría que haber seguido ciertos pretratamientos de la bobina de material como el precalentamiento durante 8 horas. También, puesto que sería el modelo definitivo, se mandaría imprimir con mucho tiempo por capa (para mejorar el detalle de la impresión) el diseño en 3D usado para la Segunda Impresión. Si el ABS-M30 ha sido capaz de aguantar los esfuerzos de la turbina, la fibra de carbono reforzada con nylon no tendrá problemas.

Además, se escoge la fibra de carbono reforzada con nylon por delante de otros materiales como PETG PRO o HIPS, por las cualidades presentadas en la ficha técnica de DynamicTools, que lo hacen ideal para esta función.

En el ANEXO D (Material de impresión NYLON CARBON FIBER) se expondrá dicha ficha técnica del material idóneo para la fabricación si se contara con más tiempo, mayor necesidad por la rotura del rodetes de ABS-M30 (no es el caso) o más recursos, ya que las máquinas del laboratorio de impresión 3D están estropeadas. A pesar de no usar ese material, se cree de utilidad presentar el material idóneo para la tarea realizada.

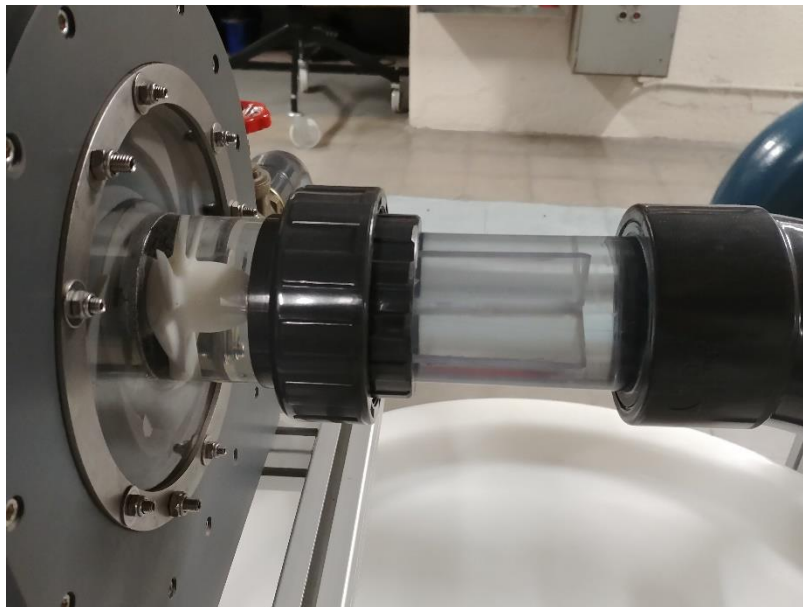
9. ENSAYO

9.1. Descripción del banco de ensayos

Los ensayos se llevarán a cabo en el banco de ensayo de turbinas Hélices que hay en el Laboratorio de Fluidos. El banco está formado por un depósito de agua, una bomba que tomará el agua del depósito y la llevará hasta la cota de entrada de la turbina (z_e). También se contará con un Distribuidor Fink que permitirá regular la presión y el ángulo de entrada del fluido al rodete. Después estará el rodete dentro de una tubería. Habrá un motor detrás del rodete el cual servirá como freno para que la turbina sea un generador.

El funcionamiento del banco de ensayos se inicia en la bomba, que cogerá agua del depósito y la impulsará hasta la cota z_e . Todo esto regulado por el grado de apertura de la válvula de impulsión. El agua impulsada se encontrará con el Distribuidor Fink, que se irá regulando para distintos grados de apertura. Una vez atravesado el distribuidor se llega al rodete a ensayar. Tras atravesar el rodete el agua volverá al depósito inicial. El movimiento del rodete vendrá provocado por el caudal que impulsa la bomba. Será entonces cuando se accione el freno del motor eléctrico. Es importante nunca sobrepasar la velocidad del motor a la velocidad que tiene el rodete girando libremente por el caudal, ya que si esto ocurre se estará arrastrando el rodete con el motor, y no al revés y por tanto no será un generador de energía, sino todo lo contrario.

Para cambiar el rodete a ensayar, se debe abrir la unión de tuberías mostrada en la *Figura 27*. Primero un poco para que con la entrada de aire se vacíe de agua y después ya del todo. De esta manera se accede al rodete y mediante una llave allen y un inmovilizador del motor se puede desenroscar y colocar uno nuevo. Se volverá a cerrar la unión de tuberías y estará el banco listo para volverse a utilizar.



*Figura 27: Unión de tuberías por la que se accede al rodete.
(Elaboración propia)*

Las partes del banco de ensayos que se usará son las listadas en la *Tabla 7* y mostradas en la *Figura 28* ^[22].

1.- Pantalla táctil controladora
2.- Distribuidor Fink
3.- Tubería de descarga en el depósito
4.- Estructura del banco
5.- Depósito de agua
6.- Bomba
7.- Válvula de vaciado del depósito de agua
8.- Caudalímetro
9.- Manómetro
10.- Válvula de impulsión
11.- Seta de parada de emergencia
12.- Interruptor general
13.- Motor eléctrico
14.- Célula de carga
15.- Útil para la extracción del rodete

Tabla 7: Listado de partes del banco de ensayos. (Elaboración propia)

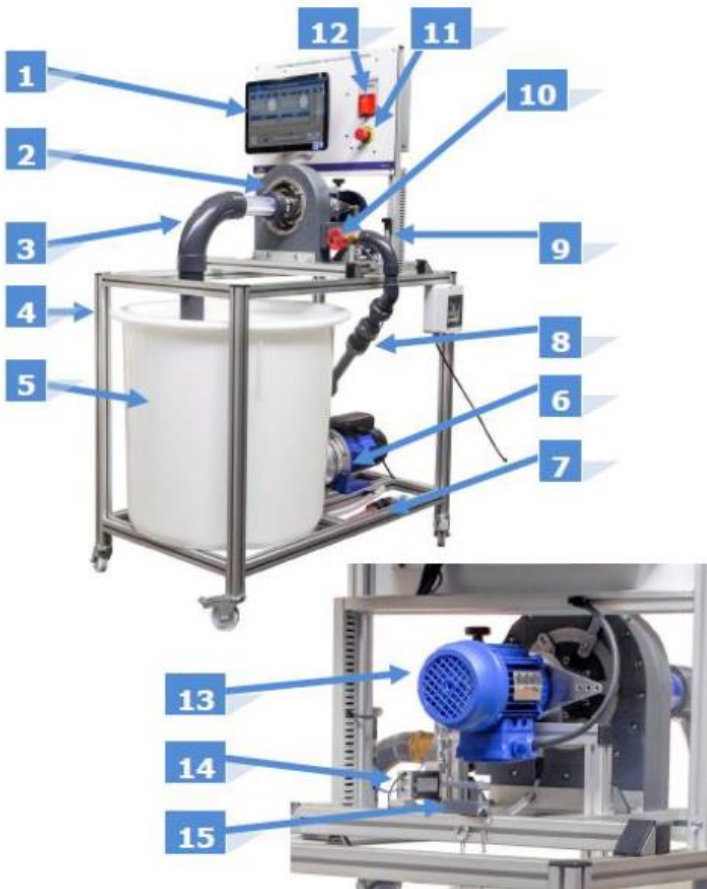


Figura 28: Partes del banco de ensayos. [22]

Los pasos que hay que seguir para realizar un ensayo satisfactorio del rodete son los siguientes:

- 1) Accionar el magnetotérmico y el diferencial del equipo.
- 2) Accionar el interruptor general del banco y desactivar la seta de emergencia.
- 3) Encender la pantalla, abrir el software de ensayo y accionar la Bomba.
- 4) Abrir poco a poco la válvula de impulsión.
- 5) Colocar el distribuidor en la posición de apertura total (100%).
- 6) Activar el motor a la velocidad deseada para que actúe como freno.
- 7) Cambiar el grado de apertura del distribuidor hasta el requerido.

Las instrucciones para terminar el ensayo correctamente son:

- 1) Desactivar el freno motor.
- 2) Cerrar la válvula de impulsión de la bomba.
- 3) Desactivar la bomba en la pantalla táctil.
- 4) Apagar la pantalla del ordenador.
- 5) Desactivar el interruptor general.

Es importante no hacer sufrir al rodete, ya que se pueden producir roturas en los álabes como ha ocurrido en otros diseños anteriores. Por ello hay que tener cuidado con el grado de apertura de la válvula de impulsión, es decir, con el caudal que se deja entrar ya que puede castigar mucho al rodete. También hay que cuidar los cambios bruscos de velocidad producidos por el freno motor, y con el cierre progresivo del distribuidor sin tomar medidas antes con el freno, ya que también acelerará el rodete y por tanto sufrirá en exceso. El rodete una vez montado en el banco de ensayos queda de la forma mostrada en la *Figura 29*.



Figura 29: Estado final del rodete montado en el banco. Elaboración propia

Las herramientas utilizadas para montar el rodete son un tornillo de cabeza allen con su tuerca y su arandela, que servirá para poder atornillarlo al eje del motor eléctrico, se aprecia en la *Figura 30*. En la *Figura 31* se puede ver la llave allen usada para colocar este tornillo. En la *Figura 32* se aprecia el utensilio que se usa para inmovilizar el motor, ya que, si no se le impide el movimiento, será imposible desatornillar el rodete.



*Figura 30: Tornillo del rodete.
(Elaboración propia)*



*Figura 31: Llave allen usada.
(Elaboración propia)*



Figura 32: Inmovilizador del motor. (Elaboración propia)

9.2. Presentación de los resultados

El objetivo de este proyecto será ver la influencia de los parámetros de diseño de un rodete hélice dependiendo de las condiciones iniciales. Por lo tanto, y como se ha visto desde el apartado 4, el rodete está diseñado para unas condiciones nominales que se recordarán a continuación.

$$\begin{cases} n = 2000 \text{ rpm} \\ H = 0,7 \text{ m} \\ Q = 15 \text{ m}^3/\text{h} \end{cases}$$

Estas serían las condiciones ideales para el ensayo del rodete. Vista la descripción previa de la instalación, se sabe que el caudal se varía con la apertura de la válvula de impulsión. La velocidad se ajusta a cada punto de medida con el freno motor. La altura vendrá dada por las condiciones de la instalación (cota, velocidad y presión en la entrada. Está claro que el manejo de la altura para conseguir la nominal es muy complicado y no es más resolutivo que fijar a valor de diseño el caudal y la velocidad.

Es por esto que se definen los 3 ensayos diferentes que se van a realizar:

1. Ensayo a caudal nominal y distribuidor Fink al 50% de apertura.
2. Ensayo a caudal $20 \text{ m}^3/\text{h}$ y distribuidor Fink al 50% de apertura.
3. Ensayo a caudal $20 \text{ m}^3/\text{h}$ y distribuidor Fink al 100% de apertura.

Todos los ensayos, siempre que sea posible, se realizarán desde 2000rpm hasta 650rpm bajando 150rpm en el freno motor entre cada punto de medida. Los ensayos se han hecho a caudal nominal (15m³/h) y caudal 20m³/h ya que en el ENSAYO 3, a caudal nominal no se superaba la velocidad nominal (2000rpm). El hecho de que no se supere la velocidad nominal provoca que no pueda ensayarse el rodete a dicha velocidad, ya que sería el motor el que arrastraría el rodete y no al revés, por tanto, no sería un generador.

El procedimiento de los ensayos fue la toma de 10 puntos de medida dejando 150rpm entre ellos, empezando siempre en la velocidad nominal hacia abajo. En cada punto se toma el valor de velocidad (n) proporcionado por un tacómetro, presión a la entrada (L_e), caudal (Q) y par en el eje (M). Las unidades de cada valor son para la velocidad revoluciones por minuto (r.p.m.), para la presión metro de columna de agua (mca), para el caudal m³/h y para el par N·cm.

Este proceso de toma de medidas se realizará 7 veces en cada uno de los 3 ensayos diferentes para después hacer la media de cada ensayo. De esta forma se asegura una mayor fiabilidad en los resultados, ya que es posible que una toma de medidas este mal, pero no las 7. También cogeremos el valor de la cota de entrada a la turbina respecto al depósito del banco de ensayos (Z_e).

Los cálculos que se realizarán son la velocidad de entrada del fluido en m/s (c_e), la altura efectiva en las condiciones ensayadas en metros (H). También se obtendrán las potencias: la del fluido (P), y la transmitida al eje (Pa). Con estas dos potencias se calculará el rendimiento total del rodete. Para calcular estos valores, se implementarán las siguientes ecuaciones en una hoja de cálculo.

$$c_e = \frac{Q}{3600 \cdot A_e} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (24)$$

$$H = \frac{c_e^2}{2 \cdot g} + z_e + L_e \quad [m] \quad (25)$$

$$P = \rho \cdot g \cdot \frac{Q}{3600} \cdot H \quad [W] \quad (26)$$

$$Pa = M \cdot n \cdot \frac{2\pi}{60} \quad [W] \quad (27)$$

Para simplificar la comparación entre rodetes estando diseñados con diferentes condiciones, se procederá al cálculo de las magnitudes unitarias como son Q₁₁, n₁₁ y Pa₁₁. El cálculo para obtener estos valores es el que corresponde a la Ecuación 28, Ecuación 29 y Ecuación 30 respectivamente.

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \quad (28)$$

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \quad (29)$$

$$Pa_{11} = \frac{Pa}{D^2 \cdot H^{\frac{3}{2}}} \quad (30)$$

También es necesario para realizar los cálculos tener en cuenta las consideraciones siguientes sobre los valores de ciertos elementos de la instalación. El diámetro exterior (el válido en

Turbinas Kaplan) del rodete es de 56,9mm. Se presentan en la *Tabla 8*. Todas las medidas tomadas se encuentran en el ANEXO E (Excel).

Diámetro de tubería de entrada (de)	32mm
Diámetro de tubería de salida (ds)	57.2mm
Área de la tubería de entrada (Ae)	804,25mm ²
Densidad del agua	1000kg/m ³
Aceleración de la gravedad	9.81m/s ²

Tabla 8: Datos sobre la instalación. (Elaboración propia)

ENSAYO 1

El ensayo se realiza a caudal nominal y el distribuidor Fink abierto al 50%. Las medias para las medidas en este ensayo son las mostradas en la *Tabla 9*.

Medidas		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tacómetro, n	rpm	2099,9	1942,4	1786,7	1627,1	1465,7	1306,7	1146,3	983,0	817,9	645,0
Caudal Q	m ³ /h	15,0	15,1	15,0	15,1	15,1	15,0	15,1	14,9	15,0	15,0
Presión a la entrada, Le	mca	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,4	5,5	5,6	5,5	5,5
Par, M	N·cm	6,4	6,1	7,3	9,1	10,2	11,1	13,6	16,2	18,0	18,4
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Velocidad del freno	rpm	2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650

Tabla 9: Medidas del ensayo a Q=15m³/h y Fink al 50%. 9 (Elaboración propia)

Con estos valores finales y las fórmulas anteriores, se obtienen los siguientes resultados numéricos de la *Tabla 10*.

RESULTADOS											
Magnitudes		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CALCULADAS											
Velocidad entrada, ce	m/s	5,19	5,22	5,20	5,21	5,22	5,18	5,22	5,15	5,19	5,20
Altura efectiva, H	m	7,47	7,47	7,46	7,45	7,50	7,41	7,46	7,51	7,50	7,50
Potencia hidráulica, P	W	305,7	307,5	305,9	306,1	308,6	302,9	306,9	304,8	306,8	307,6
Potencia en el eje, Pa	W	14,18	12,32	13,70	15,53	15,66	15,15	16,38	16,65	15,38	12,44
Rendimiento total, η_t	%	4,64	4,01	4,48	5,07	5,08	5,00	5,34	5,46	5,01	4,04
UNITARIAS											
Velocidad, n ₁₁	rpm	45,71	42,28	38,92	35,46	31,84	28,56	24,97	21,35	17,77	14,01
Caudal, Q ₁₁	m ³ /h	1552	1560	1556	1559	1557	1556	1562	1536	1549	1551
Potencia en el eje, Pa ₁₁	W	196,1	170,4	189,9	215,7	215,4	212,1	227,2	228,6	211,6	171,0

Tabla 10: Resultados del ensayo a Q=15m³/h y Fink al 50%. (Elaboración propia)

Para hacerse una idea del reparto de los valores respecto a su media, se aporta en las *Figuras 33, 34, 35 y 36*, los diagramas de cajas y bigotes de las medidas del ENSAYO 1.

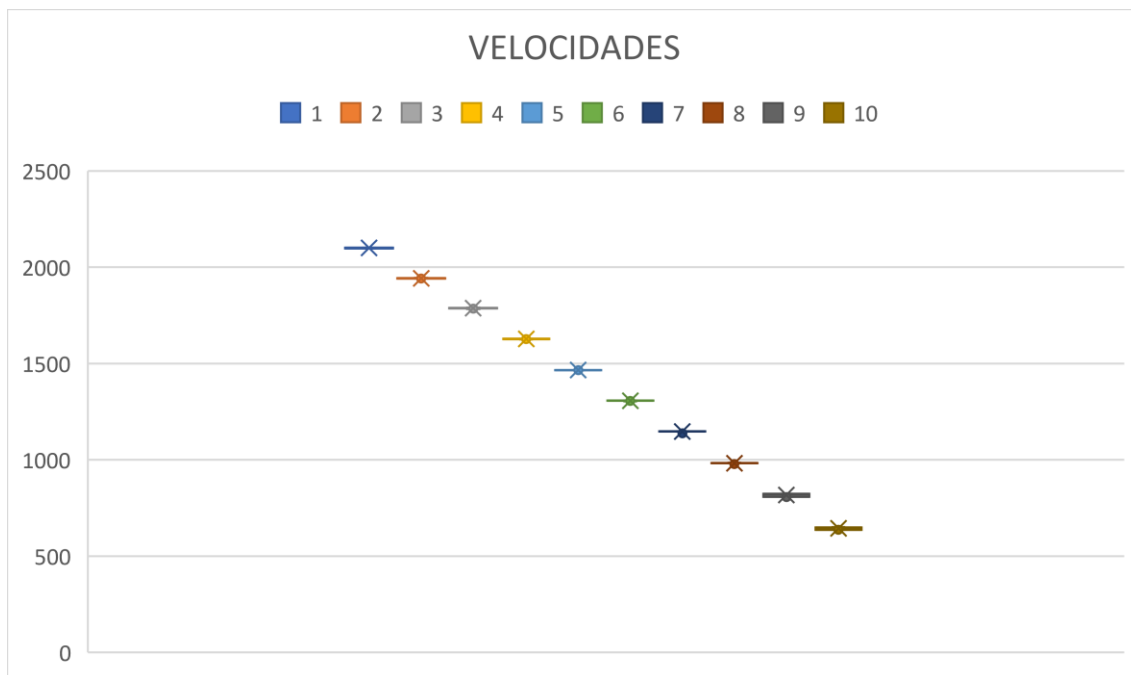


Figura 33: Distribución de las medidas de velocidad en el ENSAYO 1. (Elaboración propia)

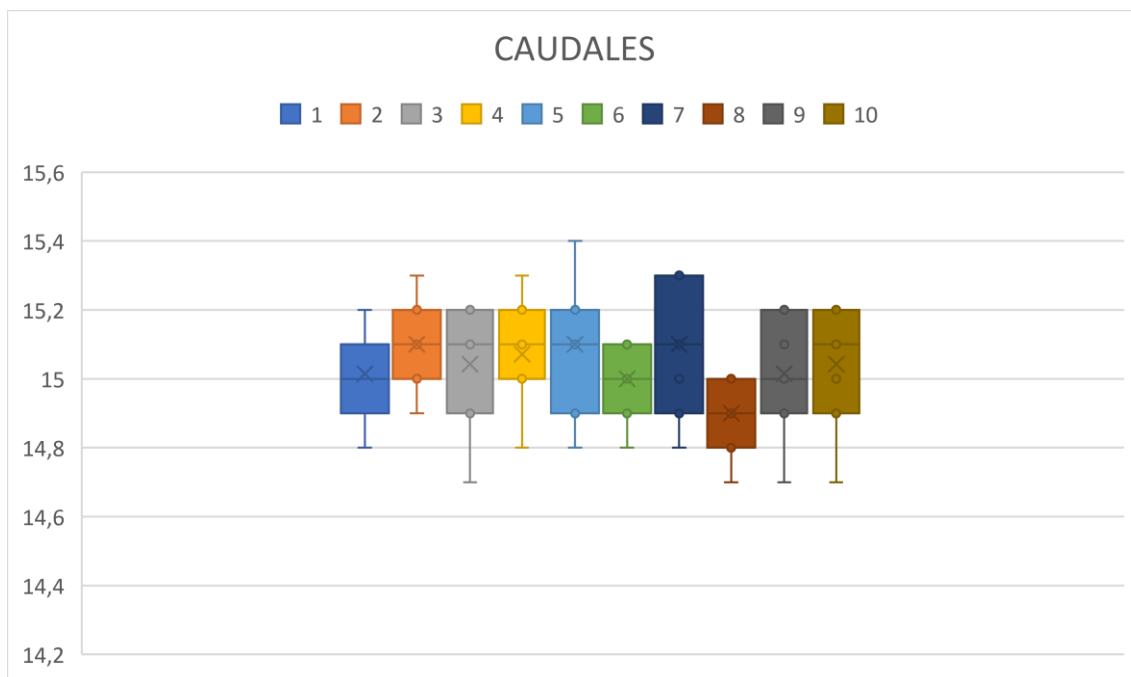


Figura 34: Distribución de las medidas de caudal en el ENSAYO 1. (Elaboración propia)

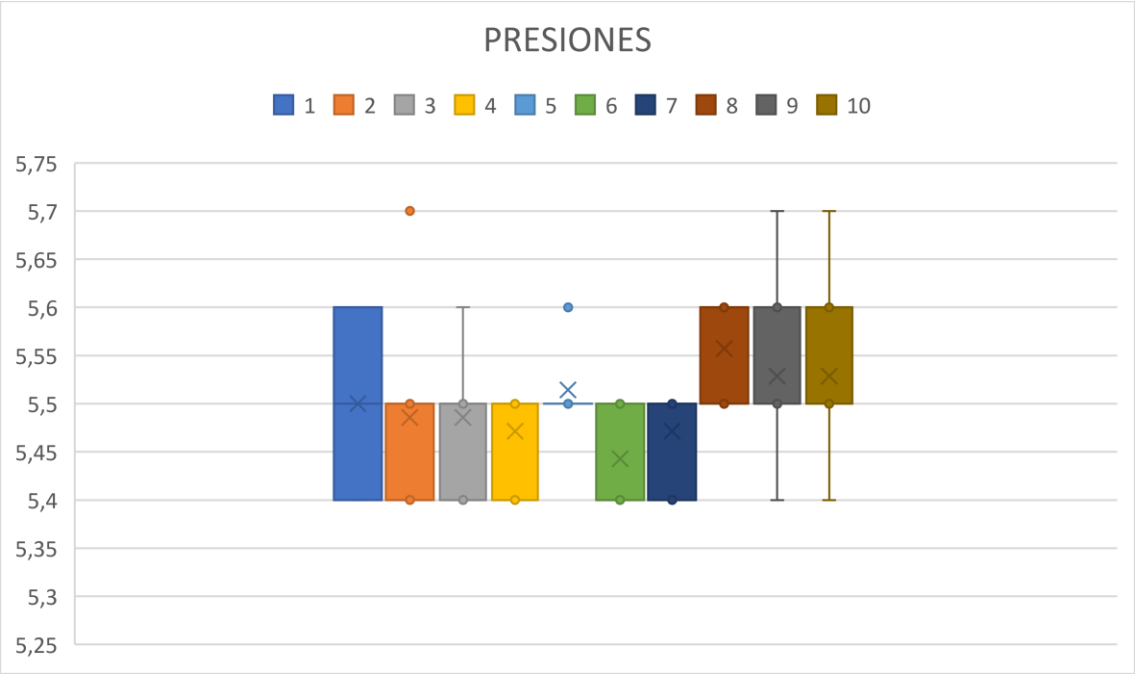


Figura 35: Distribución de las medidas de presión en el ENSAYO 1. (Elaboración propia)

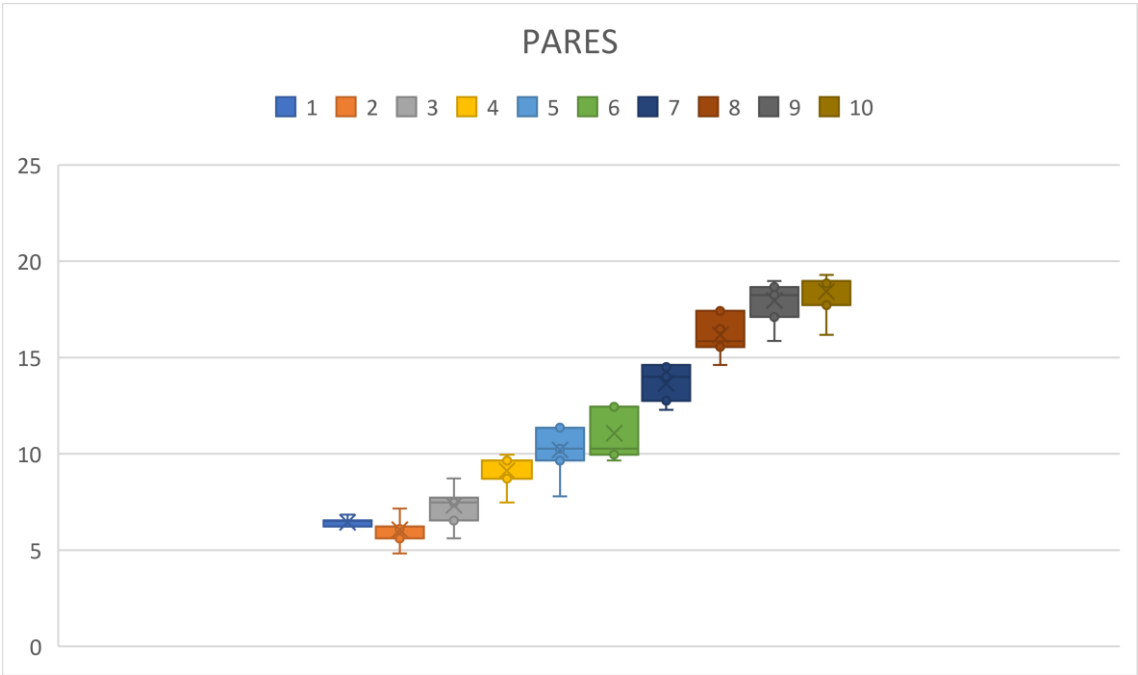


Figura 36: Distribución de las medidas de par en eje en el ENSAYO 1. (Elaboración propia)

ENSAYO 2

El segundo ensayo se ha hecho con el distribuidor en la misma posición que el anterior (50% de apertura) y un caudal de 20m³/h. En estas condiciones no hubo problema en alcanzar la velocidad nominal, por tanto, los ensayos serán 10 medidas desde 2000rpm hasta 650rpm. Las medidas están presentadas en la *Tabla 11*.

Medidas		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tacómetro, n	rpm	2129,1	1973,6	1823,6	1661,0	1505,7	1346,1	1182,3	1012,9	829,0	656,4
Caudal Q	m ³ /h	19,9	19,9	19,8	19,9	20,0	19,8	19,8	19,9	19,8	19,9
Presión a la entrada, Le	mca	8,8	8,9	8,9	8,8	8,8	8,9	8,9	8,9	8,9	8,8
Par, M	N·cm	15,2	17,4	18,4	21,7	23,1	25,4	29,4	30,4	32,8	33,1
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Velocidad del freno	rpm	2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650

Tabla 11: Medidas del ensayo a Q=20m³/h y Fink al 50%. (Elaboración propia).

Los resultados del ENSAYO 2 son los presentados en la *Tabla 12*.

RESULTADOS											
Magnitudes		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CALCULADAS											
Velocidad entrada, ce	m/s	6,9	6,9	6,8	6,9	6,9	6,8	6,8	6,9	6,8	6,9
Altura efectiva, H	m	11,8	11,9	11,8	11,8	11,9	11,9	11,9	11,9	11,8	11,8
Potencia hidráulica, P	W	640,3	642,8	640,2	641,7	645,2	640,9	641,7	646,6	638,2	642,0
Potencia en el eje, Pa	W	33,80	35,95	35,04	37,78	36,45	35,75	36,35	32,27	28,51	22,75
Rendimiento total, η_t	%	5,28	5,59	5,47	5,89	5,65	5,58	5,66	4,99	4,47	3,54
UNITARIAS											
Velocidad, n ₁₁	rpm	36,87	34,10	31,52	28,74	26,01	23,26	20,41	17,45	14,34	11,35
Caudal, Q ₁₁	m ³ /h	1636	1631	1627	1636	1637	1623	1625	1626	1624	1632
Potencia en el eje, P _{a11}	W	235,3	248,6	242,7	262,5	252,0	247,2	250,9	221,1	197,7	157,6

Tabla 12: Resultados del ensayo a Q=20m³/h y Fink al 50%. (Elaboración propia).

También se añadirán aquí los diagramas de cajas y bigotes de todas las medidas del ensayo para ver su distribución respecto a la media y los cuartiles. Son las *Figuras 37, 38, 39 y 40*.

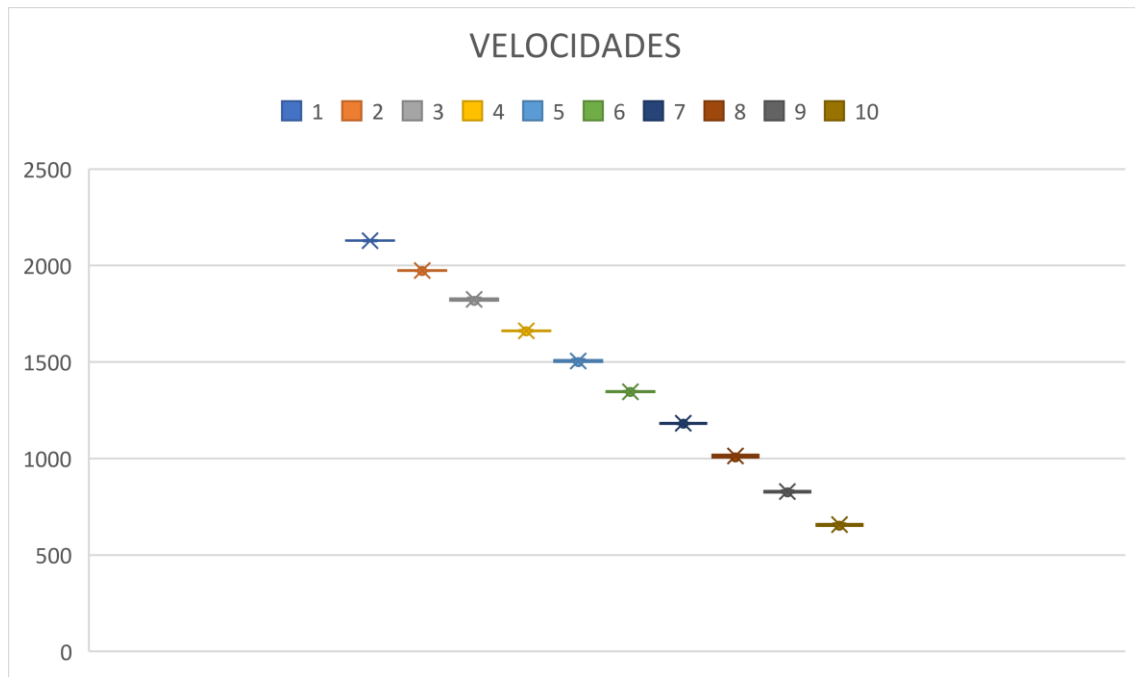


Figura 37: Distribución de las medidas de velocidad en el ENSAYO 2. (Elaboración propia)

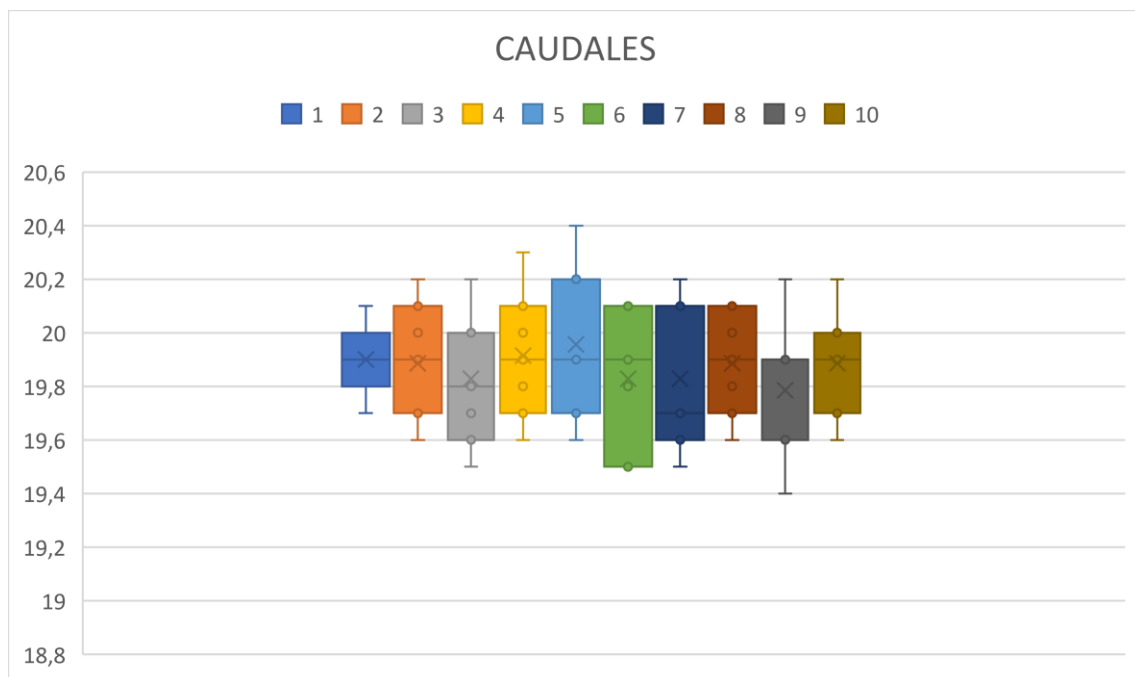


Figura 38: Distribución de las medidas de caudal en el ENSAYO 2. (Elaboración propia)

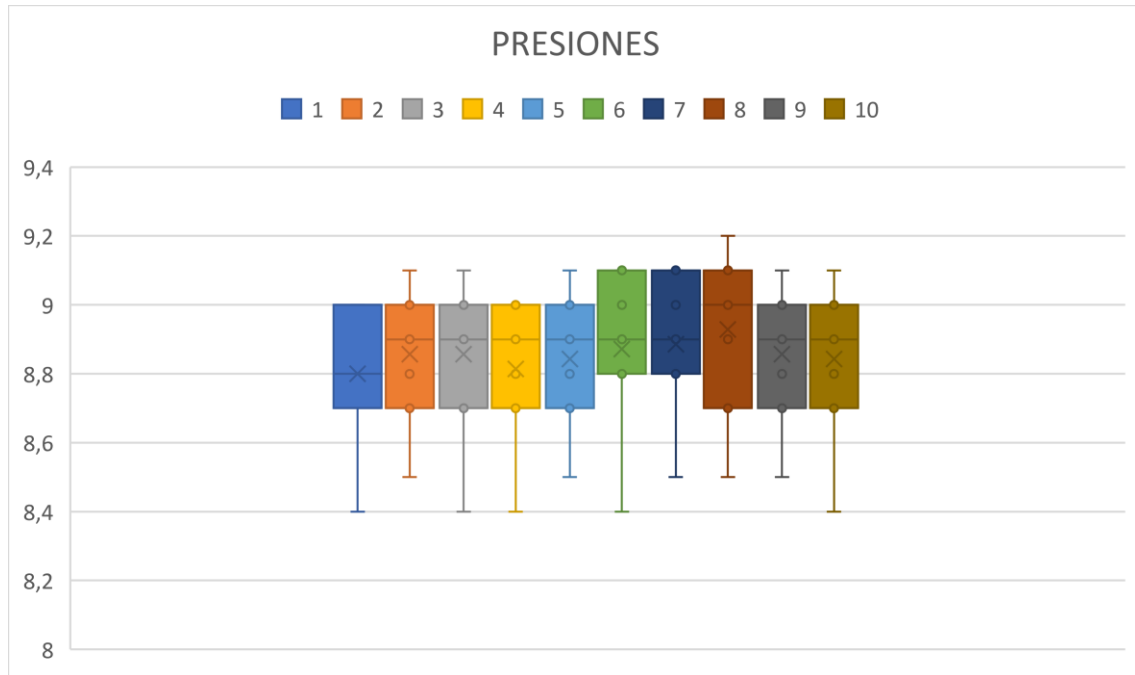


Figura 39: Distribución de las medidas de presión en el ENSAYO 2. (Elaboración propia)

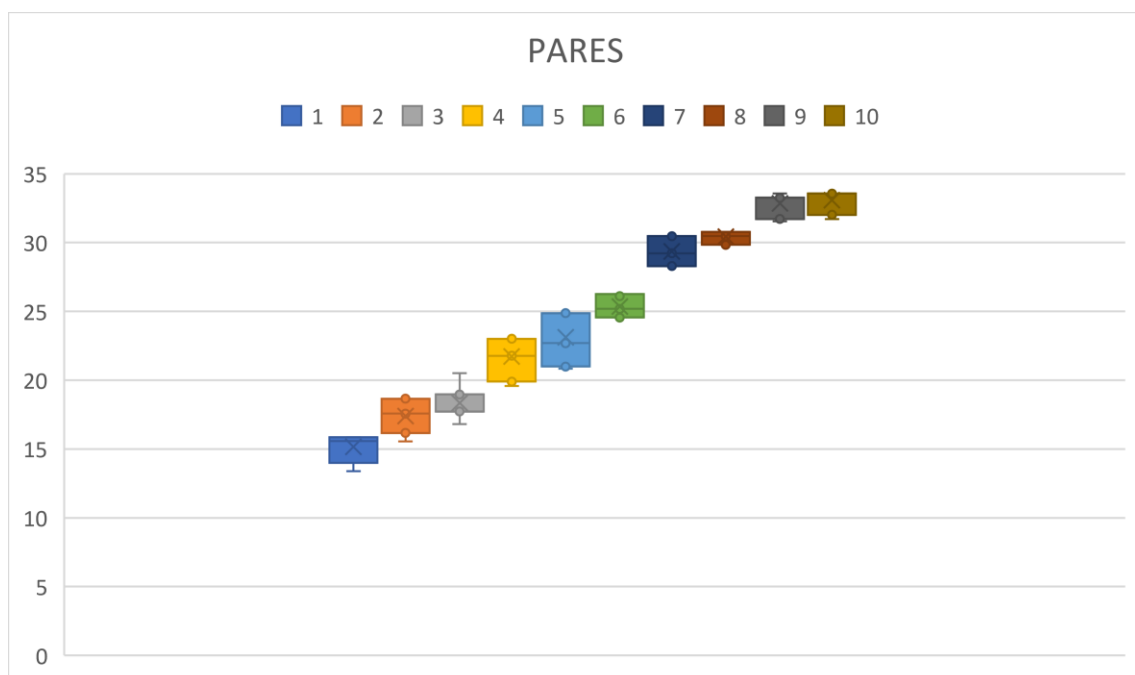


Figura 40: Distribución de las medidas de par en eje en el ENSAYO 2. (Elaboración propia)

ENSAYO 3

El último de los ensayos se realizará con caudal $20\text{m}^3/\text{h}$ y el distribuidor abierto completamente. Con el distribuidor en esta posición, es con este caudal con el que exactamente alcanza la velocidad nominal de 2000rpm.

Las medidas son las presentadas en la *Tabla 13*.

Medidas		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tacómetro, n	rpm	2100,4	1943,9	1788,9	1625,3	1467,3	1306,3	1147,4	980,6	819,3	649,6
Caudal Q	m ³ /h	20,34	20,47	20,31	20,41	20,34	20,30	20,34	20,43	20,34	20,39
Presión a la entrada, Le	mca	1,23	1,27	1,21	1,26	1,26	1,26	1,31	1,36	1,29	1,34
Par, M	N·cm	5,94	5,30	6,99	9,16	9,50	10,65	12,09	13,54	14,89	16,22
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Velocidad del freno	rpm	2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650

Tabla 13: Medidas del ensayo a $Q=20\text{m}^3/\text{h}$ y Fink al 100%. (Elaboración propia)

Los resultados obtenidos son los que se pueden estudiar en la *Tabla 14*.

RESULTADOS											
Magnitudes		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CALCULADAS											
Velocidad entrada, ce	m/s	7,03	7,07	7,02	7,05	7,03	7,01	7,03	7,06	7,03	7,04
Altura efectiva, H	m	4,34	4,42	4,32	4,39	4,37	4,36	4,43	4,49	4,40	4,47
Potencia hidráulica, P	W	240,9	246,5	239,3	244,3	242,4	241,3	245,6	250,2	244,0	248,3
Potencia en el eje, Pa	W	13,07	10,79	13,09	15,60	14,59	14,57	14,53	13,90	12,77	11,03
Rendimiento total, η_t	%	5,43	4,38	5,47	6,39	6,02	6,04	5,91	5,56	5,23	4,44
UNITARIAS											
Velocidad, n_{11}	rpm	58,95	54,09	50,33	45,37	41,05	36,59	31,89	27,06	22,84	17,97
Caudal, Q_{11}	m ³ /h	2852	2845	2855	2847	2842	2840	2824	2816	2833	2818
Potencia en el eje, P_{a11}	W	421,9	339,4	425,5	495,3	466,2	467,1	455,1	426,2	404,2	341,1

Tabla 14: Resultados del ensayo a $Q=20\text{m}^3/\text{h}$ y Fink al 100%. (Elaboración propia).

Se adjuntan a continuación los diagramas de cajas y bigotes de la distribución de las medidas en el ENSAYO 3. Son las *Figura 41, 42, 43 y 44*.

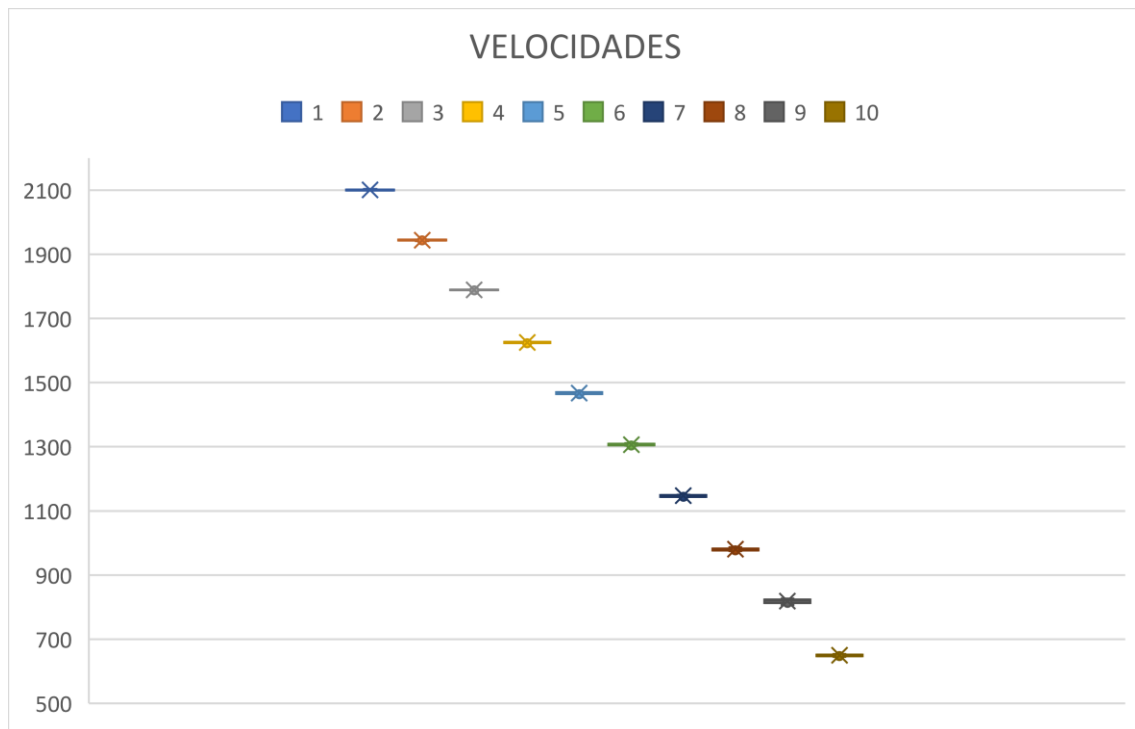


Figura 41: Distribución de las medidas de velocidad en el ENSAYO 3. (Elaboración propia)

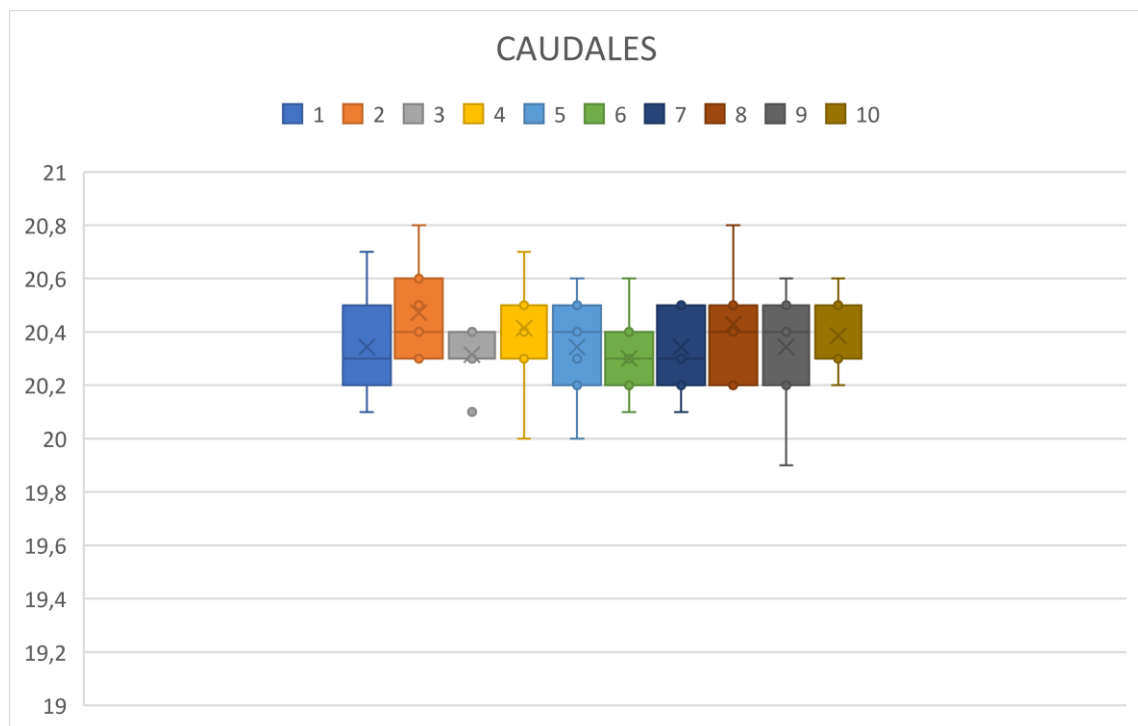


Figura 42: Distribución de las medidas de caudal en el ENSAYO 3. (Elaboración propia)

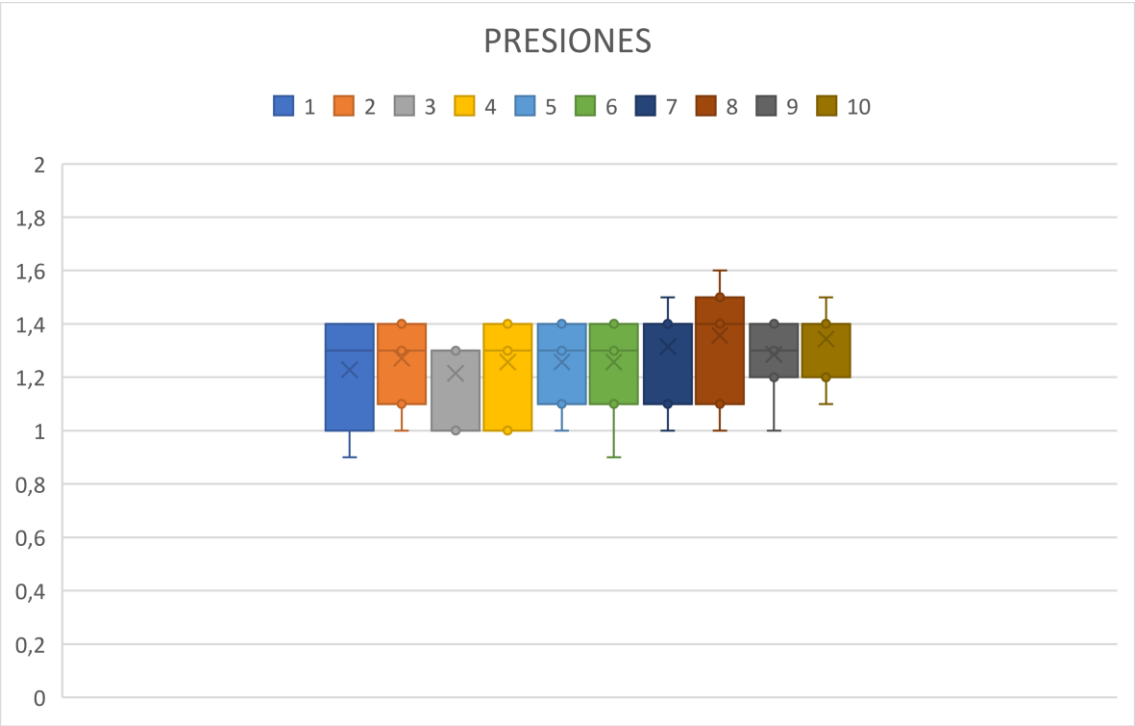


Figura 43: Distribución de las medidas de presión en el ENSAYO 3. (Elaboración propia)

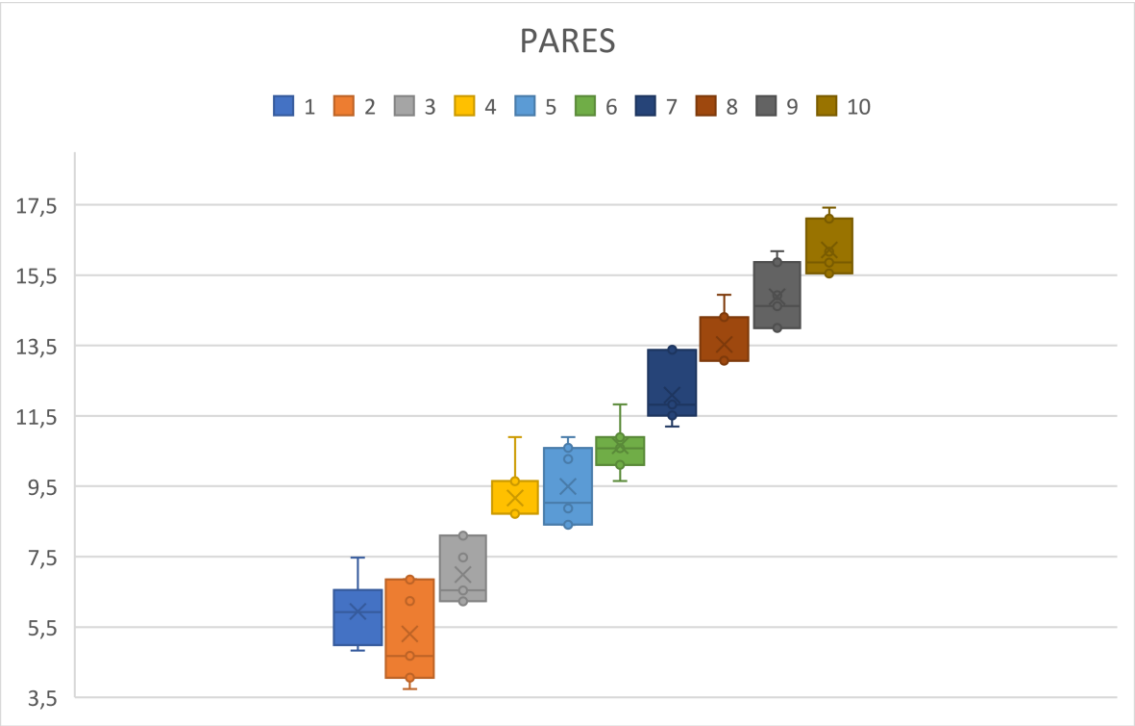


Figura 44: Distribución de las medidas de par en eje en el ENSAYO 3. (Elaboración propia)

Una vez todos los ensayos con sus resultados numéricos calculados, se puede comenzar la comparación entre ellos para entender mejor como es el rodete que se ha ensayado.

Como se dijo anteriormente, para comparar los ensayos entre ellos se han de utilizar las magnitudes unitarias. Serían los valores equivalentes para una turbina de 1 metro de diámetro y 1 metro de salto. En todos los gráficos comparativos, la presentación se hará respecto a un eje de abscisas donde se dibujarán los datos de n_{11} . En la *Figura 45* se muestra el valor del caudal unitario (Q_{11}) de los 3 ensayos en función de la velocidad unitaria (n_{11}).

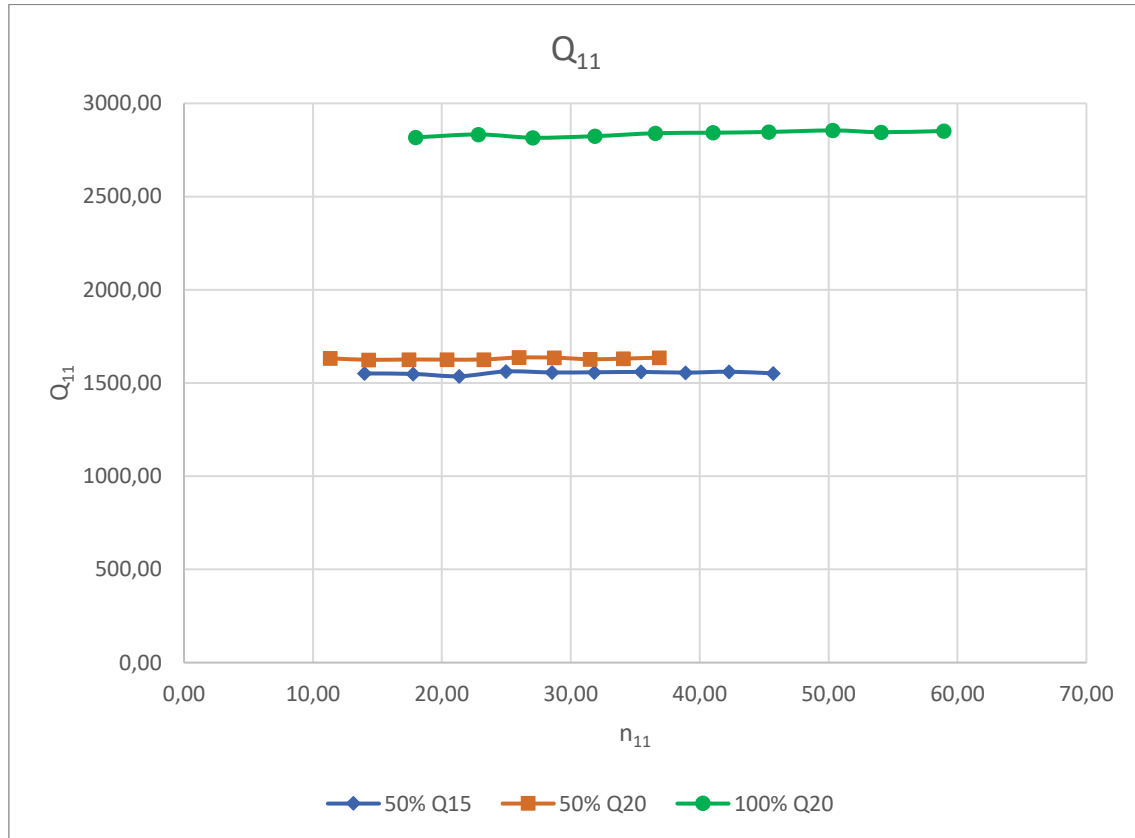


Figura 45: Valor de Q_{11} respecto a n_{11} . (Elaboración propia)

Se aprecia muy bien la tendencia horizontal de los ensayos. Esta gráfica muestra la nula dependencia de Q_{11} con la velocidad de giro del rodete. De hecho, si se analiza la *Ecuación 28*, se ve como Q_{11} solo se ve afectado por los parámetros Q y L_e , que cambian en cada ensayo. También influyen los valores de z_e , L_e y A_e , pero estos se mantienen fijos en todo momento.

La relación con el valor de presión es indirecta, es decir, cuando la presión disminuye, el valor de Q_{11} aumenta. La presión como se ve en las tablas anteriores es mucho más baja en el ensayo con el distribuidor abierto, por lo tanto, el valor Q_{11} es mucho mayor en este ensayo. Respecto a la influencia de Q , casi no afecta a la variación del caudal nominal comparado con cómo afecta la presión a la entrada. Esto se observa en la *Figura 45*, donde las diferencias significativas entre ensayos se muestran por diferentes posiciones del distribuidor, mientras que los ensayos con distinto caudal pero misma apertura del Fink tienen valores muy similares.

Este valor de la presión es razonable porque cerrar el Distribuidor Fink solo puede hacer aumentar la diferencia de presiones respecto a la del depósito, que se toma como la atmosférica. Además, el valor de c_e es mayor en el ensayo con distribuidor abierto, esto también está muy relacionado. El valor c_e sólo depende del caudal y el área de entrada a la turbina.

El valor H depende de la cota geodésica (z_e) que es fija, pero también de c_e , que depende de Q y de la presión de entrada. Como el valor H también depende por otro lado de la instalación (incluyendo la bomba) no puede tener cualquier valor. Por ello, cuando bajamos el caudal de $20\text{m}^3/\text{h}$ a $15\text{m}^3/\text{h}$, disminuye c_e . Pero como estamos cerrando el distribuidor, aumenta la presión a la entrada (L_e), eso provocaría el aumento que ocurre de H . De esta forma se ve mejor como afecta el Distribuidor Fink a los parámetros básicos de ensayo como son Q , H o L_e y como a la altura le afecta mucho más un cambio de presión que de velocidad, es decir, de caudal.

Para comprender mejor este efecto sobre la altura, a pesar de que dependa de la instalación y no sea un valor fijado previamente, se presenta en la *Figura 46* un gráfico comparativo del valor de la altura, constante en cada ensayo, según el valor de n_{11} . Esto servirá para ver en conjunto los cambios de caudal y presión a la entrada.

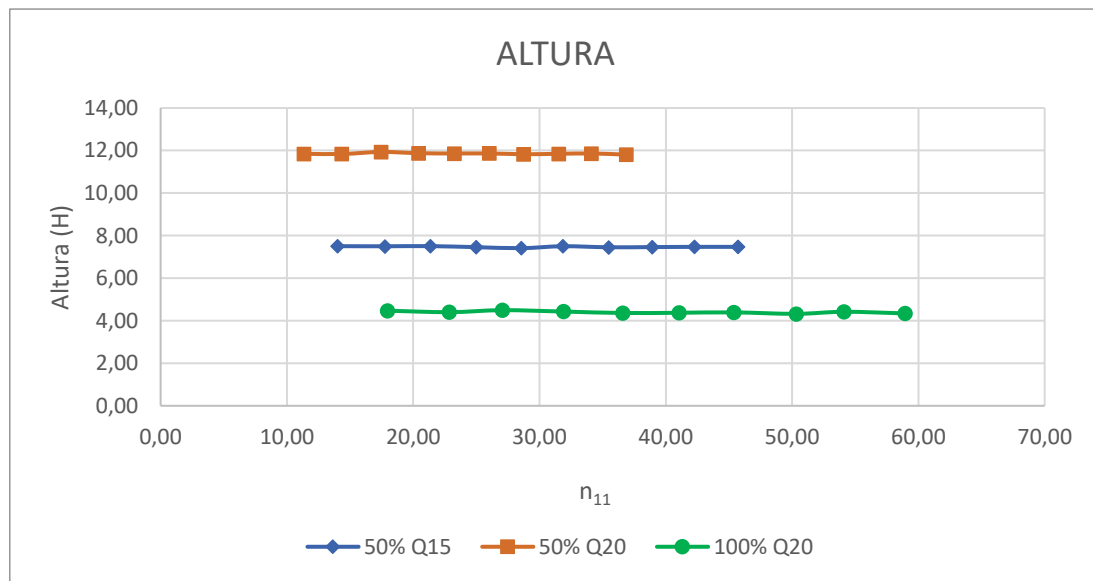


Figura 46: Valor de H respecto a n_{11} . (Elaboración propia)

Como se observa, el valor de altura más pequeño se obtendría para el ensayo al 100% de apertura del distribuidor Fink. En este caso se tendría la menor presión y una c_e de caudal $20\text{m}^3/\text{h}$. Habría más c_e que en el caso de 50% y caudal $15\text{m}^3/\text{h}$, pero menos presión y como se dijo antes, y se ve en la gráfica, la presión afecta mucho más a la altura que el caudal (c_e). Esto se corrobora con los valores en el ensayo al 50% y caudal $20\text{m}^3/\text{h}$, ya que se mantendrá la máxima c_e y la máxima L_e , por tanto, estará la máxima altura. Se ve como hay más diferencia entre los casos que comparten caudal que entre los que comparten apertura del Fink, lo que confirma que la presión afecta más a la altura, por tanto, hay que tener más precauciones en los ensayos con los cambios de distribuidor que con los cambios de caudal.

Una vez analizada mejor la respuesta de los valores básicos de una turbina, se pasa a los que más interés tienen, como son las potencias que se pueden obtener. A continuación, se presenta un gráfico comparativo de la potencia obtenida de la turbina de forma unitaria (Pa_{11}) respecto al valor n_{11} , es la *Figura 47*. En la *Figura 48* se presentan los valores potencia hidráulica (P) respecto a n_{11} . En la *Figura 49* se muestra la evolución para los 3 ensayos de la potencia en el eje (Pa) respecto a n_{11} .

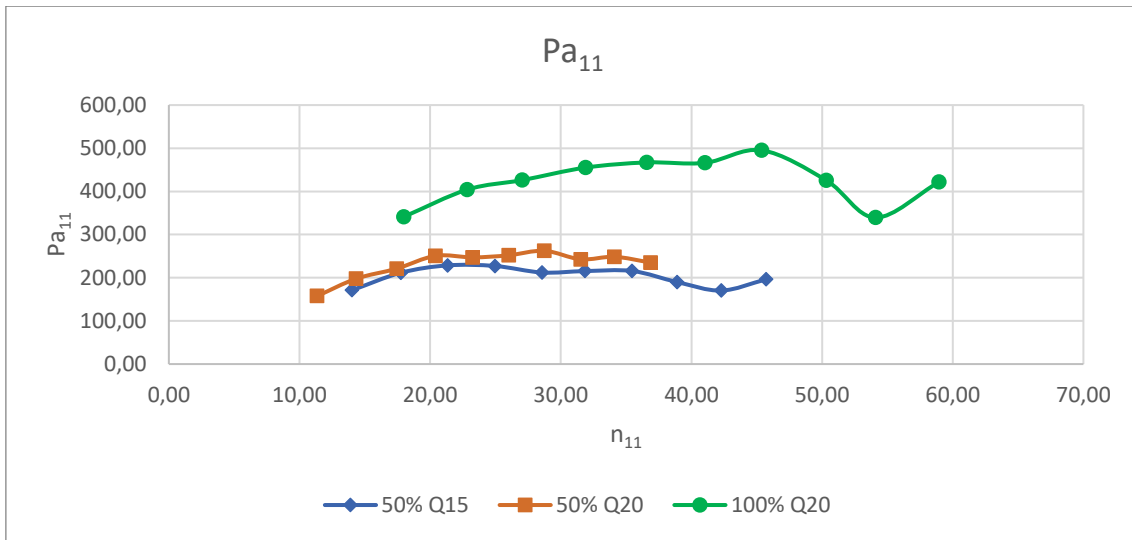


Figura 47: Valor de Pa_{11} respecto a n_{11} . (Elaboración propia)

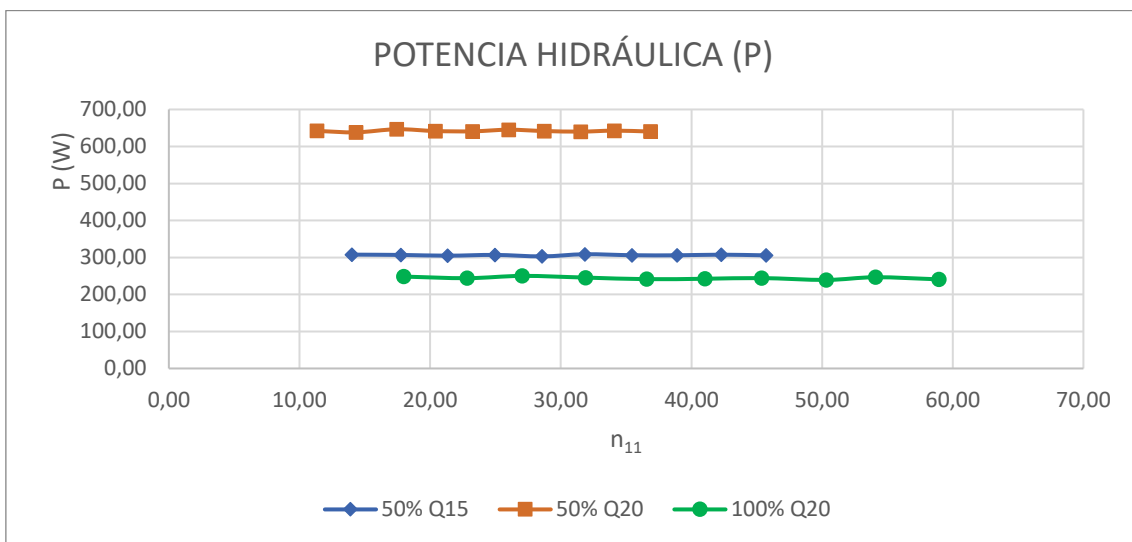


Figura 48: Valor de P respecto a n_{11} . (Elaboración propia)

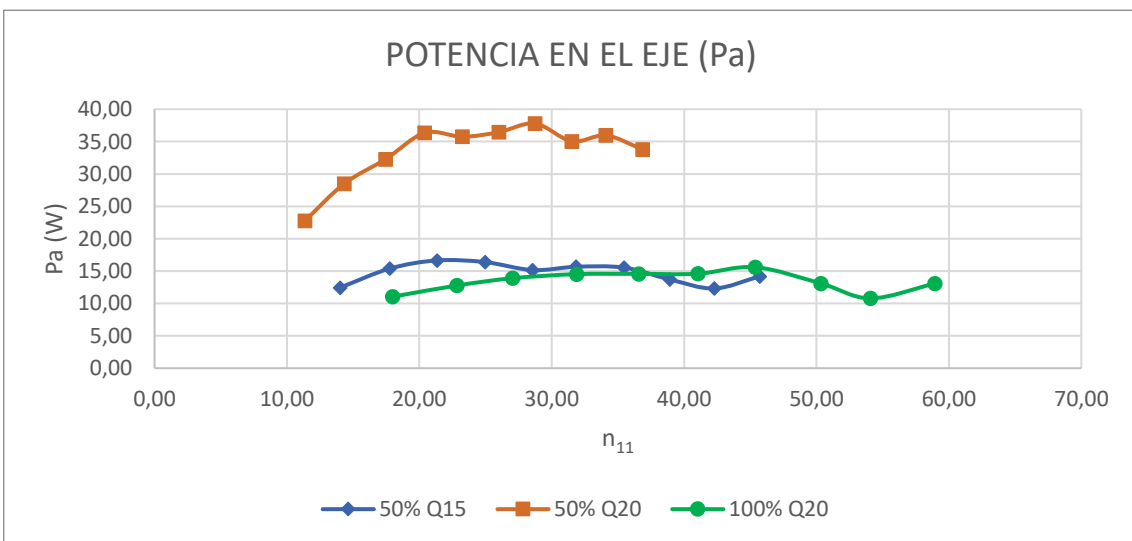


Figura 49: Valor de Pa respecto a n_{11} . (Elaboración propia)

Se ve claramente en la *Figura 48* que la relación entre la Potencia Hidráulica (P) que lleva el fluido está directamente relacionada con la altura del mismo. Además, la influencia del caudal aumenta la Potencia, lo que incrementa aún más las diferencias entre el ensayo al 50% y caudal $20\text{m}^3/\text{h}$ con los otros dos. Esto merece una especial atención a la hora de ensayar el rodete, ya que hará que los álabes soporten grandes esfuerzos.

Pero esto también indica que es en esa situación donde más energía aprovechable se podrá encontrar. A esta energía aprovechable, la potencia que se es capaz de transmitir al alternador, se le llama P_a . Como se ve en la *Ecuación 30*, depende del par que se sea capaz de transmitir al eje motor y de la velocidad a la que se haga. Para hacer la comparación se cogerá el valor P_{a11} , que depende de P_a , es decir, del par y la velocidad, pero también de forma indirecta del diámetro de la turbina y de la altura. El valor P_{a11} corresponde a la potencia obtenida para una turbina de 1m de diámetro y 1m de salto.

Viendo ambas gráficas, se llega a la conclusión de que donde se obtiene más potencia para nuestro alternador es en el ensayo al 50% y caudal $20\text{m}^3/\text{h}$, por tanto, tendrá el mayor valor no solo de P, sino también de P_a . Pero si se observa los valores de P_{a11} , los máximos son para el ensayo al 100% y caudal $20\text{m}^3/\text{h}$, esto indica que, para el mismo salto y el mismo diámetro de turbina, sería esta situación la que obtendría mejores resultados. Se consideran mejores resultados, ya que, aunque no obtenga la máxima energía neta disponible, será la más eficiente. Los valores P_{a11} aumentan mucho respecto a P_a porque el rodete de este proyecto es muy pequeño, y por tanto no es capaz de obtener grandes potencias en su eje, esto es importante tenerlo en cuenta para analizar los rendimientos.

Los valores de P_{a11} son muy similares en los dos ensayos hechos con el Distribuidor Fink al 50%, esto se debe a que la P_a del ensayo de caudal $20\text{m}^3/\text{h}$ es más del doble que a caudal $15\text{m}^3/\text{h}$, pero la altura también es cerca de 1,5 veces mayor. Se compensan mutuamente el efecto de que ambos valores sean mayores en este ensayo. Sin embargo, el máximo se obtiene en 100% y caudal $20\text{m}^3/\text{h}$, ya que se obtiene la misma potencia casi que al 50% y caudal $15\text{m}^3/\text{h}$, pero con menos altura, lo que favorece la obtención de P_a y por tanto aumenta el valor de P_{a11} .

Visto el desarrollo de los resultados referidos a las potencias, se procederá a analizar el rendimiento total que ofrece el rodete en cada ensayo. Los resultados de los rendimientos se presentan en la *Figura 50*.

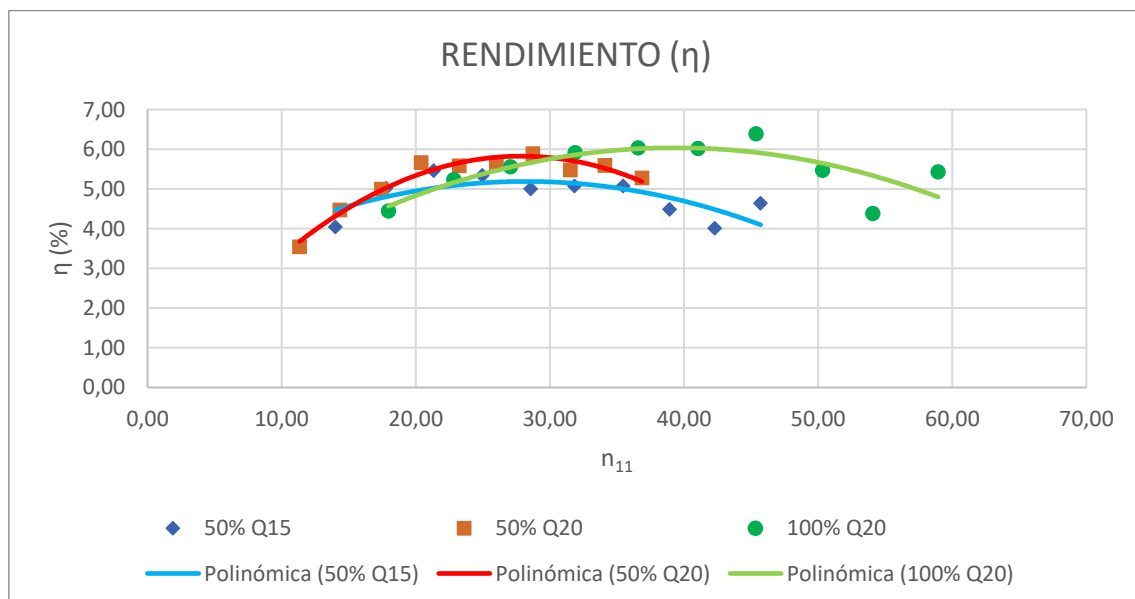


Figura 50: Valor del rendimiento total respecto a n_{11} . (Elaboración propia)

Lo más llamativo de estos rendimientos es que en ninguno de los 3 casos se llegan a obtener rendimientos que rocen el 7%. Esto es debido a que se está trabajando con una potencia hidráulica normal, pero con una turbina inusualmente pequeña. La turbina no está diseñada para la altura que le transmite el fluido. El diseño está hecho para 0,7m de altura y lo mínimo obtenido es en el ensayo al 100% y caudal 20m³/h con 1,2m. Esto es lo que provoca los mejores rendimientos en ese ensayo, ya que es la altura y por tanto las condiciones más parecidas a las de diseño. El rendimiento depende de la similitud con las condiciones de diseño. Se puede diseñar para maximizar el rendimiento o la potencia. En el primero es con las condiciones más parecidas a las de diseño, en el segundo es con las condiciones más altas que aguanta el rodete.

Se conseguirá más potencia trabajando en el punto de Ensayo de 50% y caudal 20m³/h, pero será más eficiente operar al 100% y caudal 20m³/h, ya que la altura es más parecida a la de diseño que en los otros puntos. Esto muestra cómo es posible diseñar para potencia máxima o para rendimiento máximo.

Los rendimientos bajos los justifica la existencia de unas pérdidas hidráulicas que para simplificar se han ignorado en los cálculos. Pero principalmente los inusualmente bajos valores se deben a la lejanía respecto a las condiciones de diseño. Analizando los N_s de cada condición de ensayo, vemos cual sería el rodete ideal en cada caso.

Para el ENSAYO 1 los valores de N_s con las condiciones de trabajo, los N_s van desde 22, el más alto, hasta 6, el más bajo. Esto indica que la turbina ideal en estas condiciones sería una Pelton de una boquilla. En el ENSAYO 2 los N_s abarcan desde 19 hasta 5, lo que hace aún más ideal una Pelton de una boquilla en este caso. Finalmente, en el ENSAYO 3 los valores de N_s, van de 42 a 12. Esto haría ideal una turbina Pelton de varias boquillas, e incluso en los ensayos a 2000rpm, se podría llegar a usar una turbina Francis. Este ENSAYO 3 da valores más cercanos a las turbinas de reacción, por tanto, más cercanos a las Kaplan, es por ello que en este ensayo se encuentran los mejores rendimientos de los 3 casos estudiados.

En la *Tabla 15* se muestran estos razonamientos sobre el funcionamiento de la turbina de forma esquemática.

CERRAR DISTRIBUIDOR CAUDAL CONSTANTE	BAJAR CAUDAL DISTRIBUIDOR CONSTANTE	CERRAR DISTRIBUIDOR BAJAR CAUDAL*
• VELOCIDAD DE ENTRADA CONSTANTE • AUMENTO DE LA PRESIÓN DE ENTRADA • AUMENTO <u>GRANDE</u> DE LA ALTURA • AUMENTO <u>GRANDE</u> DE LA POTENCIA (P) • AUMENTO <u>GRANDE</u> DE LA POTENCIA EN EL EJE (Pa)	• BAJADA DE LA VELOCIDAD DE ENTRADA • BAJADA DE LA PRESIÓN DE ENTRADA • BAJADA DE LA ALTURA • BAJADA <u>GRANDE</u> DE LA POTENCIA (P) • BAJADA <u>GRANDE</u> DE LA POTENCIA EN EL EJE (Pa)	• BAJADA DE LA VELOCIDAD DE ENTRADA • SUBIDA DE LA PRESIÓN DE ENTRADA • SUBIDA DE LA ALTURA • SUBIDA <u>LEVE</u> DE LA POTENCIA (P) • SUBIDA <u>LEVE</u> DE LA POTENCIA EN EL EJE (Pa)

*Depende de cuánto se cierre el Distribuidor y cuánto baje el caudal, en este caso sería válido

Tabla 15: Cuadro resumen sobre el comportamiento de la instalación. (Elaboración propia)

En particular para este rodete, su condición de diseño, y por tanto para lo que mejores resultados se cosecharía sería el punto de estudio al 100% y caudal 20m³/h. Con un rendimiento máximo del 6,04% y generando una potencia en el eje del alternador de 14,57 Watios.

9.3. Comparación con los otros rodets

Como ya se ha dicho en varias ocasiones las condiciones con las que se ha diseñado el rodete son las siguientes:

$$\begin{cases} n = 2000 \text{ rpm} \\ H = 0,7 \text{ m} \\ Q = 15 \text{ m}^3/\text{h} \end{cases}$$

Pero los otros rodets con los que se comparará este, están diseñados con las condiciones siguientes:

$$\begin{cases} n = 2000 \text{ rpm} \\ H = 0,4 \text{ m} \\ Q = 22 \text{ m}^3/\text{h} \end{cases}$$

Esto provoca un N_s cercano a 880. Los otros rodets, a diferencia del usado en este proyecto, son rodets Kaplan Rápidos. La otra peculiaridad es que uno de los otros rodets con los que compararemos, tiene únicamente 4 álabes.

Estas peculiaridades producen unas diferencias geométricas entre los álabes. El hecho de necesitar más caudal aumenta el c_m que sufren los álabes de este rodete según la *Ecuación 10*. Por otro lado, al ser una menor altura, siguiendo la *Ecuación 13*, el valor de la velocidad periférica de entrada (c_{1u}) es menor que en el rodete ensayado.

El efecto de estas velocidades es mayor del esperado, ya que siguiendo de nuevo ecuaciones anteriores como son la *Ecuación 14* y la *Ecuación 15* vemos como la velocidad relativa de incidencia del fluido en el álabe w_∞ , es mayor, al igual que los ángulos β_∞ . Los valores de c_{1u} , c_m , β_∞ y w_∞ son iguales en los dos rodets con los que se comparará, ya que solo dependen de las condiciones iniciales dadas.

En resumidas cuentas, se comparará el rodete de este proyecto con dos rodets creados en diferentes condiciones nominales. Estas condiciones nominales provocan que sean rodets con los álabes más curvados, más verticales.

La otra característica distinta es el número de álabes en uno de los otros rodets, con 4 álabes. Como dice la *Ecuación 16*, aumentará el valor del paso entre ellos. Despejando la *Ecuación 17* se ve como los valores del coeficiente de sustentación (C_s) en este rodete son menores que en el estudiado. En el rodete diferente, pero con 6 álabes, serán aun menores, ya que el paso es menor que con 4 álabes.

Físicamente esta deducción es lógica, puesto que el C_s es el valor de la fuerza que soporta el álabe. Esta fuerza es perpendicular a la superficie y la provoca el fluido. Esto hace que el rodete de este proyecto, cuyos álabes son más horizontales (más opuestos al flujo), sufran mayores fuerzas. El espesor de los otros rodets también será menor de forma consecuente con esta explicación, ya que a menor fuerza que resistan el espesor necesario será menor.

Para resumir las diferentes características geométricas de cada rodete, se presenta el siguiente cuadro comparativo en la *Tabla 16*. En él se denominarán condiciones normales a las usadas como nominales en este proyecto. El parámetro llamado Z seguirá siendo el número de álabes. A las otras condiciones nominales se les llama condiciones nuevas. Se considera normales a

valores de C_s cercanos a 1. En color rojo están los parámetros que comparten valor en los rodetes de condiciones nuevas. En verde los que comparten los rodetes con 6 álabes.

CONDICIONES NORMALES Z=6	CONDICIONES NUEVAS Z=6	CONDICIONES NUEVAS Z=4
• c_m PEQUEÑO • c_{1u} GRANDE • ÁNGULOS $\beta_{\infty}-\delta$ PEQUEÑOS • W_{∞} PEQUEÑA • PASO (t) PEQUEÑO • ÁLABES OPUESTOS AL FLUIDO • CUERDA (L) PEQUEÑA • C_s MUY GRANDES • ESPESORES GRANDES	• c_m GRANDE • c_{1u} PEQUEÑO • ÁNGULOS $\beta_{\infty}-\delta$ GRANDES • W_{∞} GRANDES • PASO (t) PEQUEÑO • ÁLABES VERTICALES • CUERDA (L) PEQUEÑA • C_s MUY PEQUEÑOS • ESPESORES PEQUEÑOS	• c_m GRANDE • c_{1u} PEQUEÑO • ÁNGULOS $\beta_{\infty}-\delta$ GRANDES • W_{∞} GRANDES • PASO (t) GRANDE • ÁLABES VERTICALES • CUERDA (L) GRANDE • C_s NORMALES • ESPESORES MEDIOS

Tabla 16: Cuadro resumen sobre las diferencias geométricas entre rodetes. (Elaboración propia)

Estas son las principales diferencias geométricas que provocan unas distintas condiciones de diseño en rodetes de turbina Kaplan. Son las que determinan como se obtendrán los valores en los ensayos.

9.4. Posibles mejoras del rodete

Las mejoras que se proponen para perfeccionar los resultados medidos son:

- Uso de un material más resistente y robusto que el ABS-M30. Se propone especialmente la Fibra de Carbono reforzada con Nylon, ya que es ideal para impresiones 3D que van a estar sometidas a grandes esfuerzos y en máquinas rotativas.
- Tomar medidas con el distribuidor en posiciones aún más cerradas que el 50%. No se ha podido realizar en este proyecto ya que con el ABS-M30 se estarían experimentando fuerzas en el rodete muy grandes. El rodete partiría.
- Se ha sufrido la limitación de tamaño del rodete (referido al diámetro externo). Esto provoca que el rodete sea más pequeño, por lo tanto, las potencias obtenidas en el eje también lo son.
- La limitación de diámetro externo del rodete también limita el espesor de los álabes, lo que provoca más fragilidad. Cuando se añade espesor de cara a la segunda impresión, se pierde un poco la geometría conseguida.
- La fabricación impide crear los álabes con el perfil calculado (acabado en punta), el redondeo aplicado al final de los álabes cambia la longitud de la cuerda con la que se realizan los cálculos, por ello se escala un 150%.
- El banco de ensayos no es el idóneo (especialmente en cuanto a altura) para el ensayo de rodetes Hélices como el usado. Es un banco de ensayos que proporciona mucha altura.

10. CONCLUSIONES

Las conclusiones en cuanto al diseño y su proceso que se pueden extraer son las siguientes:

- Las turbinas Kaplan/Hélice Rápidas (alto N_s), tienen menos altura y más caudal, son más tipo Kaplan, es decir, son de reacción de la forma máxima posible.
- Las turbinas Kaplan/Hélice lentas tienen más oposición al fluido y por tanto soportan fuerzas mucho mayores (mayores Coeficientes de Sustentación, C_s). Requieren más grosor de álabe. La oposición al fluido la determinan los ángulos del álabe. Dependen prácticamente en su totalidad de las condiciones nominales que se elijan.
- El hecho de tener menos álabes en un rodete te aporta más longitud de cuerda, lo que beneficiará el reparto de esfuerzos y se aprovechará más el intercambio de energía. Sin embargo, también genera mayores valores de C_s , lo que pone en peligro la integridad del rodete. Se debe conseguir un equilibrio entre el valor de la cuerda y el paso. Valores razonables de C_s se encuentran en torno a 1.
- La elección del perfil influye. Hay que tener conocimiento a la hora de elegirlo, ya que cada perfil tiene unos valores de espesor máximos en porcentaje de la cuerda, es decir, un perfil con una determinada cuerda puede no aportar el espesor suficiente para aguantar los C_s del álabe. La curvatura del álabe, aunque en menor medida, también tiene importancia para minimizar el choque del fluido y por tanto las pérdidas.
- El giro del perfil para obtener la geometría calculada se hace respecto al centro de presiones, que sea cual sea el perfil escogido, siempre se situará al 25% de la cuerda. Aquí también tiene una importancia capital la cuerda escogida en el diseño.
- Entran en juego varios ángulos diferentes. Uno es el ángulo con el que ve el rodete la velocidad relativa del fluido, es decir, con el que u (giro del rodete) ve llegar al fluido (w). Ese sería el ángulo del triángulo de velocidades β_∞ . El ángulo con el que debe llegar el fluido al álabe, refiriéndose también a la velocidad relativa, es δ . La resta de ambos proporciona el ángulo de giro del álabe. Siempre se toma como referencia de ángulos la velocidad de giro del rodete (u).

Las conclusiones que se sacan en el apartado de fabricación en 3D del rodete son las siguientes:

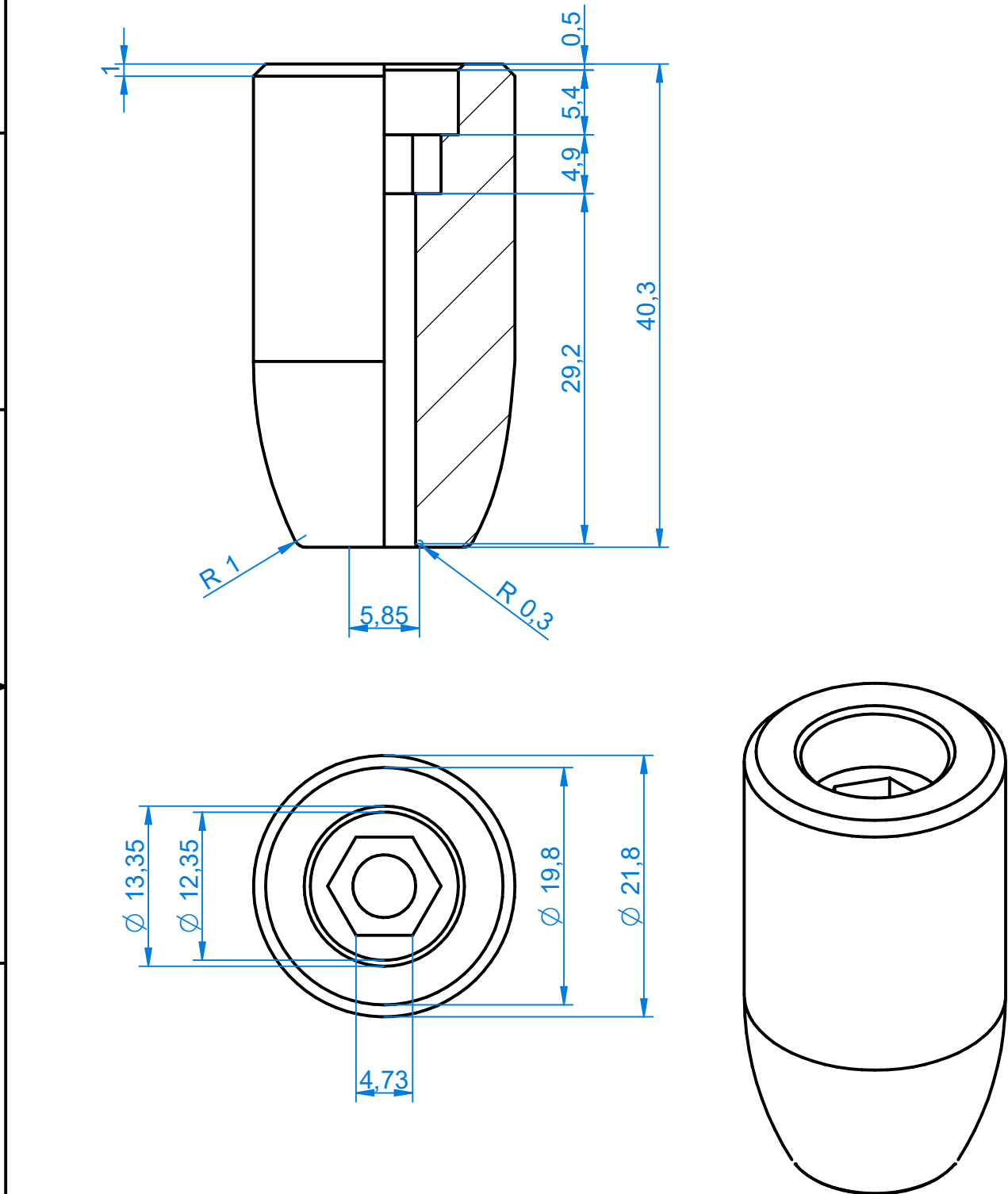
- Lo primero que se puede deducir del proceso es la importancia de escoger un buen material para la impresión 3D. En este caso ha sido suficiente con el ABS-M30, pero lo ideal sería un material capaz de aguantar grandes esfuerzos y apto para movimientos giratorios, vibraciones, estanquidad y resistencia térmica. El que se propone especialmente hecho para estas funciones con estas características es la Fibra de Carbono reforzada con Nylon.
- En fabricación 3D hay que evitar las aristas vivas, ya que no se pueden reproducir por este método. Por ello hay que añadir redondeos al final de los álabes. Si se representan espesores muy finos, sería imposible la retirada del material de soporte.
- Para poder ensayar correctamente el rodete, los álabes deben aguantar. Para ello es mejor añadir un redondeo grande entre el álabe y el tronco del rodete. También, si es necesario, elevar el factor de espesor (K_e), para así aumentar en proporción el grosor de los álabes y por tanto la resistencia.

Las conclusiones deducibles del ensayo del rodete son las siguientes:

- Para poder realizar una buena comparativa de valores tomados con diferentes rodetes o diferentes puntos de la instalación (Distribuidor Fink y Caudal) se deben usar magnitudes unitarias de turbinas. Estas son Pa_{11} , n_{11} y Q_{11} . Estas magnitudes representan las revoluciones, la potencia en el eje y el caudal que tendría la turbina para un diámetro exterior de 1 metro y un salto de 1 metro.
- Los cambios que se producen en el distribuidor únicamente afectan a la presión en la brida de entrada. En consecuencia, la altura va a aumentar mucho. A pesar de mantener el caudal constante, este aumento de la altura provoca una fuerte subida de la potencia hidráulica y de la potencia transmitida al eje. Con esto se puede apreciar como son los cambios de presión los que cambian en gran medida los valores de altura, afectando mucho más que los cambios de caudal. Las fuertes subidas de potencia hacen que los álabes del rodete sufran mucho más. Cerrar mucho el distribuidor puede ser peligroso para el rodete.
- Si el cambio realizado es una bajada de caudal, afecta directamente a la velocidad de entrada del fluido. Por lo tanto, disminuirá dicha velocidad (c_e). También bajará la presión en la entrada, aunque no variará tanto como si fuese un cambio de distribuidor. Como se reducen c_e y L_e , bajará mucho la altura. Todo esto provoca una caída en cadena de parámetros, finalizando con el desplome de los valores de potencia del fluido y potencia en el eje.
- Si el cambio que se produjese fuese una mezcla de los dos expuestos antes, todo dependerá de en qué grado cambie cada parámetro. Cabe resaltar que las variaciones de apertura del Distribuidor Fink provocan cambios más significativos, mientras que las variaciones de caudal afectan a más variables.
- Estudiando para una bajada de caudal y un cierre parcial del distribuidor, lo que cabría esperar en nuestra instalación sería una bajada de la velocidad, pero una gran subida de la presión de entrada y por tanto una gran subida de la altura. En cuanto a la potencia hidráulica y a la potencia en el eje, los cambios las harán subir, pero levemente. La subida no es grande ya que la subida de altura la compensa la caída de caudal.
- Se pueden realizar los diseños para maximizar dos aspectos: La potencia obtenida, para lo que se busca un valor máximo de Pa o el rendimiento, para lo que se quiere un rendimiento máximo. El primero se consigue en las condiciones más energéticas que es capaz de aguantar el rodete. La segunda se consigue con las condiciones de instalación más similares a las de diseño.
- Los bajos rendimientos obtenidos en los ensayos tienen detrás la justificación de la existencia de unas pérdidas hidráulicas que en este proyecto, para simplificar, se han tomado como nulas. Pero la principal justificación de los bajos rendimientos está en la lejanía del ensayo con las condiciones nominales de diseño. Esto significa que los rodetes óptimos para las condiciones a las que se puede ensayar son otros, cuyo tipo lo determina el N_s de esas condiciones.

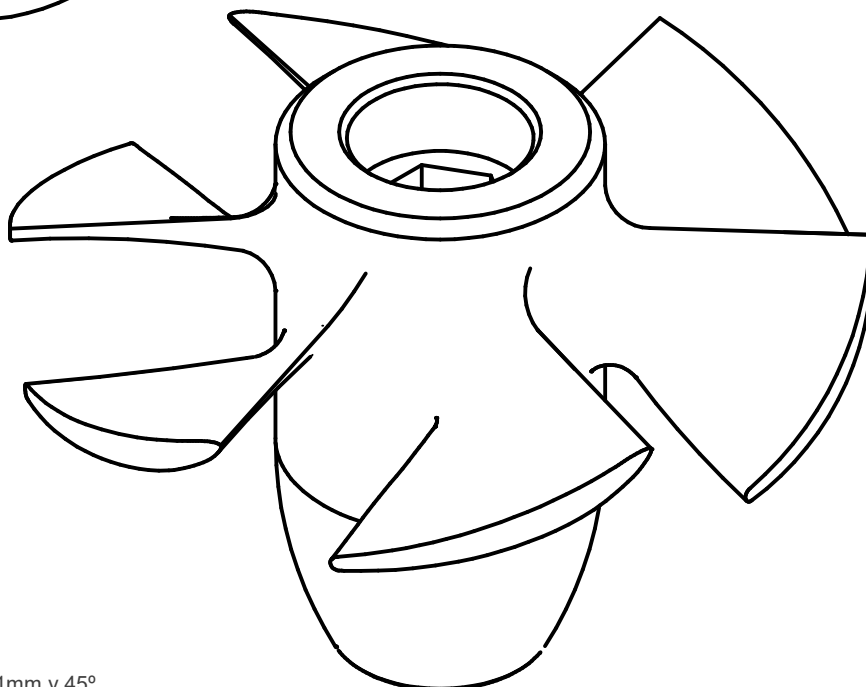
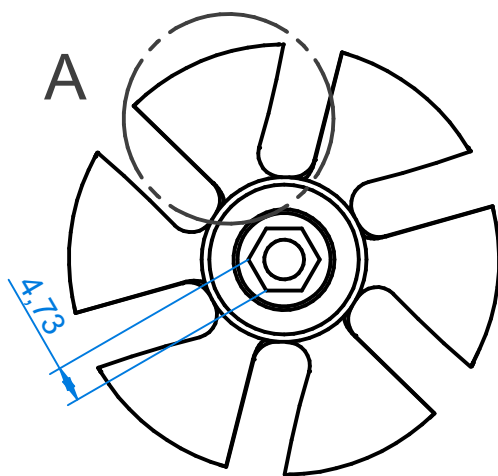
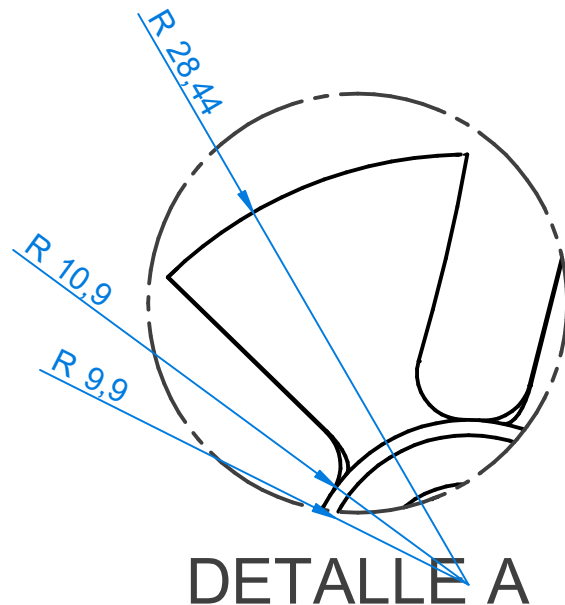
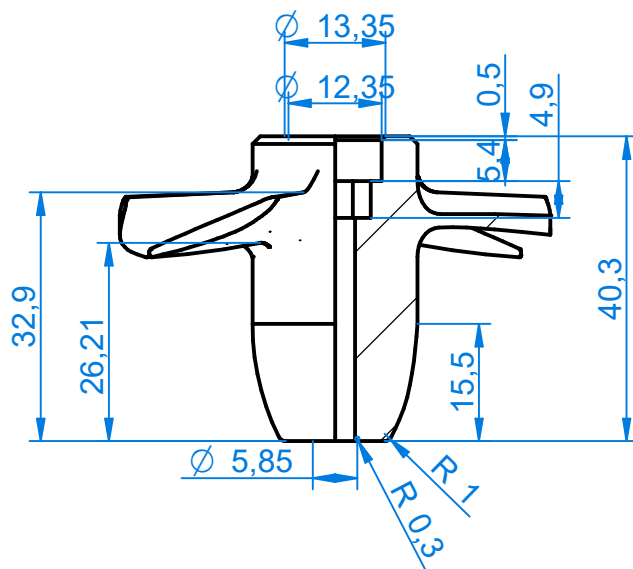
11. ANEXOS

11.1. ANEXO A (Plano del Bulbo del Rodete)



MATERIAL	ABS-M30		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA I.C.A.I.	
TOLERANCIA	-		TRABAJO FIN DE GRADO	
	NOMBRE	FECHA	BULBO DEL RODETE	
DIBUJADO	MIGUEL CABELLO REYES	03/05/19		
COMPROBADO	-	03/05/19		
ESCALA:	FIRMA:		I.C.A.I.	Nº DE LÁMINA:
2:1				Práctica nº1

11.2. ANEXO B (Plano del Rodete)



Todos los chaflanes no acotados son de 1mm y 45°.

MATERIAL	ABS-M30		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA I.C.A.I. TRABAJO FIN DE GRADO	
TOLERANCIA	-			
	NOMBRE	FECHA	RODETE DE TURBINA KAPLAN LENTA	
DIBUJADO	MIGUEL CABELLO REYES	03/05/19		
COMPROBADO		03/05/19		
ESCALA:	FIRMA:	I.C.A.I.		Nº DE LÁMINA:
1:1				Práctica nº2

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

11.3. ANEXO C (Material de impresión ABS-M30)

Finalmente, el material de impresión fue ABS-M30, el mismo que en la primera impresión. Debido a problemas con las máquinas de impresión 3D y a la buena validez de los ensayos con ABS-M30, se decidió dejar este material como el final. A continuación, se adjunta una ficha de datos técnicos y guía de uso del material.



ABS-M30

PRODUCTION-GRADE THERMOPLASTIC FOR FDM 3D PRINTERS

ABS-M30™ is up to 25 to 70 percent stronger than standard ABS and is an ideal material for conceptual modeling, functional prototyping, manufacturing tools and production parts. ABS-M30 has greater tensile, impact and flexural strength than standard ABS. Layer bonding is significantly stronger than that of standard ABS, for a more durable part. This results in more realistic functional tests and higher quality parts for end use. ABS-M30 parts are stronger, smoother and have better feature detail. ABS-M30 runs the Xtend 500 Fortus Plus option, which enables more than 400 hours of unattended build time.

MECHANICAL PROPERTIES ¹	TEST METHOD	ENGLISH		METRIC	
		XZ Axis	ZX Axis	XZ Axis	ZX Axis
Tensile Strength, Yield (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	4,550 psi	3,750 psi	31 MPa	26 MPa
Tensile Strength, Ultimate (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	4,650 psi	4,050 psi	32 MPa	28 MPa
Tensile Modulus (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	320,000 psi	310,000 psi	2,230 MPa	2,180 MPa
Tensile Elongation at Break (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	7%	2%	7%	2%
Tensile Elongation at Yield (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	2%	1%	2%	1%
Flexural Strength (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	8,700 psi	7,000 psi	60 MPa	48 MPa
Flexural Modulus (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	300,000 psi	250,000 psi	2,060 MPa	1,760 MPa
Flexural Strain at Break (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	4%	3.5%	4%	3.5%

MECHANICAL PROPERTIES	TEST METHOD	ENGLISH	METRIC
		XZ Axis	XZ Axis
IZOD Impact, notched (Method A, 23°C)	ASTM D256	2.4 ft-lb/in	128 J/m
IZOD Impact, un-notched (Method A, 23°C)	ASTM D256	5.6 ft-lb/in	300 J/m



THERMAL PROPERTIES ²	TEST METHOD	ENGLISH	METRIC
Heat Deflection (HDT) @ 66 psi, 0.125" unannealed	ASTM D648	204°F	96°C
Heat Deflection (HDT) @ 264 psi, 0.125" unannealed	ASTM D648	180°F	82°C
Vicat Softening Temperature (Rate B/50)	ASTM D1525	210°F	99°C
Glass Transition (Tg)	DMA (SSYS)	226°F	108°C
Coefficient of Thermal Expansion (flow)	ASTM E831	4.90x10 ⁻⁰⁵ in/in/°F	8.82x10 ⁻⁰⁵ mm/mm/°C
Coefficient of Thermal Expansion (xflow)	ASTM E831	4.70x10 ⁻⁰⁵ in/in/°F	8.46x10 ⁻⁰⁵ mm/mm/°C
Melting Point	-----	Not Applicable ²	Not Applicable ²

STRATASYS.COM



ABS-M30

PRODUCTION-GRADE THERMOPLASTIC FOR FDM 3D PRINTERS

At the core:

Advanced FDM Technology

FDM® (fused deposition modeling) technology works with engineering-grade thermoplastics to build strong, long-lasting and dimensionally stable parts with the best accuracy and repeatability of any 3D printing technology. These parts are tough enough to be used as advanced conceptual models, functional prototypes, manufacturing tools and production parts.

Meet production demands

FDM systems are as versatile and durable as the parts they produce. Advanced FDM 3D Printers boast the largest build envelopes and material capacities in their class, delivering longer, uninterrupted build times, bigger parts and higher quantities than other additive manufacturing systems, delivering high throughput, duty cycles and utilization rates.

Opening the way for new possibilities

FDM 3D Printers streamline processes from design through manufacturing, reducing costs and eliminating traditional barriers along the way. Industries can cut lead times and costs, products turn out better and get to market faster.

No special facilities needed

FDM 3D Printers are easy to operate and maintain compared to other additive fabrication systems because there are no messy powders or resins to handle and contain, and no special venting is required because FDM systems don't produce noxious fumes, chemicals or waste.

ELECTRICAL PROPERTIES ³	TEST METHOD	ORIENTATION	VALUE RANGE
Volume Resistivity	ASTM D257	XZ Axis	4.0x10 ¹⁵ - 3.3x10 ¹⁶ ohm-cm
Dielectric Constant	ASTM D150-98	XZ Axis	2.6 - 2.86
Dissipation Factor	ASTM D150-98	XZ Axis	0.0048 - 0.0054
Dielectric Strength	ASTM D149-09, Method A	XY Axis	100 V/mil
Dielectric Strength	ASTM D149-09, Method A	XZ Axis	360 V/mil

OTHER ¹	TEST METHOD	VALUE
Specific Gravity	ASTM D792	1.04
Rockwell Hardness	ASTM D785	109.5

SYSTEM AVAILABILITY	LAYER THICKNESS CAPABILITY	SUPPORT STRUCTURE	AVAILABLE COLORS
Fortus 380mc™	0.013 inch (0.330 mm)	Soluble Supports	Ivory White Black Dark Grey Red Blue
Fortus 450mc™	0.010 inch (0.254 mm)		
Fortus 900mc™	0.007 inch (0.178 mm)		
Stratasys F123™ Series	0.005 inch (0.127 mm) ⁴		

The information presented are typical values intended for reference and comparison purposes only. They should not be used for design specifications or quality control purposes. End-use material performance can be impacted (+/-) by, but not limited to, part design, end-use conditions, test conditions, etc. Actual values will vary with build conditions. Tested parts were built on Fortus 400mc™ @ 0.010" (0.254 mm) slice. Product specifications are subject to change without notice.

The performance characteristics of these materials may vary according to application, operating conditions or end use. Each user is responsible for determining that the Stratasys material is safe, lawful and technically suitable for the intended application, as well as for identifying the proper disposal (or recycling) method consistent with applicable environmental laws and regulations. Stratasys makes no warranties of any kind, express or implied, including, but not limited to, the warranties of merchantability, fitness for a particular use, or warranty against patent infringement.

¹Literature value unless otherwise noted.

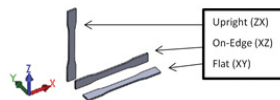
²Due to amorphous nature, material does not display a melting point.

³All Electrical Property values were generated from the average of test plaques built with default part density (solid). Test plaques were 4.0 x 4.0 x 0.1 inches (102 x 102 x 2.5 mm) and were built both in the flat and vertical orientation. The range of values is mostly the result of the difference in properties of test plaques built in the flat vs. vertical orientation.

⁴0.005 inch (0.127 mm) layer thickness not available for Fortus 900mc.

Colors: The test data was collected using ABS-M30 Ivory (natural) specimens. ABS-M30 colored material will have similar properties, but can vary by up to 10%. Orientation: See Stratasys Testing white paper for more detailed description of build orientations.

- XZ = X or "on edge"
- XY = Y or "flat"
- ZX = or "upright"



stratasys

STRATASYS.COM
ISO 9001:2008 Certified

© 2013, 2015, 2017 Stratasys Inc. All rights reserved. Stratasys, Stratasys signet, FDM, Fortus and Finishing Touch are registered trademarks of Stratasys Inc. FDM Technology, Fused Deposition Modeling, Fortus 380mc, Fortus 400mc, Fortus 450mc, Fortus 900mc, Insight, Control Center, Smart Supports, ABS-M30 and TouchWorks are trademarks of Stratasys, Inc. *ULTEM is a trademark of SABIC Innovative Plastics IP BV. All other trademarks are the property of their respective owners, and Stratasys assumes no responsibility with regard to the selection, performance, or use of these non-Stratasys products. Product specifications subject to change without notice. Printed in the USA.
MSS_FDM_ABSM30_EN_1117a

HEADQUARTERS

7665 Commerce Way, Eden Prairie, MN 55344
+1 888 480-3548 (US Toll Free)
+1 952 937-3000 (Intl)
+1 952 937-0070 (Fax)

1 Holtzman St., Science Park, PO Box 2496
Rehovot 76124, Israel
+972 74 745-4000
+972 74 745-5000 (Fax)

11.4. ANEXO D (Material de impresión NYLON CARBON FIBER)

Se adjunta a continuación el material que se aconseja utilizar para fabricar un rodete de calidad superior. Esta fabricación conllevará unos gastos extra, pero a cambio se obtendrán las características descritas por la ficha técnica de DynamicTools, idóneas para la fabricación de un rodete de turbina como en este caso.



DynamicalTools

3D PRINTING

NYLON CARBON FIBER

FIBERFORCE

Filamento compuesto por nylon cargado con fibra de carbono, permite impresiones precisas y es una gran elección para aplicaciones técnicas y mecánicas.

Muy fácil de imprimir comparado con otros materiales técnicos.



CARACTERÍSTICAS

FÍSICAS	DENSIDAD	1,07 g/cm ³
MECÁNICAS	MODULO ELÁSTICO	8000 MPa
	LIMITE ELÁSTICO	110 MPa
	MODULO DE FLEXION	4800 MPa
TÉRMICAS	TEMPERATURA REBLANDECIMIENTO VICAT	170 °C

APLICACIONES

Nylon con fibra de carbono es un material para requerimientos técnicos altos de resistencia mecánica, térmica y ligereza

ASPAS ROTATORIAS	Elementos rotatorios que van a estar expuestos a altas velocidades y vibraciones
PIEZAS DE CONEXIÓN	Piezas de interconexion en matrices o elementos estructurales
EQUIPAMIENTO DEPORTIVO	Diseño y fabricación de elementos deportivos como raquetas, palos de golf, etc
DRONES	Diseño y fabricación de carcasas y elementos para drones
MECÁNICA	Fabricación de elementos de transmisión como engranajes, cremalleras, bandas de rodadura, etc.
REQUISITOS TÉRMICOS	Diseño y fabricación de elementos que deben soportar altas temperaturas de trabajo



DynamicalTools

3D PRINTING

NYLON CARBON FIBER

FIBERFORCE

CONSEJOS DE IMPRESIÓN

TEMPERATURA DE EXTRUSIÓN	Se recomienda utilizar una temperatura de extrusión de $\approx 265^{\circ}\text{C}$
TEMPERATURA DE CAMA	Se recomienda una temperatura de cama de $\approx 100^{\circ}\text{C}$
TEMPERATURA DE CÁMARA	- Se recomienda una temperatura de cámara de $\approx 50^{\circ}\text{C}$ - Para evitar que el inicio del proceso de impresión sea lento, se puede calentar progresivamente por capas: 1ª capa – 30°C 2ª capa – 40°C 3ª capa – 50°C
VELOCIDAD	- Se recomienda una velocidad de impresión de $\approx 40\text{ mm/seg.}$ - Para la primera capa, bajar un 50% la velocidad. - Para ganar calidad superficial, se puede reducir la velocidad de perímetros exteriores y capas solidas superiores al $\approx 50\%$
AGARRE A CAMA	- Se recomienda imprimir sobre superficie metálica. - Utilizar siempre pegamento de PVA marca "Elmers Glue All".
REFRIGERACIÓN DE CAPA	- Se recomienda deshabilitar la refrigeración en la primera capa, para mejorar el agarre a la cama. - Se puede utilizar refrigeración de capa hasta un 30% - Para capas con un tiempo de impresión reducido, donde el plástico no llega a curar por completo antes de la siguiente capa, se puede reducir la velocidad de impresión, para dar mas tiempo al curado de la capa anterior
ALMACENAJE Y PREPARACIÓN DEL FILAMENTO	- El filamento debe almacenarse protegido de la humedad. Se recomienda utilizar una bolsa con cierre hermetico y bolsas de gel de sílice - Es obligatorio desecar la bobina antes de imprimir. Introducir la bobina en un horno a 60°C durante 8 horas



Dynamical Tools · Advanced Production Tools S.A

C/Pineta 13A, Nave 5 | Polígono Valdeconsejo 50410 - Cuarte de Huerva - Zaragoza (Spain)

info@dynamicaltools.com | +34 976 514 285

www.dynamicaltools.com

11.5. ANEXO E (Excel)

DISTRIBUIDOR 50% CAUDAL 15m³/h												
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1
Tacímetro, n	rpm	2097	1941	1785	1625	1464	1303	1147	978	821	637	
Caudal Q	m3/h	14,8	14,9	14,7	14,8	15,1	14,8	14,8	14,9	14,7	14,7	
Presion a la er	mca	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,4	5,5	5,6	5,5	5,5	
Par, M	N-cm	6,23	4,83	5,61	7,48	7,79	9,65	12,29	14,62	15,86	16,18	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	2
Tacímetro, n	rpm	2102	1943	1790	1626	1466	1306	1138	984	821	651	
Caudal Q	m3/h	15,1	15,3	14,9	15	15,2	15	14,9	15	15,2	14,9	
Presion a la er	mca	5,6	5,4	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,6	5,7	5,6	
Par, M	N-cm	6,54	5,61	6,54	9,65	9,65	9,96	14,62	17,42	18,97	19,28	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	3
Tacímetro, n	rpm	2099	1941	1785	1626	1467	1309	1147	984	807	645	
Caudal Q	m3/h	15	15,1	15,2	15,1	14,9	15,1	15	14,7	15	15	
Presion a la er	mca	5,6	5,5	5,4	5,4	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	
Par, M	N-cm	6,85	7,16	8,72	9,96	11,36	12,45	14	16,48	18,66	18,97	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	4
Tacímetro, n	rpm	2102	1943	1788	1629	1467	1309	1147	983	824	650	
Caudal Q	m3/h	14,9	15,1	15,1	15,1	15,1	15	15,3	14,8	14,9	15,2	
Presion a la er	mca	5,4	5,4	5,4	5,4	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	
Par, M	N-cm	6,23	6,23	7,47	8,71	9,65	10,27	12,75	15,55	17,1	17,72	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	5
Tacímetro, n	rpm	2100	1945	1789	1629	1465	1307	1149	985	824	650	
Caudal Q	m3/h	15	15	15,1	15,2	14,8	14,9	15,3	14,9	15	15,1	
Presion a la er	mca	5,4	5,5	5,5	5,5	5,5	5,4	5,4	5,6	5,4	5,4	
Par, M	N-cm	6,51	6,1	7,73	9,65	10,27	10,27	14,51	15,85	18,24	18,85	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	6
Tacímetro, n	rpm	2102	1941	1782	1629	1466	1306	1147	984	807	645	
Caudal Q	m3/h	15,1	15,1	15,1	15	15,2	15,1	15,3	15	15,1	15,2	
Presion a la er	mca	5,4	5,4	5,5	5,5	5,6	5,4	5,5	5,5	5,5	5,5	
Par, M	N-cm	6,54	6,23	7,73	9,65	11,36	12,45	14,62	17,42	18,66	18,97	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	7
Tacímetro, n	rpm	2097	1943	1788	1626	1465	1307	1149	983	821	637	
Caudal Q	m3/h	15,2	15,2	15,2	15,3	15,4	15,1	15,1	15	15,2	15,2	
Presion a la er	mca	5,6	5,7	5,6	5,5	5,5	5,4	5,4	5,6	5,6	5,7	
Par, M	N-cm	6,23	6,23	7,47	8,71	11,36	12,45	12,75	15,85	18,24	18,97	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	

DISTRIBUIDOR 50% CAUDAL 20m³/h												
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1
Tacímetro, n	rpm	2128	1975	1817	1659	1501	1344	1185	1005	824	655	
Caudal Q	m3/h	19,7	19,7	19,7	19,7	19,6	19,5	19,6	19,8	19,6	19,7	
Presion a la er	mca	8,4	8,5	8,4	8,4	8,5	8,4	8,5	8,5	8,5	8,4	
Par, M	N-cm	14	15,55	16,8	19,59	20,83	26,12	29,22	30,47	31,71	32,02	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	2
Tacímetro, n	rpm	2129	1972	1819	1656	1500	1343	1178	1010	835	664	
Caudal Q	m3/h	19,8	19,6	19,5	19,6	19,7	19,5	19,5	19,6	19,4	19,6	
Presion a la er	mca	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7	8,8	8,8	8,7	8,7	8,7	
Par, M	N-cm	13,38	16,17	17,73	19,9	20,99	25,18	28,29	29,84	31,55	31,71	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	3
Tacímetro, n	rpm	2131	1975	1823	1661	1500	1345	1181	1005	821	651	
Caudal Q	m3/h	19,9	20,2	20	20	20,2	19,9	19,7	19,9	19,9	19,9	
Presion a la er	mca	9	9	9	9	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9	
Par, M	N-cm	15,86	17,57	20,52	23,01	24,87	24,56	30,47	30,78	33,57	33,57	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	4
Tacímetro, n	rpm	2129	1975	1817	1660	1506	1345	1180	1011	830	657	
Caudal Q	m3/h	20	20	19,6	19,8	19,7	19,8	19,6	19,7	19,6	19,9	
Presion a la er	mca	8,8	8,9	8,9	8,9	8,9	9	8,9	9	8,9	8,8	
Par, M	N-cm	15,86	18,66	18,97	21,77	22,7	26,27	30,47	30,47	33,26	33,58	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	5
Tacímetro, n	rpm	2130	1973	1824	1661	1508	1347	1182	1020	832	660	
Caudal Q	m3/h	19,9	19,7	20	20,1	20,2	19,9	20,1	20,1	19,9	20	
Presion a la er	mca	8,9	9	9,1	8,8	8,8	8,8	8,8	8,9	8,8	8,9	
Par, M	N-cm	15,86	17,57	17,73	21,77	22,7	24,56	28,29	30,78	33,26	33,58	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	6
Tacímetro, n	rpm	2132	1975	1830	1663	1510	1349	1185	1019	830	651	
Caudal Q	m3/h	19,9	19,9	19,8	19,9	19,9	20,1	20,2	20,1	19,9	19,9	
Presion a la er	mca	9	9,1	9	9	9	9,1	9,1	9,2	9	9	
Par, M	N-cm	15,57	17,57	17,73	23,01	24,87	26,27	30,47	29,84	33,26	33,58	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	7
Tacímetro, n	rpm	2125	1970	1835	1667	1515	1350	1185	1020	831	657	
Caudal Q	m3/h	20,1	20,1	20,2	20,3	20,4	20,1	20,1	20	20,2	20,2	
Presion a la er	mca	8,8	8,8	8,9	8,9	8,9	8,9	9	9,1	9	9,1	
Par, M	N-cm	15,58	18,66	18,97	23,01	24,87	24,56	28,29	30,78	33,26	33,58	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	

DISTRIBUIDOR 100% CAUDAL 20m³/h												
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1
Tacímetro, n	rpm	2104	1945	1789	1627	1467	1311	1151	987	822	651	
Caudal Q	m3/h	20,7	20,8	20,4	20,5	20,6	20,4	20,5	20,8	20,5	20,6	
Presion a la er	mca	1	1,1	1	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	
Par, M	N-cm	7,47	6,85	8,1	8,72	10,27	10,58	11,82	13,07	14	15,55	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	2
Tacímetro, n	rpm	2101	1946	1788	1623	1470	1304	1144	980	821	652	
Caudal Q	m3/h	20,2	20,4	20,1	20	20	20,2	20,2	20,4	19,9	20,2	
Presion a la er	mca	1,3	1,4	1,3	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4	1,4	1,4	
Par, M	N-cm	5,92	4,68	6,23	8,72	8,4	10,58	11,2	13,07	14	15,55	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	3
Tacímetro, n	rpm	2099	1943	1788	1625	1467	1306	1147	981	824	647	
Caudal Q	m3/h	20,3	20,4	20,4	20,7	20,5	20,3	20,3	20,5	20,6	20,3	
Presion a la er	mca	0,9	1	1	1	1	0,9	1	1	1	1,1	
Par, M	N-cm	4,83	3,74	6,23	8,72	9,03	10,11	11,51	13,07	14,93	15,86	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	4
Tacímetro, n	rpm	2099	1943	1790	1627	1464	1303	1150	975	807	648	
Caudal Q	m3/h	20,2	20,3	20,3	20,3	20,3	20,1	20,1	20,2	20,4	20,5	
Presion a la er	mca	1,3	1,3	1,3	1,4	1,3	1,3	1,4	1,6	1,3	1,4	
Par, M	N-cm	4,99	4,06	6,23	8,72	8,87	10,89	11,51	13,07	14,62	15,86	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	5
Tacímetro, n	rpm	2102	1943	1789	1626	1470	1304	1144	981	813	650	
Caudal Q	m3/h	20,5	20,3	20,4	20,5	20,4	20,2	20,3	20,4	20,4	20,3	
Presion a la er	mca	1,3	1,4	1,3	1,3	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	
Par, M	N-cm	6,55	6,24	8,1	10,9	10,59	11,83	13,38	14,94	15,87	17,11	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	6
Tacímetro, n	rpm	2099	1941	1790	1623	1469	1307	1150	977	827	645	
Caudal Q	m3/h	20,1	20,5	20,3	20,4	20,4	20,6	20,5	20,2	20,4	20,3	
Presion a la er	mca	1,4	1,3	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5	1,5	1,3	1,5	
Par, M	N-cm	5,3	4,68	6,54	8,72	8,41	9,65	11,82	13,22	14,62	16,17	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	
Medidas	Unidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	7
Tacímetro, n	rpm	2099	1946	1788	1626	1464	1309	1146	983	821	654	
Caudal Q	m3/h	20,4	20,6	20,3	20,5	20,2	20,3	20,5	20,5	20,2	20,5	
Presion a la er	mca	1,4	1,4	1,3	1,4	1,4	1,4	1,4	1,5	1,4	1,4	
Par, M	N-cm	6,55	6,86	7,48	9,65	10,9	10,9	13,38	14,31	16,18	17,42	
Ze	cm	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
		2000	1850	1700	1550	1400	1250	1100	950	800	650	

12. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Pérez Pantoja, Piero (2011): Grupo de generación Kaplan tubular para 3.0 Kw de capacidad. Pontificia Universidad Católica del Perú. Disponible en: <http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/20.500.12404/385>
- [2] Matáix. Claudio (1975): Turbomáquinas Hidráulicas. Universidad Pontificia Comillas (I.C.A.I.). Madrid (España). 3ª Edición.
- [3] Fernández Díez, Pedro: II.- Salto neto, Semejanza y Colinas de rendimientos. Disponible en: <http://es.pfernandezdiez.es/libro/?id=10>
- [4] Fernández Díez, Pedro: I.-Turbinas Hidráulicas: Clasificación y ecuación fundamental. Disponible en: <http://es.pfernandezdiez.es/libro/?id=10>
- [5] Fernández Díez, Pedro: V.-Turbinas Kaplan y Bulbo. Disponible en: <http://es.pfernandezdiez.es/libro/?id=10>
- [6] Quero Ruz, Eduardo (2014): Diseño de una Bomba-Turbina. Madrid. Universidad Pontificia Comillas (ICAI). Disponible en: <https://www.iit.comillas.edu/pfc/resumenes/538305838ccb7.pdf>
- [7] Scarpin, Gustavo (2002): Aerodinámica de perfiles. Córdoba (Argentina). Instituto Universitario Aeronáutico (IUA). Disponible en: <https://es.slideshare.net/jordanchumpitazi/aerodinmica-de-perfiles>
- [8] Capítulo IV. Aprovechamientos Hidráulicos. Universidad Centroamericana “José Simeón Cañas”. El Salvador. Disponible en: http://cef.uca.edu.sv/descargables/capacitacion_anda/Aprovechamientos_Hidraulicos.pdf
- [9] Renedo, Carlos; Fernández Diego, Inmaculada; Carcedo Haya, Juan; Ortiz Fernández, Félix. Sistemas y máquinas fluido mecánicas: Turbinas Kaplan. Universidad de Cantabria (España). Disponible en: https://ocw.unican.es/pluginfile.php/319/course/section/272/bloque_1_tema_3.4.pdf
- [10] Ferrada Sepúlveda, Lorena Andrea (2012): Diseño de un rodete de turbina hidráulica tipo Pelton para microgeneración. Universidad de Chile. Santiago de Chile. Disponible en: http://repositorio.uchile.cl/bitstream/handle/2250/112366/cf-ferrada_ls.pdf
- [11] Meneses, Diana; López, Omar; Laín, Santiago (2013): Influencia del tipo de álabe en el desempeño hidrodinámico de una turbina Darrieus. Revista Visión Electrónica. Universidad Distrital Francisco José de Caldas. Bogotá (Colombia). Disponible en: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=4886399>
- [12] Flores Galindo, Diego Rodrigo (2006): Diseño de Perfiles Aerodinámicos. Instituto Politécnico Nacional (México). Disponible en: <https://es.scribd.com/document/357226596/Diseno-de-perfiles-aerodinamicos-pdf>

- [13] Agüera Soriano, José (2012): Centrales Hidroeléctricas. Disponible en: <https://docplayer.es/14724717-Centrales-hidroelectricas-jose-aguera-soriano-2012-1.html>
- [14] Agüera Soriano, José (2011): Turbinas Hidráulicas. Disponible en: <https://docplayer.es/22691732-Turbinas-hidraulicas-jose-aguera-soriano-2011-1.html>
- [15] Máquinas Fluidomecánicas Hidráulicas. Turbinas Hidráulicas. G.U.N.T. Hamburg. Disponible en: https://www.gunt.de/images/download/hydroturbines_spanish.pdf
- [16] Máquinas Fluidomecánicas Hidráulicas. Turbinas Hidráulicas. G.U.N.T. Hamburg. Disponible en: https://www.gunt.de/images/download/turbines_spanish.pdf
- [17] García Gutiérrez, Héctor; Nava Mastache, Arturo. (2014): Selección y dimensionamiento de Turbinas Hidráulicas para Centrales Hidroeléctricas. Universidad Nacional Autónoma de México. Disponible en: http://www.ingenieria.unam.mx/~deptohidraulica/publicaciones/pdf_publicaciones/SELECYDIMENSIONAMIENTODETURBINAS.pdf
- [18] Palma Reyes, Daniela; Peña Espitia, Cristian David (2018): Diseño de una Turbina Kaplan para generación de Energía Hidráulica. Bogotá (Colombia). Disponible: <https://repository.ucatolica.edu.co/bitstream/10983/22838/1/TRABAJO%20DE%20GRADO%20-%20DISE%C3%91O%20DE%20TURBINA%20KAPLAN.pdf>
- [19] Suescún Monsalve, Ismael. Turbinas Hidráulicas. Disponible en: <http://kimerius.com/hidrodin%C3%A1mica-18/turbinas-hidr%C3%A1ulicas/>
- [20] Córdova, Roberto. Breve historia de las Turbinas Hidráulicas. Universidad Centroamericana “José Simeón Cañas”. El Salvador. Disponible en: <http://www.uca.edu.sv/deptos/ccnn/dlc/pdf/turbinas.pdf>
- [21] Vidal Barrena, Víctor Beder (2010). Análisis del dimensionamiento de una Turbina Hidráulica, por Redes Neuronales para una Minicentral. Universidad Nacional de Ingeniería. Lima (Perú). Disponible en: <http://cybertesis.uni.edu.pe/handle/uni/3487>
- [22] Apuntes de la asignatura de Turbomáquinas (2018). Universidad Pontificia Comillas (I.C.A.I.) Madrid (España).
- [23] Turbinas Kaplan. (2012). Acceso online: <https://faeitch2012.wordpress.com/2012/02/28/turbina-kaplan/> [Último Acceso: 23 de mayo]
- [24] Historia de las Turbinas Hidráulicas (2011). Acceso online: <https://faeitch2011.wordpress.com/2011/09/24/historia-de-las-turbinas-hidraulicas/> [Último Acceso: 22 de marzo]
- [25] Turbinas Kaplan. Acceso online: <https://www.quieroapuntes.com/turbinas-kaplan.html> [Último Acceso: 25 de mayo]

- [26] Análisis dimensional y cifras características en turbinas (2010). Acceso online: <https://es.scribd.com/doc/31064007/Analisis-dimensional-y-cifras-caracteristicas-en-Turbomaquinas> [Último Acceso: 27 de abril]
- [27] Teoría elemental de las turbomáquinas. Triángulo de velocidades y ecuación de Euler. (2014) Acceso online: <https://ingelibreblog.wordpress.com/2014/09/08/teoria-elemental-de-las-turbomaquinas-triangulo-de-velocidades-y-ecuacion-de-euler/> [Último Acceso: 12 de marzo]
- [28] Turbina axial. Acceso online: https://es.wikipedia.org/wiki/Turbina_axial [Último Acceso: 20 de marzo]
- [29] Turbina Kaplan. Acceso online: https://es.wikipedia.org/wiki/Turbina_Kaplan [Último Acceso: 28 de junio]
- [30] Rodete. Acceso online: <https://es.wikipedia.org/wiki/Rodete> [Último Acceso: 28 de junio]
- [31] Turbomáquina. Acceso online: https://es.wikipedia.org/wiki/Turbom%C3%A1quina#De_acuerdo_con_la_forma_que_presenta_el_fluido_proyectado_a_trav%C3%A9s_del_rotor [Último Acceso: 20 de marzo]
- [32] Turbomáquina. Acceso online: <https://www.definicion.xyz/2018/06/turbomaquinas-ing-mecanica.html> [Último Acceso: 20 de marzo]
- [33] Imagen de la Presa de las Tres Gargantas: <https://www.ingenieria.es/presa-de-las-tres-gargantas/>
- [34] Imagen de las distintas curvas de rendimiento en turbinas: <https://slideplayer.es/slide/4161770/>
- [35] Imagen de rodete de turbina Kaplan: <https://equipo2fae.wordpress.com/turbinas-kaplam/>
- [36] Imagen del distribuidor Fink con rodete de Turbina Francis: https://es.wikipedia.org/wiki/Turbina_Francis
- [37] Perfil Gottingen 428 <http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=goe428-il>
- [38] Ficha técnica ABS-M30. Stratasys: <https://www.stratasys.com/es/materials/search/abs-m30>