

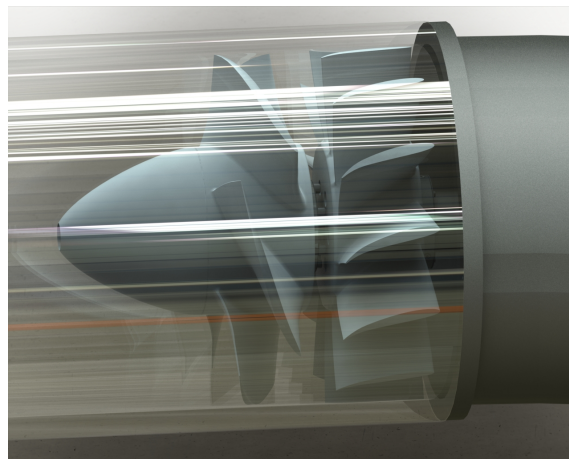


Facultad de Ingeniería



INSTITUTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y PRODUCCIÓN
INDUSTRIAL

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE ROTOR PARA TURBINA DE MICRO-GENERACIÓN ELÉCTRICA.



Autores:

Flores Rodrigo - C.I.: 4.589.149-6

Medero Ignacio - C.I.: 4.931.268-8

Vacca Marcio - C.I.: 4.365.746-4

Tutores:

Ing. Mariana Silva
Msc. Rodolfo Pienika

Montevideo, Uruguay
Julio 2022

Agradecimientos

Queremos agradecer a Harold Alvarez, General Manager en Flow Science de Flow-3D para Latinoamérica, quien tuvo una gran disposición a la hora de atender nuestras consultas y compartirnos la licencia de investigación del programa Flow 3D Cast, que a nuestro entender, aporta gran valor a esta tesis, pudiendo así estimar de manera acertada el proceso de fabricación. También queremos agradecer tanto al IEM como al IMFIA, por poner a nuestra disposición las instalaciones de los institutos para poder realizar las pruebas y ensayos requeridos para validar lo teóricamente supuesto.

También le agradecemos a la empresa TUBACERO por su disposición a atender nuestras dudas, así como para donar la muestra de materia primara utilizada para diversos ensayos.

Resumen

Estudios realizados por el IMFIA junto a otras instituciones han dado como resultado la existencia de excedente de energía en embalses de riego, que puede ser aprovechada mediante la colocación de una turbina de micro-generación eléctrica. En la actualidad, es necesaria la importación de rotores para este tipo de turbina, aumentando considerablemente los costos de instalación y reduciendo así su rentabilidad. Estos estudios están dentro de los proyectos de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas realizados por el IMFIA y MIEM, siendo estos de acceso público.

En este proyecto se establece y automatiza un proceso de diseño del conjunto rotor y distribuidor de una turbina a colocar en un embalse seleccionado. Las actividades desarrolladas abarcan la selección del material de fabricación, caracterización de propiedades mecánicas y microestructura, diseño hidráulico y mecánico de la turbina, simulación del proceso de fabricación y realización de ensayo de banco hidromecánico con modelo a escala.

Dentro de los resultados podemos destacar que la turbina puede ser fabricada en Uruguay, el material para la fabricación es un acero inoxidable martensítico y se estableció un algoritmo para el diseño de turbinas de micro-generación.

Palabras clave:

Turbina, Rotor, Fundición, Micro generación.

Índice

Glosario	9
1. Introducción	11
2. Objetivos	12
3. Marco Teórico	13
3.1. Consideraciones generales de turbinas	13
3.2. Diseño de Rotores	14
3.3. Materiales para la fabricación de turbinas	18
3.4. Método para la fabricación de turbinas	22
4. Metodología	25
4.1. Selección del Embalse	25
4.1.1. Datos finales del embalse	28
4.2. Selección del Material	29
4.2.1. Determinación de tratamientos térmicos	29
4.2.2. Caracterización micro estructural del material	36
4.2.3. Caracterización de propiedades mecánicas del material	39
4.3. Diseño	44
4.3.1. Tipo de turbina	44
4.3.2. Parámetros estimados para el dimensionamiento del rotor y distribuidor	45
4.3.3. Valores calculados iterativamente	49
4.3.4. Iteración total	49
4.3.5. Modelo 3D	52
4.3.6. Guía para la utilización de la planilla de diseño	55
4.4. Diseño del proceso de fabricación	59
4.5. Simulación del proceso de fundición	61
4.6. Resistencia Mecánica del Rotor	63
4.7. Ensayo de banco hidromecánico	65
4.7.1. Banco de ensayo	65
4.7.2. Ensayo hidromecánico	66
4.8. Evaluación económica	68
5. Presentación de datos, análisis y discusión	70
5.1. Selección del Material	70
5.1.1. Caracterización de propiedades mecánicas del material	71
5.1.2. Caracterización micro estructural del material	74
5.2. Diseño	79
5.2.1. Resistencia Mecánica del Rotor	79
5.3. Diseño del proceso de fabricación	84
5.4. Simulación del proceso de fundición	87

5.5. Ensayo de banco hidromecánico	96
5.6. Evaluación económica	99
6. Consideraciones finales	101
Referencias bibliográficas	103
Apéndice	105
.1. Resultados de iteración	105

Índice de figuras

1.	Nomenclatura de perfil. Fuente: Wikipedia (2009)	14
2.	Triángulo de velocidades en el rotor.	16
3.	Sistema de colada, Beeley (2001).	23
4.	Secuencia de operaciones y tratamientos térmicos	30
5.	Tratamientos térmicos realizados	35
6.	Cortadora refrigerada	37
7.	Disco para pulido	38
8.	Equipo para ataque electroquímico	38
9.	Esquema para probetero, ASTM 781.	39
10.	Prensa hidráulica para ensayo de tracción	40
11.	Dimensiones de probeta para ensayo de tracción, ASTM A 370.	41
12.	Proceso de recocido	41
13.	Durómetro	42
14.	Durómetro	43
15.	Diagrama del proceso iterativo de diseño.	50
16.	Modelo 3D del rotor.	53
17.	Modelo 3D del rotor para banco de ensayos.	53
18.	Modelo 3D del distribuidor para banco de ensayos.	54
19.	Modelo 3D del distribuidor.	54
20.	Celdas para ingreso de datos del embalse.	55
21.	Celdas para ingreso de suposiciones iniciales.	55
22.	Celdas para ingreso de valores de propiedades y constantes.	56
23.	Celdas de valores auxiliares y valores del banco de ensayos.	56
24.	Selección de tipo de iteración.	57
25.	Hoja de resultados finales del distribuidor con botones para generación de modelo 3D.	57
26.	Hoja de resultados finales del distribuidor con botones para generación de modelo 3D.	58
27.	Molde falso	60
28.	Semi cajas del molde de fundición	60
29.	Volumen de control	62
30.	Esquema global del banco de ensayo	65
31.	Parte "S"del banco	66
32.	Micrografía sin ataque químico de la muestra en su estado bruto de colada	74
33.	Tamaño de grano en material bruto de colada	74
34.	Precipitación de carburo por tratamiento de recocido	75
35.	Muestra templada y revenida atacada con vilella	75
36.	Muestra templada y revenida atacada con V2A	76
37.	Muestra templada y revenida atacada con vilella	76
38.	Muestra templada y revenida atacada con vilella	77
39.	Muestra en estado bruto de colada atacada con V2A	77

40.	Muestra en estado bruto de colada atacada con vilella	78
41.	Muestra en estado bruto de colada atacada con vilella	78
42.	Modelo y caja de noyos para fabricar molde de un rotor de una bomba. . .	85
43.	Caja de noyos para fabricar molde de un rotor de una bomba helicoidal. . .	85
44.	Caja de noyos para fabricar molde de un rotor de una bomba helicoidal. . .	86
45.	Rotor obtenido luego de la fundición.	86
46.	Rechupe interno en el rotor	88
47.	Rechupe interno en el distribuidor	88
48.	Tiempo total de llenado, $t=[s]$, Fill Fraction=[%]	89
49.	Variación de la temperatura durante el llenado.	89
50.	Variación de la temperatura durante el llenado.	90
51.	Variación de la temperatura durante el llenado.	90
52.	Fracción solidificada durante el llenado, $t=[s]$, Solid Fraction=[%].	91
53.	Velocidad del fluido en coordenada Z.	91
54.	Velocidad del fluido en coordenada Z.	92
55.	Velocidad del fluido en coordenada Z.	92
56.	Tiempo total de solidificación.	93
57.	Fracción solidificada durante el llenado.	93
58.	Solidificación direccional.	94
59.	Ubicación de rechupe.	94
60.	Solidificación direccional.	95
61.	Ubicación de rechupe.	95

Índice de tablas

2.	Tipos de aceros inoxidables y sus propiedades mecánicas, ISSF (2020) . . .	19
3.	Comparación de normas internacionales para el acero inoxidable COR 13-4, García y Ernesto (2005)	20
4.	Tipos de aleaciones de base cobre, ANROU (2004).	20
5.	Tipos de aceros inoxidables, ANROU (2004).	21
6.	Datos de los embalses, Schenzer y Terra (2012).	26
7.	Datos de los embalses (continuación), Schenzer y Terra (2012).	27
8.	Datos generales del embalse seleccionado.	28
9.	Datos energéticos del embalse seleccionado.	28
10.	Recomendaciones para tratamientos térmicos, ISSF (2021).	31
11.	Recomendaciones para tratamientos térmicos, ISSF (2021).	32
12.	Propiedades mecánicas, ISSF (2021).	33
13.	Propiedades mecánicas, ISSF (2021).	34
14.	Composición de reactivos	37
15.	Correlación entre velocidad específica y altura de salto neto. Fuente: ESHA, 2006.	44
16.	Rango de velocidades específicas para cada tipo de turbina. Fuente: ESHA, 2006.	44
17.	Velocidad específica n_{QE} para cada tipo de turbina con una altura de salto neto de 10m.	45
18.	Velocidad de giro de sincronismo de un motor a inducción según su número de polos para frecuencias de 50 Hz.	47
19.	Estudio de granulometría, SIDELAR (2021)	59
20.	Composiciones químicas.	71
21.	Composición química AISI 420.	71
22.	Resultados ensayos de tracción.	71
23.	Estado de la muestra	72
24.	Ensayo de dureza, material bruto de colada	72
25.	Ensayo de dureza, material recocido	72
26.	Ensayo de dureza, material templado y revenido a 200°C	72
27.	Ensayo de dureza, material templado y revenido a 650°C	73
28.	Promedios de ensayo de dureza	73
29.	Fuerza centrífuga en el Rotor	79
30.	Momentos de Inercia	80
31.	Momentos de Flectores en el rotor	81
32.	Factores de Weinig	81
33.	Momentos Torsores sobre el álabe	82
34.	Resultados de esfuerzos y factor de seguridad.	82
35.	Resultados de esfuerzos y factor de seguridad.	83
36.	Parámetros para la simulación	87
37.	Promedio de las magnitudes obtenidas en el ensayo de banco	96

38.	Ensayo de vacío	96
39.	Potencias y cargas de ensayo de banco @750 rpm	96
40.	Costos de producción dentro de Uruguay	99
41.	Costos de producción dentro de Uruguay	99
42.	Valores Iniciales	105
43.	Iteración Media 1	106
44.	Iteración Media 2	107
45.	Iteración Perfiles 1	108
46.	Iteración Perfiles 2	109
47.	Iteración Perfiles Distribuidor 1	110
48.	Iteración Perfiles Distribuidor 1	111
49.	Iteración Perfiles Distribuidor 2	112
50.	Iteración Perfiles Distribuidor 3	113
51.	Iteración Perfiles Distribuidor 4	114
52.	Iteración Secciones Distribuidor 1	115
53.	Iteración Secciones Distribuidor 2	116

Glosario

Elementos químicos

<i>Al</i>	—	Aluminio.
<i>B</i>	—	Boro.
<i>C</i>	—	Carbono.
<i>Cr</i>	—	Cromo.
<i>Co</i>	—	Cobalto.
<i>Fe</i>	—	Hierro.
<i>Mn</i>	—	Manganeso.
<i>Mo</i>	—	Molibdeno.
<i>Nb</i>	—	Niobio.
<i>Ni</i>	—	Níquel.
<i>P</i>	—	Fósforo.
<i>S</i>	—	Azufre.
<i>Si</i>	—	Silicio.
<i>V</i>	—	Vanadio.

Variables

α	—	Ángulo de ataque.
β_1	—	Ángulo entre la velocidad de entrada al álabe y la velocidad tangencial.
β_2	—	Ángulo entre la velocidad de salida del álabe y la velocidad tangencial.
β_∞	—	Ángulo entre ω_∞ y la velocidad tangencial.
H_n	—	Altura neta.
H_t	—	Altura de Euler .
H_b	—	Altura bruta.
g	—	Aceleración gravitatoria.
H_t	—	Altura de Euler.
Q	—	Caudal.
C_L	—	Coefficiente de Lift.
C_D	—	Coefficiente de Drag.
K_d	—	Coefficiente de perdida en difusor.
ρ_{ho}	—	Densidad del agua.
Di	—	Diámetro del cubo.
De	—	Diámetro de la punta.
D_s	—	Diámetro de la cañería.
δ_{Vu}	—	Diferencia de velocidad axial entre la entrada y salida del álabe.
θ_f	—	Esfuerzo flector.
θ_n	—	Esfuerzo de tracción.

τ	—	Esfuerzo torsor.
θ_{eq}	—	Esfuerzo equivalente.
F_n	—	Fuerza centrífuga.
n	—	Velocidad de rotación.
Z_r	—	Número de palas del rotor.
Z_d	—	Número de palas del distribuidor.
η	—	Eficiencia global.
M_t	—	Momento torsor.
I	—	Momento de inercia.
$M_{f\theta}$	—	Momento flector según fuerzas tangenciales.
M_{fa}	—	Momento flector según fuerzas axiales.
l	—	Largo de cuerda.
p	—	Presión.
P	—	Potencia.
P_{util}	—	Potencia en punta de eje.
π	—	Pi.
η_{dis}	—	Rendimiento del distribuidor.
Re	—	Reynolds.
η_{Hr}	—	Rendimiento hidráulico del rotor.
rce	—	Relación Cuenca-Embalse.
V	—	Velocidad.
ω_1	—	Velocidad relativa de entrada al álabe.
ω_2	—	Velocidad relativa de salida del álabe.
ω_∞	—	Velocidad relativa media en el álabe.
μ	—	Viscosidad dinámica.
ν	—	Viscosidad cinemática.

1. Introducción

Durante el año 2020, la energía eléctrica generada por Uruguay, según la Dirección Nacional de Energía (2021) provino en un 85 % de fuentes renovables, siendo la energía hidráulica la segunda predominante con un 33 % del total. Existen en Uruguay tres centrales hidroeléctricas ubicadas en el Río Negro y otra en el Río Uruguay compartida con Argentina. El potencial de generación a gran escala se encuentra totalmente cubierto por estas tres centrales. En cambio, la micro-generación (potencias menores que 100kW) permanece sin ser explotada debido a los excesivos costos que supone adquirir una turbina. Al no existir la fabricación de esta clase de rotores dentro del país, debe de ser importada, generando sobre costos que hacen que un proyecto de instalación de una turbina de micro-generación no sea amortizable. En este contexto, resulta de interés el estudio de un método de fabricación de rotores para centrales de micro-generación, que genere una disminución en los costos de instalación y que por lo tanto, permita la explotación de este recurso.

En paralelo, según estudios previos realizados por Schenzer y Terra (2012), se enumeran veinte embalses de riego donde potencialmente se podría instalar una central de micro generación.

Por último, Pienika, Rodríguez y Rovira (2019) plantean un método de diseño para una turbina axial de álabes fijos, recopilando lo descrito en dos guías de diseño de rotores axiales realizadas por la Organización Latino Americana De Energía (OLADE, 1988) y la European Small Hydropower Association (ESHA, 2006).

2. Objetivos

Objetivo general:

- Establecer un proceso de diseño y fabricación para rotores de turbinas de micro-generación hidroeléctrica en Uruguay.

Objetivos específicos:

- Seleccionar embalse de agua para diseño.
- Evaluar y definir valores representativos del embalse.
- Dimensionar turbina y generar ruta de cálculos.
- Seleccionar material de fabricación.
- Definir proceso de fabricación.
- Realizar simulación del proceso de fabricación.
- Realizar ensayos de banco hidromecánico para la evaluación experimental.
- Analizar costos del proceso de diseño y fabricación.

3. Marco Teórico

3.1. Consideraciones generales de turbinas

Existen diferentes tipos de turbina para todo tipo de aplicaciones, para poder evaluarlas mejor se utilizan los siguientes criterios de clasificación.

Turbinas de acción

Estas turbinas se caracterizan porque el fluido al pasar por estas no cambia su presión. Funcionan transformando la energía cinética del fluido en energía mecánica, siendo el ejemplo más conocido de estas las llamadas "turbinas Pelton", desarrolladas por Lester A. Pelton (1880). Otras turbinas de reacción son las de doble efecto o flujo transversal, también conocidas como "Michell-Banki", debido a que fueron desarrolladas independientemente por G. Michell (1903) y D. Banki (1917).

Turbinas de reacción

En estas turbinas, a diferencia de las de acción, tanto la presión como la velocidad del fluido cambia entre la entrada y la salida del rotor.

Las "turbinas Francis", llamadas así por el Ing. James B. Francis, quien perfecciono el diseño original de S. Howd (1838), son un ejemplo de este tipo de turbina. Son caracterizadas por tener un diseño análogo al de las bombas centrífugas.

Por otra parte, se cuenta con diseños de turbinas de reacción de flujo axial, entre las que se encuentran las "turbinas Kaplan", debido a su inventor Ing. V. Kaplan (1912). Estas tienen un estator que direcciona el flujo a la entrada del rotor, con la particularidad de que el ángulo de las palas puede variarse para lograr así rendimientos aceptables en un amplio intervalo de condiciones de funcionamiento. Cuando se pueden variar tanto las palas del rotor como del estator, se les llaman "turbinas Kaplan verdaderas", mientras que si solo se puede variar el ángulo de las palas del rotor, se le llama "turbinas semi-Kaplan". Cuando se tiene una turbina de este estilo, pero con álabes fijos, se está ante una "turbina de Hélice". Otro tipo de turbina de flujo axial, es la "turbina bulbo" de eje horizontal, la cual poseen el generador eléctrico sumergido, dando como resultado un diseño más compacto.

Forma del alabe

Los álabes de máquinas axiales suelen tener formas estandarizadas, donde la descripción de la misma se ve en la figura 1.

Cada institución presenta su propia nomenclatura a la hora de clasificar los diferentes perfiles, siendo tal vez la más usada la nomenclatura brindada por la National Advisory Committee for Aeronautics (NACA, actualmente NASA). Dentro de esta, se encuentra la serie de 4 dígitos que identifica cada perfil por la ordenada máxima de la línea de curvatura media como porcentaje del largo de cuerda, la posición de la misma en décimas del largo de cuerda y el espesor máximo en porcentaje del largo de cuerda.

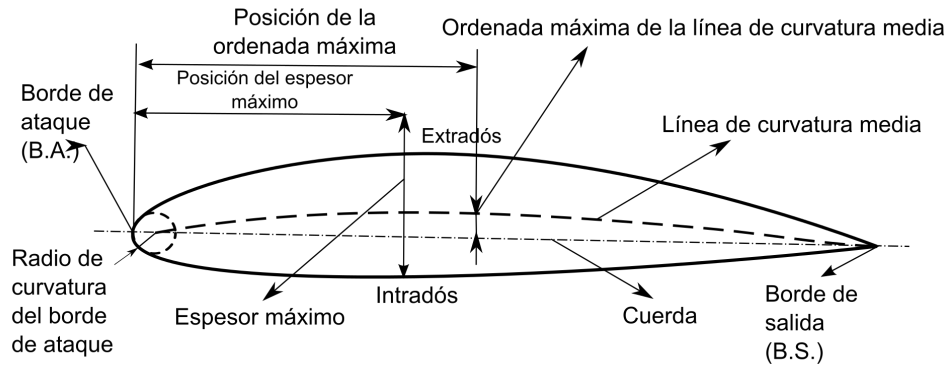


Figura 1: Nomenclatura de perfil. Fuente: Wikipedia (2009)

Cavitación

La cavitación es un fenómeno hidrodinámico que ocurre cuando se generan burbujas o cavidades de vapor a temperatura normal cuando la presión estática es suficientemente baja (Dixon Hall, 2014). La acción dinámica de las palas del rotor puede llevar a que la presión estática se reduzca localmente en ciertas regiones, dando comienzo a la cavitación, la cual suele llevar a una rápida caída en el rendimiento de la turbomáquina. El colapso de estas burbujas de gas lleva a generar vibraciones y produce daños físicos en el rotor.

Pearsall (1973) muestra que para bombas axiales es aplicable operar en régimen de supercavitación, donde se forman grandes burbujas de vapor que colapsan aguas abajo de las palas del rotor. Sin embargo, suele ser conveniente evitar completamente la posibilidad de que exista este fenómeno, utilizando la presión de vapor como límite inferior para las presiones estáticas locales en la pala del rotor. Logrando esto, se puede asegurar que no habrá cavitación en las inmediaciones de la pala.

3.2. Diseño de Rotores

El diseño de turbomáquinas se rige por ecuaciones que, mayoritariamente, encuentran su origen en el plano experimental; esto genera que cada autor tenga su método particular para el cálculo del diseño. En este trabajo se definen criterios a priorizar que luego definirán el método de cálculo. Estos criterios son:

- Minimizar el fenómeno de cavitación.
Es sabido que las turbomáquinas aprovechan la carga del fluido circulante por ellas, transformándola en energía mecánica y luego en energía eléctrica mediante un generador. Pensando rápidamente en el balance de Bernoulli para una turbina de reacción, evaluando al fluido en el ingreso y egreso de la turbomáquina, se concluye que este salto energético se debe a una pérdida de presión del fluido generada por la turbina, alcanzando en muchos casos niveles de cavitación. Este fenómeno es conocido por deteriorar de manera acelerada la integridad física de los componentes de la turbina.

Debido a esto, se decide basarse en un artículo cuyo diseño se centre en minimizar este fenómeno, para así prolongar la vida útil de la turbomáquina.

- Maximizar la energía que se puede obtener del fluido.
Resulta intuitivo querer aprovechar al máximo la energía disponible, por lo que se define maximizar el rendimiento de la tribuna.

Ambos criterios resultan en un mejor aprovechamiento de los recursos, apuntando a mejorar la sustentabilidad económica del proyecto.

Diámetro exterior e interior

Para definir los diámetros del rotor, la guía para pequeñas centrales hidroeléctricas (ESHA, 2006) da una primera aproximación, con la ecuación 1 para el diámetro exterior (D_e) y la ecuación 2 para el interior (D_i).

$$D_e = 84,5 \cdot (0,79 + 1,602 \cdot \eta_{QE}) \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{n} \quad (1)$$

$$D_i = (0,25 + 0,0951/\eta_{QE}) \cdot D_e \quad (2)$$

Donde η_{QE} es la velocidad específica calculada según 3, n la velocidad angular en *rpm*, P la potencia en *kW*, H_n la carga neta y H la carga en la turbina, ambas en *m*.

$$\eta_{QE} = \frac{n \cdot \sqrt{P}}{995 \cdot H^{\frac{5}{4}}} \quad (3)$$

Número de palas del rotor

Para este tipo de rotores, diferentes fuentes bibliográficas sitúan el número de palas entre 2 y 5. Souza (2011) da una fórmula para el cálculo del número de palas obtenidas experimentalmente, presentada en la ecuación 4.

$$z_r = 19,993 - 4,932x10^{-2} \cdot (3 \cdot n_{QE} \cdot 60 \cdot g^{0,75}) + 4,65x10^{-5} \cdot (3 \cdot n_{QE} \cdot 60 \cdot g^{0,75}) - 1,412x10^{-8} \cdot (3 \cdot n_{QE} \cdot 60 \cdot g^{0,75}) \quad (4)$$

Triángulo de velocidades en el rotor

El triángulo de velocidades es un concepto dado al tener una velocidad axial del fluido (v_{1x}) por la cañería al mismo tiempo que se tiene una velocidad de giro del rotor (u). Esto lleva a que la velocidad vista por las palas del rotor y la que define la mayor parte de los

parámetros de diseño para cada sección de la pala, sea una velocidad relativa (ω). La figura 2 permite visualizar estos parámetros, añadiendo subíndices 1 y 2 según si la velocidad es aguas arriba o abajo del rotor, respectivamente.

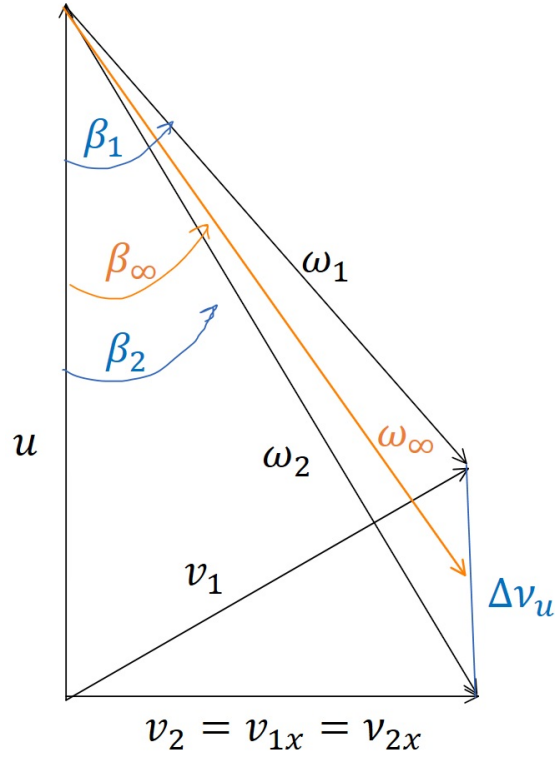


Figura 2: Triángulo de velocidades en el rotor.

Como criterio de diseño general, la velocidad del fluido a la entrada se considerara axial pura, al igual que a la salida del rotor. Este último es un efecto deseable en una turbina axial. Por otro lado, si se considera flujo incompresible y no hay un cambio de sección entre la entrada y la salida de la cañería, por conservación de masa se debe tener la misma velocidad axial de entrada que de salida del fluido. De este triángulo se obtienen las ecuaciones 5 y 6 que permiten obtener los ángulos de incidencia relativos del fluido con el rotor.

$$\begin{cases} \beta_1 = \arctan\left(\frac{v_{1x}}{|u - \Delta v_u|}\right), & \text{si } u > \Delta v_u \\ \beta_1 = \pi + \arctan\left(\frac{v_{1x}}{|u - \Delta v_u|}\right), & \text{si } u < \Delta v_u \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \beta_\infty = \arctan\left(\frac{v_{1x}}{|u - \frac{\Delta v_u}{2}|}\right), & \text{si } u > \frac{\Delta v_u}{2} \\ \beta_\infty = \pi + \arctan\left(\frac{v_{1x}}{|u - \frac{\Delta v_u}{2}|}\right), & \text{si } u < \frac{\Delta v_u}{2} \end{cases} \quad (6)$$

Parámetros característicos de cada sección de pala.

Todas las secciones de pala a evaluar deben ser comparadas mediante ciertos parámetros que permita definir sus condiciones hidrodinámicas bajo cierto flujo. Para esto se utilizarán los coeficientes adimensionados de sustentación o lift (C_L) y de arrastre o drag (C_D). En toda turbomáquina lo que se busca es maximizar la sustentación (mayor energía transmitida) y minimizar el arrastre (menores pérdidas por fricción), siempre y cuando estas condiciones no lleven a efectos no deseados.

Uno de estos efectos es la aparición de zonas de baja presión que sean aptas para que ocurra el fenómeno de cavitación en la pala. Para tratar este concepto se utiliza el coeficiente adimensionado de presión (C_{pmin}) que caracteriza el punto de menor presión en la superficie de la pala bajo cierto flujo.

Todos estos parámetros dependen del ángulo de ataque (α), formado por la dirección del flujo y la línea de cuerda del perfil.

Rendimiento hidráulico en una turbina

Para el cálculo del rendimiento hidráulico, se pueden establecer dos caminos. El primero utiliza la carga de Euler dada en la ecuación 7 y la ecuación 8 que surge de calcular la carga hidráulica a partir de los momentos que ejercen las fuerzas aplicadas entre el fluido y el rotor, considerando también las pérdidas por arrastre.

$$H_t = \frac{u \cdot \Delta v_u}{g} \quad (7)$$

$$\eta_{Hr} = \left(1 + Z \cdot \frac{\omega_\infty}{u \cdot \sin \beta_\infty} \cdot \frac{1}{\left(\frac{C_{Lg}}{C_{Dg}} - \frac{1}{\tan \beta_\infty} \right)} \right)^{-1} \quad (8)$$

Esta última ecuación requiere conocer únicamente los coeficientes de lift y drag, el número de palas y el triángulo de velocidades.

La misma no se puede utilizar para el cálculo del estator, ya que este no posee una velocidad de giro, por lo que en este caso se utiliza la ecuación 9, la cual se obtiene utilizando el término de pérdidas hidráulicas dado por la ecuación 10.

$$\eta_{Hdis} = 1 - \left(\frac{z C_{Dg} l \omega_\infty^3}{2 t g v_{1x} H} \right) \quad (9)$$

$$\zeta = \frac{\omega_\infty \cdot D}{t \cdot \gamma \cdot v_{1x}} \quad (10)$$

3.3. Materiales para la fabricación de turbinas

En este apartado, se reportan los resultados obtenidos de la búsqueda bibliográfica para la selección del material a utilizar en la fabricación de turbinas.

Según International Stainless Steel Forum [ISSF] (2021), una amplia gama de piezas industriales sufren problemas por erosión-corrosión, es decir, por líquidos que pueden contener partículas sólidas capaces de generar daño por erosión y medios con condiciones para la existencia de corrosión. En general, además de la resistencia a la corrosión, es deseable la dureza, por lo que los aceros inoxidable martensíticos son una de las mejores opciones. Los aceros inoxidable martensíticos contienen más del 10,5 % de cromo y sus propiedades mecánicas se pueden ajustar mediante tratamiento térmico. Estos aceros son clasificados en 4 subgrupos:

1. Aceros Fe-Cr-C: fueron los primeros grados que se pusieron en uso y todavía se usan ampliamente en ingeniería y en aplicaciones resistentes al desgaste.
2. Grados que contienen Ni: en los que el Ni reemplaza parte del C. En comparación con el grupo anterior, ofrecen una mayor tenacidad, especialmente a bajas temperaturas. Su mayor contenido de Cr conduce a una mayor resistencia a la corrosión. Las adiciones de Mo en los grupos 1 y 2 mejoran aún más la resistencia a la corrosión.
3. Aceros inoxidable templados por precipitación: ofrecen la mejor combinación de resistencia y tenacidad.
4. Grados resistentes a la fluencia: con alrededor del 11 % de Cr, se diferencian del subgrupo 1 por las adiciones de Co, Nb, V y B que aumentan la resistencia a altas temperaturas y la resistencia a la fluencia (hasta 650 °C).

Los rotores fundidos de turbinas tipo Pelton y Francis de las centrales hidroeléctricas suelen estar fabricadas con acero inoxidable martensítico ASTM CA6NM (EN 1.4313). Este grado es fácil de moldear en formas complejas sin defectos, fácil de soldar, puede ser tratado térmicamente a un buen nivel de resistencia y exhibe una buena resistencia a la erosión por cavitación, que es causada por la formación e implosión de burbujas o cavidades llenas de vapor, en un líquido que se encuentra cerca de la superficie metálica. La cavitación ocurre en la superficie de un metal donde el líquido fluye a gran velocidad y existen cambios de presión, como por ejemplo en impulsores de bomba y rotores de turbinas. Cuando suceden numerosas implosiones puede hacerse un daño considerable a la superficie del metal arrancando partículas de metal de la superficie, la cavitación puede incrementar la velocidad de corrosión y originar desgastes superficiales. Otros componentes de la turbina, como la carcasa en espiral, el eje de la turbina, las paletas de guía, las paletas de sujeción, etc., suelen estar fabricados con el mismo grado. El caso más conocido es el de la represa de las Tres Gargantas en China, una de las mayores centrales hidroeléctrica del mundo en la cual se utiliza acero inoxidable ASTM CA6NM (EN 1.4313).

De acuerdo con ISSF (2020), para todas las partes en contacto con el agua, y particularmente las partes móviles, la resistencia a la corrosión es esencial. Las altas velocidades de impacto del agua en las turbinas de impulso y los altos caudales de las turbinas Kaplan y Francis requieren una buena resistencia a la erosión por cavitación. Este documento recomienda los aceros inoxidable que se aprecian en la tabla 2.

Tabla 2: Tipos de aceros inoxidable y sus propiedades mecánicas, ISSF (2020)

Grades form EN 10088-3 Standard (2014)	1.4313 (See Note1)			1.4021 (See Note2)		1.4301 (See Note3)
ASTM/AISI/ACI	ACI CA6NM			AISI 420		AISI 304 ACI CF3
	Heat treated			Heat treated		Solution Annealed
Metallurgical Condition	Q&T 700	Q&T 780	Q&T 900	Q&T 700	Q&T 800	
YS (MPa), min	520	620	800	500	600	190
UTS (MPa)	700 - 850	780 - 980	900 - 1100	700 to 850	800 to 950	500 to 700
Min Elongation (%), min	15	15	12	13	12	45
Corrosion resistance	Cavitation damage resistant			Wear resistant		Good corrosion resistance
Main application	Runners and guide vanes			Nozzles and wear rings		Housing & casings

Para Betancur, (2006), el rotor de una turbina tipo Francis debe ser elaborado de acero inoxidable de alta dureza y resistencia a la cavitación, lo más semejante a un acero CA6NM bajo la norma ASTM-743.

Según Ospina et al.(2013) para la fabricación de microcentrales hidroeléctricas menores a los 100 kW, utilizadas en los cauces de quebradas de Antioquia, Colombia se podría utilizar acero inoxidable ASTM CA6NM. Los mejores materiales por los cuales puede ser reemplazado el acero inoxidable para su desempeño en microturbinas hidráulicas son el bronce al aluminio y el bronce al níquel.

Los resultados de Garcia y Ernesto, (2005), detallan que el rodete de la turbina Pelton fue fundido en una sola pieza utilizando como material un acero inoxidable ASTM CA6NM (COR 13-4). Esta combinación de cromo-níquel en el acero fundido le otorga gran dureza, resistencia a la corrosión y desgaste. En la tabla 3 se puede apreciar la equivalencia de dicho material con otras normas internacionales.

Otros autores señalan que muchas turbinas Pelton y Francis están fabricadas en acero inoxidable ASTM A743 grado CA6NM (13Cr-4N) por su resistencia a la erosión por cavitación.(Escobar et al., 2010)

Las centrales hidroeléctricas del departamento de Antioquia (Guadalupe III, Guatapé y Tasajera) presentan los cangilones de las turbinas tipo Pelton fabricados en acero ASTM A743 grado CA6NM.(Baena, 2008)

Tabla 3: Comparación de normas internacionales para el acero inoxidable COR 13-4, Garcia y Ernesto (2005)

PAIS	NORMA	DENOMINACION
Republica Federal de Alemania	DIN	N° Material: 1.4313 X4 Cr Ni 13 4 G - X5 Cr Ni 13 4
Francia	AFNOR	Z4 CND 13.4M Z8 CD 17 - 01
Gran Bretaña	B.S.	425 C11 425 C12
Italia	UNI	G X 6 Cr Ni 13 04
Japon	JIS	SCS 5 SCS 6
Suecia	SS	2385
Estados Unidos	AISI/SAE	CA 6 - NM

Un estudio de erosión sobre turbinas y componentes hidráulicos colocados en ríos del Himalaya define como material utilizado para el rotor el acero ASTM A743 grado CA6NM. (Prashar et al.,2020)

Según la Armada Nacional de la República Oriental del Uruguay (ANROU), (2004) los materiales típicos usados para la confección de hélices en los distintos buques están dentro de los tipos de aleaciones de cobre o aceros inoxidables como se aprecia en las tablas 4 y 5. De las cuales los aceros inoxidables pueden ser de la familia austenítica o martensítica.

Tabla 4: Tipos de aleaciones de base cobre, ANROU (2004).

Elementos	Composición química en porcentaje			
	Tipo 2 Bronce al Mn	Tipo 3 Bronce al Ni Mn	Tipo 4 Bronce al Ni Al	Tipo 5 Bronce al Mn Ni Al
Cobre	55-60	53,5-57	78 min	71 min
Zinc	Resto	Resto	-	-
Manganeso	1,50	2,5-4,0	3,50	11,0-
Aluminio	0,5-1,5	2,00	8,5-11,0	7,0-8
Níquel	0,50	2,5-4,0	3,0-5,5	1,5-3
Hierro	0,4-2,0	1,0-2,5	3,0-5,0	2,00
Estaño	1,00	1,00	-	-
Plomo	0,40	0,20	0,03	0,03
Silicio	-	-	-	0,10
Total de otros	-	-	0,50	0,50

Tabla 5: Tipos de aceros inoxidables, ANROU (2004).

Elementos	Composición química en porcentaje			
	Grado CF-3	Grado CF-8	Grado CA-6NM	Grado CA-15
Carbón	0.03	0.08	0.06	0.15
Manganeso	1.50	1.50	1.00	1.00
Silicio	2.00	2.00	1.00	1.50
Azufre	0.04	0.04	0.03	0.04
Fósforo	0.04	0.04	0.04	0.04
Cromo	17.0 a 21.0	18.0 a 21.0	11.5 a 14.0	11.5 a 14.0
Níquel	8.0 a 12.0	8.0 a 11.0	3.5 a 4.5	1.00
Molibdeno	-	-	0.40 a 1.0	0.50

En los datos obtenidos de la empresa Italiana IREM dedicada al diseño y fabricación de equipos para generación eléctrica, los rotores de turbinas Pelton y Banki son fabricados de acero inoxidable, no se detalla la clase o grado. El distribuidor es de acero al carbono galvanizado y con pinturas de alta resistencia.

La empresa XYLEM, detalla que los rodets son fabricados en acero inoxidable o en bronce de aluminio.

Para la empresa VAPTECH, los componentes se fabrican a partir de piezas de fundición de acero inoxidable de alta calidad con mecanizado CNC.

En la web de Hidrosatur se definen los materiales utilizados según el tipo de turbina. Para turbinas Francis (Altura de 15 a 350 metros) y Pelton (Altura de 50 a 1000 metros) los rodets son forjados o fundidos en acero inoxidable ASTM CA6NM (COR 13-4), balanceado dinámicamente. En turbinas Michell Banki (Altura de 5 a 100 metros) se utilizan rodete y el álabe directriz fabricado en acero inoxidable de Cr-Ni 304, AISI 1030 o 1040. Para turbinas Kaplan (Altura de 7 a 60 metros) el rodete es fabricado en acero inoxidable de Cr-Ni 304.

Por medio de correo electrónico se obtuvo respuesta de las empresas Canyonhydro y Energy Systems and Design .La primera empresa utiliza aceros inoxidables CF8M y CA6NM. Mientras, la segunda utiliza aceros inoxidables y bronce al silicio.

3.4. Método para la fabricación de turbinas

Para la fabricación de turbinas se utiliza principalmente el proceso de fundición. Según Beeley en Foundry Technology (2001), las piezas fabricadas por el proceso de fundición se fabrican en un solo paso del metal líquido a la pieza ya solidificada sin operaciones intermedias como laminación o forja. Es el más directo de todos los procesos metalúrgicos, ha proporcionado las bases para el crecimiento de una vasta industria con una amplia diversidad de productos.

Aunque se utilizan muchas variaciones de proceso en la fundición de metales, la producción de piezas fundidas de patrones sólidos en moldes refractarios apisonados todavía representa la mayor parte de la producción de la industria.

Fundición en arena es un término utilizado libremente para incluir otras fundiciones realizadas en moldes refractarios, varían en peso desde unos pocos gramos hasta varios cientos toneladas, cubriendo así casi toda la gama de tamaños de piezas fundidas. Prácticamente se producen todos los tipos de aleaciones de fundición. El motivo de la posición dominante del proceso radica principalmente en su gran flexibilidad en relación tanto con el diseño y la instalación de producción. La libertad de modelado casi ilimitada se combina con un bajo costo de capital y operación, mientras que el proceso es adecuado para cualquier cantidad de componentes. Por lo tanto, aunque otros procesos pueden presentar ventajas en distintos aspectos, la fundición en arena es excepcionalmente versátil en relación con el peso, la composición, la forma y la cantidad de elementos a producir. La fabricación de una fundición en arena se puede considerar en tres etapas principales, la producción del molde, la fusión y la fundición, y las operaciones de acabado.

La primera gran etapa de la fundición es la producción del molde, con su disposición prevista para el flujo de metal y alimentación. Para este propósito, se requiere un modelo, junto con equipos de fundición que van desde máquinas de moldeo y fabricación de noyos hasta cajas de moldeo, aparejos y herramientas de mano.

La segunda etapa involucra la fusión de la aleación en donde se deben considerar sus propiedades térmicas así como los equipos necesarios para poder fundir el material y realizar los controles para asegurar la calidad del fundido.

En la tercer etapa gran parte del trabajo restante en la producción de la pieza acabada se lleva a cabo en la tienda de desbarbado. Los requisitos básicos son la limpieza inicial para la eliminación de arena adherida y residuos, separación de cabezales de alimentación y canales. Integrado con estas operaciones están los procedimientos de tratamiento térmico, rectificación e inspección.

Dentro del proceso de fundición es importante definir y explicar los siguientes aspectos.

El vertido del metal fundido en el molde incluye el flujo a través del sistema de colada hacia la cavidad. Para que esta etapa tenga éxito, el metal debe fluir hacia todas las regiones del molde antes de solidificarse. Los factores que afectan la operación de vertido incluyen los siguientes: temperatura a la que se vierte, velocidad de vertido y turbulencia.

La temperatura de vertido es aquella que tiene el metal fundido cuando se introduce al molde, esta temperatura debe ser mayor a la temperatura de fusión del material para que la solidificación comience luego de llenarse la cavidad. Esta diferencia de temperatura se conoce como sobrecalentamiento. La velocidad de vertido se refiere a la tasa volumétrica a la que se vierte el metal fundido al molde. Si la tasa es demasiado baja, el metal se enfriará y solidificará antes de llenar la cavidad. Si la tasa de vertido es excesiva, la turbulencia se vuelve un problema serio. La turbulencia en el flujo de un fluido se caracteriza por variaciones erráticas en la magnitud y dirección de la velocidad en el fluido. El flujo se agita y es irregular en vez de ser suave y seguir líneas de corriente, como ocurre con el flujo laminar. Debe evitarse el flujo turbulento durante el vertido, porque tiende a acelerar la formación de óxidos de metal que pueden quedar atrapados durante la solidificación, lo que degrada la calidad del fundido. La turbulencia también agrava la erosión del molde, que es la pérdida gradual de superficies del molde debido al impacto del flujo de metal derretido. En la figura 3 se aprecia un esquema de un sistema de colada básico.

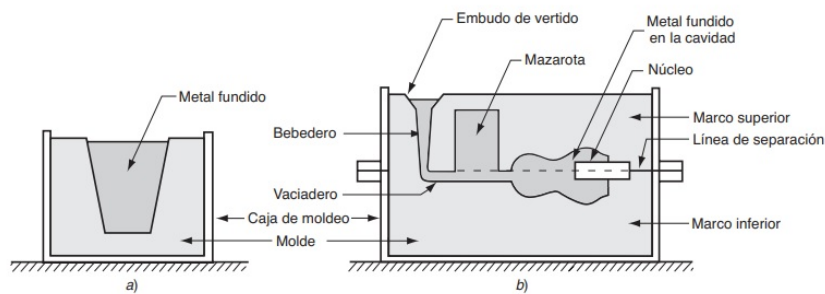


Figura 3: Sistema de colada, Beeley (2001).

El tiempo total de solidificación es el que se requiere para que el fundido se solidifique totalmente. Este tiempo responde a una relación empírica conocida como regla de Chvorinov, que se aprecia en la ecuación 11

$$T_{TS} = C_m \left(\frac{V}{A} \right)^n \quad (11)$$

Donde:

T_{TS} = tiempo total de solidificación, min.

V = volumen del fundido, cm^3 .

A = área de la superficie del fundido, cm^2 .

n = se asume generalmente 2.

C_m = constante del molde.

Dado que $n = 2$, las unidades de C_m son min/cm^2 , y su valor depende de las condiciones particulares de la operación de fundición, incluido el material del molde, propiedades

térmicas del metal que se funde y la temperatura de vertido respecto al punto de fusión del metal. El valor de C_m para una operación de fundido se basa en datos experimentales de operaciones anteriores efectuadas con el empleo del mismo material del molde, metal y temperatura de vertido, aun si la forma de la pieza fuera muy diferente. La regla de Chvorinov indica que un fundido con una razón grande de volumen a superficie se enfriará y solidificará con más lentitud que otra con una razón menor. Este principio se emplea para diseñar la mazarota de un molde de manera que desempeñe su función de alimentar el metal fundido a la cavidad principal, el metal en la mazarota debe permanecer en fase líquida más tiempo. Por lo tanto el tiempo total de solidificación para la mazarota debe exceder el del fundido principal. Como las condiciones del molde son las mismas tanto para la mazarota como para el fundido, sus constantes de molde deben ser iguales. Si se diseña la mazarota para que tenga una razón mayor de volumen a área, se puede tener seguridad razonable en que el fundido principal se solidifique primero y que los efectos de la contracción se minimicen.

A fin de minimizar los efectos del daño que causa la contracción, es deseable que las regiones del fundido más lejos del suministro de metal líquido se solidifiquen primero, y que este proceso avance hacia la mazarota. De esta manera, se dispone en forma continua de metal derretido en los vertederos para impedir que se formen vacíos de contracción durante la solidificación. El término solidificación direccional se utiliza para describir este aspecto del proceso de solidificación.

4. Metodología

4.1. Selección del Embalse

Uruguay cuenta con embalses de riego con potencial para generación eléctrica. Schenzer y Terra (2012), realizaron un estudio sobre este tipo de embalses, describiendo las siguientes características de cada uno de ellos:

- Volumen del embalse
- Volumen de la cuenca
- Altura máxima del embalse

La información disponible acerca de veinte embalses se resume en las tablas 6 y 7.

Tabla 6: Datos de los embalses, Schenzer y Terra (2012).

Embalse	Localidad	H_{max} (m)	Volumen (hm^3)	Vol. Medio Anual (hm^3)	Altura (m)	Potencia (kW)	RCE	Energía Media Anual (MWh)	TIR (%)
Ao. Del Estado	Durazno	12,5	9,265	46,1	2,749	93	4,976	441	8,8
Arroyo del Tala	Salto	9	11,3	24,1	3,183	82	2,133	290	7,5
Ao. Chingolo	Paysandú	10,4	7,9	15,09	2,948	66	1,910	222	6,4
Cda. Botacúa	Artigas	11	9,515	16,57	3,837	84	1,741	268	6,4
Cda. de las Pajas	Cerro Largo	7,5	17	23,02	2,711	103	1,354	279	0,4
Cañada del Sauzal	Artigas	13	1,904	39,96	3,173	20	20,99	108	6,8
Ao. De los Ceibos	Treinta y Tres	8,5	13,72	46,13	2,755	94	3,362	400	5,2
Cda. De los Burros	Cerro Largo	11,5	10,938	12,31	4,905	101	1,125	241	-
Ao. San Gregorio	Tacuarembó	9,1	10,942	15,47	2,695	80	1,414	224	-

Tabla 7: Datos de los embalses (continuación), Schenzer y Terra (2012).

Embalse	Localidad	H_{max} (m)	Volumen (hm^3)	Vol. Medio Anual (hm^3)	Altura (m)	Potencia (kW)	RCE	Energía Media Anual (MWh)	TIR (%)
Ao. De la Canelera	Paysandú	18,8	4,459	7,29	3,779	67	1,635	207	-
Cda. Zanja del Duraznal	Artigas	17,3	4,969	8,83	6,060	69	1,777	223	-
Zanja Aguapey	Artigas	12	1,166	17,36	2,535	11	14,89	60	0,4
Cda. De la Canelera	Artigas	10,6	3,748	46,98	2,905	32	12,535	170	-
Ao. Corrales	Treinta y Tres	17,5	40,4	60,87	5,05	569	1,507	1659	6,9
Ao. Sarandí Grande	Treinta y Tres	9,9	32,2	31,21	4,293	256	0,969	541	0,3
Arroyo de los Porongos	Treinta y Tres	15,5	19,4	40,01	4,962	242	2,062	844	7,7
Cda. Isla Larga	Rocha	8,5	28,953	26,77	4,454	198	0,9246	401	0,6
Ao. Sauce del Peñon	Rocha	9,2	17,051	31,94	3,211	126	1,873	419	6,4
Ao. Molles	Lavalleja	10	15,166	20,56	3,717	122	1,356	332	0,013
Ao. Laureles	Salto	20,5	9,112	8,88	4,847	150	0,9745	318	0

A la hora de seleccionar un embalse en particular, resulta necesario definir cuáles son las condiciones deseadas para la instalación de una turbina. En primer lugar, debido a que se trata de un proyecto de inversión, el criterio más deseado es que el embalse cuente con un TIR lo más alto posible. En segundo lugar, se considera que el factor RCE también debe ser lo mayor posible, siendo este definido en la ecuación 12.

$$RCE = \frac{V_{Cuenca}}{V_{Embalse}} \quad (12)$$

Resulta importante ya que cuanto mayor sea el volumen de aporte en comparación con el volumen de riego, mayor disponibilidad para generar energía se tendrá. Por último, se define como característica de interés la Energía Media Anual del embalse. Esto último se desprende directamente de que cuanto mayor sea el promedio de energía del embalse, mejores oportunidades hay para la generación. Tomando como base estas tres características, siendo el TIR la más importante y estando siempre en el terreno de la micro-generación ($Potencia < 100kW$), el embalse con mayor potencial resulta el Arroyo del Estado, en el departamento de Durazno.

4.1.1. Datos finales del embalse

Los datos obtenidos de los embalses presentan la altura máxima de los mismos, pero con el fin de realizar los cálculos de diseño se debe pensar en una altura media. Para esto se define la altura media como la altura a la que el embalse se encuentra cuando está lleno a la mitad de su volumen máximo.

La dificultad para encontrar este valor radica en la forma irregular de los embalses. El artículo de Factibilidad de PCH multipropósito en presas ya construidas (2013) indican un valor de altura media del 80 % de la altura máxima.

Tabla 8: Datos generales del embalse seleccionado.

Embalse	Localidad	X (SGM)	Y (SGM)	Volumen (hm^3)	Lago (ha)	Cuenca (ha)
Ao. del Estado	Durazno	540.050	6.394.700	9,27	337	9.375

Tabla 9: Datos energéticos del embalse seleccionado.

H_{max} (m)	Volumen medio anual (hm^3)	Potencia (kW)	rce	Energía media anual (MWh)	TIR (%)
12,5	46,10	93	5,0	441	8,8 %

4.2. Selección del Material

Para determinar el material a utilizar en la fabricación de la turbina se evalúan diversos aspectos. En primer lugar, se deben relevar bibliográficamente los materiales más utilizados en la fabricación de turbinas y buscar sus equivalentes en otras normas de notación, ya que los mismos materiales o muy similares pueden tener designaciones distintas.

Luego de tener una lista acotada de aleaciones, se debe contraponer con las posibilidades de fabricación dentro de Uruguay, lo que implica la capacidad de producir la aleación, así como el modo de fabricación.

Es importante establecer que empresa dentro del mercado local está capacitada para realizar la fabricación, lo que involucra poder realizar estudios de composición química en el proceso de fabricación de la aleación y que el horno de fundición y otras características del proceso sean compatible con el material a fabricar.

Dentro del proceso de fabricación se debe incluir la selección de tratamientos térmicos a realizar para la obtención de las propiedades deseadas y su caracterización para determinar la efectividad de los mismos.

En este trabajo se busca obtener las propiedades mecánicas detalladas para una turbina Kaplan según ISSF (2020), las cuales se aprecian en la tabla 2.

Para fines prácticos de la tesis, todos los estudios y ensayos se realizan para un acero inoxidable martensítico AISI 420 debido a que es una aleación similar a la seleccionada en el proyecto con base en los resultados obtenidos de la búsqueda bibliográfica y recomendaciones de fabricantes a nivel internacional para la fabricación de turbinas. La muestra fue obtenida gracias a la donación de la empresa TUBACERO.

4.2.1. Determinación de tratamientos térmicos

Para la selección de los tratamientos térmicos se analiza la bibliografía. La misma debe estar acorde con la clase de material seleccionado y tiene que contener las curvas o rangos de tratamientos térmicos y resultados esperados a partir de los mismos.

En este caso de estudio, dado que el material seleccionado es un acero inoxidable martensítico, se utiliza como guía el Manual de Aceros Inoxidables de la Asociación Europea de Aceros Inoxidables (EUROINOX) y las publicaciones del ISSF.

Para obtener buenas propiedades, los aceros inoxidables martensíticos deben someterse a un tratamiento térmico. Los aceros pueden estar en estado recocido como templado y revenido. En la condición de templados y revenido son aptos para muchas aplicaciones, pero para el procesamiento y mecanizado es mucho más aconsejable utilizar los aceros inoxidables martensíticos en estado recocido y luego tratar térmicamente las piezas acabadas o casi acabadas. En la figura 4 se aprecia un esquema de los distintos tratamientos y su secuencia.

A partir de la composición química de la muestra a estudiar se determina a que grupo de

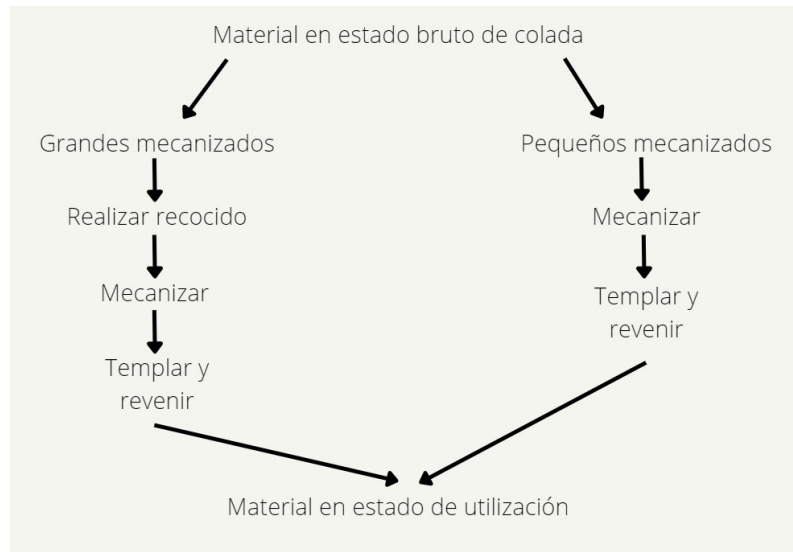


Figura 4: Secuencia de operaciones y tratamientos térmicos

inoxidables martensíticos corresponde y con base en los datos tabulados de la tabla 12 se seleccionan los tratamientos térmicos a realizar en función de los resultados esperados.

Según el Manual de Aceros Inoxidables de EUROINOX los rangos de temperatura para el temple de los aceros inoxidables martensíticos oscila entre los 900 y 1000 °C, el medio de enfriamiento puede ser en aceite o aire. Se recomienda evitar las temperaturas en el rango de los 350 a 550°C ya que se provoca la precipitación de carburos finos. La red de carburos crea zonas empobrecidas en cromo en los límites de grano que son caminos débiles ante la corrosión y además disminuyen la resistencia al impacto.

La martensita es dura y quebradiza, con un alto nivel de tensiones internas que pueden provocar grietas, especialmente con grados de alto contenido de carbono. Por lo cual, es necesario un tratamiento térmico posterior al enfriamiento. La dureza disminuye con la temperatura y el tiempo de revenido. El alivio de tensiones se realiza a temperaturas de alrededor de 200-300 °C, no disminuye significativamente la dureza. Se pueden realizar dos clases de revenido, los que estén con temperaturas inferiores a los 350°C y generan pocos cambios en las propiedades mecánicas y los que se realizan con temperaturas superiores a los 550°C cuyos resultados son más notorios y van a disminuir la dureza pero aumentar la elongación y tenacidad.

La austenización tiene que llevarse a cabo a una temperatura lo suficientemente alta para permitir la disolución de carburo en la austenita, pero lo suficientemente baja para evitar el crecimiento del grano, un tiempo de 30 minutos a una temperatura entre 900 y 1100°C suele ser suficiente.

En las tablas 10 y 11 se pueden apreciar las recomendaciones para la realización de tratamientos térmicos según la norma EN 10088-3.

Tabla 10: Recomendaciones para tratamientos térmicos, ISSF (2021).

Steel designation		Hot forming		Heat treatment symbol	Annealing		Quenching		Tempering	
Name	Number	Temperature °C	Type of cooling		Temperature ¹ °C	Type of cooling	Temperature ² °C	Type of cooling	Temperature °C	
Standard grades										
X12Cr13	1.4006	1100 to 800	air	+A	745 to 825	air	-	-	-	
				+QT650	-	-	950 to 1000	oil, air	680 to 780	
X12CrS13	1.4005		air	+A	745 to 825	air	-	-	-	
				+QT650	-	-	950 to 1000	oil, air	680 to 780	
X15Cr13	1.4024		1100 to 800	slow cooling	+A	750 to 800	furnace, air	-	-	-
					+QT650	-	-	950 to 1030	oil, air	700 to 750
X20Cr13	1.4021			slow cooling	+A	745 to 825	air	-	-	-
					+QT700	-	-	950 to 1050	oil, air	650 to 750
					+QT800	-	-	950 to 1050	oil, air	600 to 700
X30Cr13	1.4028			slow cooling	+A	745 to 825	air	-	-	-
		+QT850			-	-	950 to 1050	oil, air	625 to 675	
X39Cr13	1.4031	1100 to 800		slow cooling	+A	750 to 850	furnace, air	-	-	-
					+QT800	-	-	950 to 1050	oil, air	650 to 700
X46Cr13	1.4034			slow cooling	+A	750 to 850	furnace, air	-	-	-
			+QT850		-	-	950 to 1050	oil, air	650 to 700	
X17CrNi16-2	1.4057		slow cooling	+A ^c	680 to 800	furnace, air	-	-	-	
				+QT800 ^d	-	-	950 to 1050	oil, air	750 to 800 + 650 to 700 ^e	
				+QT900	-	-	950 to 1050	oil, air	600 to 650	
X38CrMo14	1.4419		1150 to 900	air	+A	750 to 830	furnace, air	-	-	-
X55CrMo14	1.4110				+A	750 to 850	furnace, air	-	-	-
X3CrNiMo13-4	1.4313			air	+A ^a	600 to 650	furnace, air	-	-	-
		+QT700			-	-	950 to 1050	oil, air	650 to 700 + 600 to 620	
		+QT780			-	-	950 to 1050	oil, air	550 to 600	
X50CrMoV15	1.4116	sl, cool.		+A	750 to 850	furnace, air	-	-	-	
				+A ^a	600 to 650	furnace, air	-	-	-	
X4CrNiMo16-5-1	1.4418	air		+QT760	-	-	950 to 1050	oil, air	590 to 620 ^f	
				+QT900	-	-	950 to 1050	oil, air	550 to 620	

Tabla 11: Recomendaciones para tratamientos térmicos, ISSF (2021).

Steel designation		Hot forming		Heat treatment symbol	Annealing		Quenching		Tempering
Name	Number	Temperature °C	Type of cooling		Temperature* °C	Type of cooling	Temperature* °C	Type of cooling	Temperature °C
X14CrMoS17	1.4104	1100 to 800	air	+A	750 to 850	-	-	-	
				+QT650	-	-	950 to 1070	oil, air	550 to 650
X39CrMo17-1	1.4122	1100 to 800	slow cooling	+A	750 to 850	furnace, air	-	-	
				+QT750	-	-	980 to 1050	oil	650 to 750
Special grades									
X29CrS13	1.4029	1100 to 800	slow cooling	+A	740 to 820	air	-	-	-
				+QT850	-	-	950 to 1050	oil, air	625 to 675
X46CrS13	1.4035			+A	750 to 850	-	-	-	
X70CrMo15	1.4109			+A	750 to 800	furnace, air	-	-	
X2CrNiMoV13-5-2	1.4415	1150 to 900	air	+QT750	-	-	950 to 1050	oil, air	600 to 650 + 500 to 550
				+QT850	-	-	-	-	-
X53CrSiMoVN16-2	1.4150	1200 to 1000	slow cooling	+A	800 to 850	furnace, air	-	-	-
				+QT	-	-	950 to 1050	oil + deep freezing at -80°C	180
X40CrMoVN16-2	1.4123	1200 to 1000	slow cooling	+A	800 to 850	furnace, air	-	-	-
				+QT	-	-	950 to 1050	oil + deep freezing at -80°C	180
W105CrMo17	1.4125	1100 to 900	slow cooling	+A	780 to 840	furnace, air	-	-	-
X90CrMoV18	1.4112	1100 to 800		+A	780 to 840		-	-	-

Tabla 12: Propiedades mecánicas, ISSF (2021).

Name	Number	Condition	Min 0,2% Yield stress, MPa	Ultimate Tensile Strength, MPa	Elongation at rupture, min
Standard grades					
X12Cr13	1.4006	A	-	≤730	-
		QT650	450	650-850	15
X12CrS13	1.4005	A	-	≤730	-
		QT650	450	650-850	12
X15Cr13	1.4024	A	-	≤730	-
		QT650	450	650-850	15
X20Cr13	1.4021	A	-	≤760	-
		QT700	500	700-850	13
		QT800	600	800-950	12
X30Cr13	1.4028	A	-	≤800	-
		QT850	650	850-1000	10
X39Cr13	1.4031	A	-	≤800	-
		QT800	650	800-1000	10
X46Cr13	1.4034	A	-	≤800	-
		QT800	650	800-1000	10
X17CrNi16-2	1.4057	A	-	≤950	-
		QT800	600	800-950	12
		QT900	700	900-1050	10
X38CrMo14	1.4419	A	-	≤760	-
X55CrMo14	1.4110	A	-	≤950	-
X3CrNiMo13-4	1.4313	A	-	≤1100	-
		QT700	520	700-850	15
		QT780	620	780-980	15
		QT900	800	900-1100	12
X50CrMoV15	1.4116	A	-	≤900	-
X4CrNiMo16-5-1	1.4418	A	-	≤1100	-
		QT760	550	760-960	16
		QT900	700	900-1100	16
X14CrMoS17	1.4104	A	-	≤730	-
		QT650	500	650-850	10
X39CrMo1	1.4122	A	-	≤800	-
		QT750	550	750-950	10

Tabla 13: Propiedades mecánicas, ISSF (2021).

Name	Number	Condition	Min 0,2% Yield stress, MPa	Ultimate Tensite Strength, MPa	Elongation at rupture, min
Special grades					
X29CrS13	1.4029	A	-	€800	-
		QT850	650	850-1000	9
X46CrS13	1.4035	A	-	€800	-
X70CrMo15	1.4109	A	-	€900	-
X2CrNiMoV13-5-2	1.4415	QT750	650	750-900	18
		QT850	750	850-1000	15
Precipitation hardening grade					
X5CrNiCuNb16-4	1.4542	AT	-	€1200	-
		P800	520	800-950	18
		P930	720	930-1000	16
		P960	790	960-1160	12
		P1070	1000	1070-1270	10
For sections €160mm					
A: Annealed					
QT: Quenched and tempered					
AT: Solution Annealed					
P: Precipitation hardened					

Las propiedades mecánicas esperadas según la selección de tratamientos térmicos se aprecian en las tablas 12 y 13.

En este estudio se evaluaron dos tratamientos térmicos. En el primero, la muestra es templada en aire a partir de una temperatura de austenización de 980°C con un tiempo de permanencia dentro del horno de 60 minutos. Posteriormente, se efectuó un tratamiento de revenido a 200°C por un tiempo de 120 minutos. Para el segundo tratamiento, la muestra es templada en aire a partir de una temperatura de austenización de 980°C con un tiempo de permanencia dentro del horno de 60 minutos. Posteriormente, se efectúa un tratamiento de revenido a 650°C por un tiempo de 60 minutos. La secuencia anteriormente nombrada se puede apreciar en la figura 5.

A partir de los resultados obtenidos de la secuencia de tratamientos térmicos anteriormente nombrados, se evalúa cuál es el óptimo para la obtención de las propiedades deseadas.

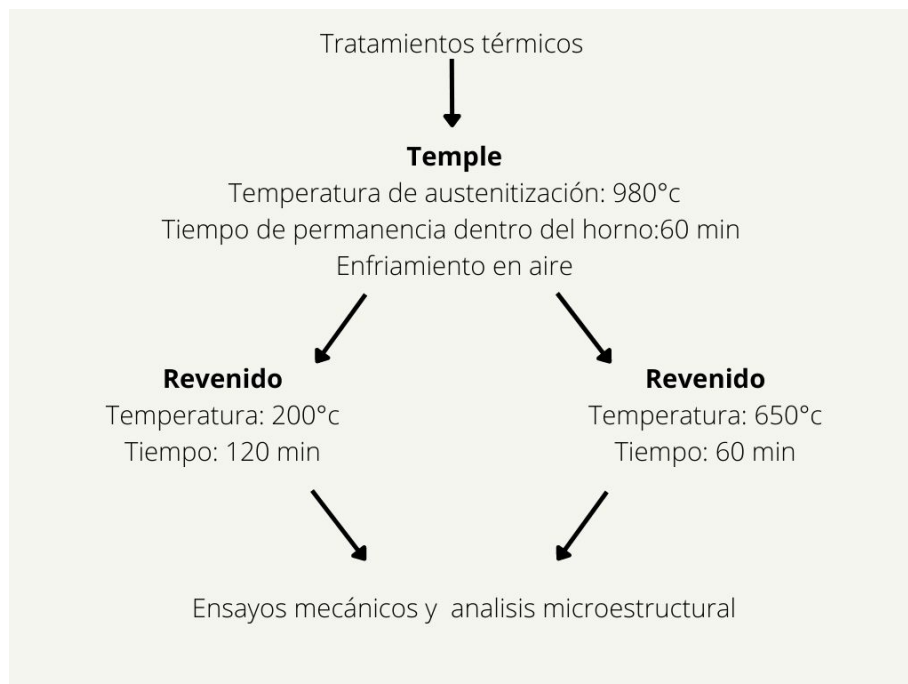


Figura 5: Tratamientos térmicos realizados

4.2.2. Caracterización micro estructural del material

La caracterización micro estructural se realizará mediante un estudio metalográfico del material en sus distintas etapas del proceso de fabricación.

El estudio metalográfico involucra las etapas de corte de la muestra, montaje, desbaste, pulido y ataque químico para luego poder realizar el análisis micro estructural.

En la etapa de corte es de vital importancia no generar cambios micro estructurales durante el mismo, por lo cual se debe realizar con un disco abrasivo y un sistema de refrigeración.

El montaje no es un paso obligatorio, ya que la función del mismo es brindarle soporte a la muestra y mayor maniobrabilidad. Existen diversos tipos de montaje y las resinas que se utilizan como materia prima presentan varias formas de curado, la cual debe estar de acorde con la muestra a preparar para no generar una afectación térmica sobre la misma.

El desbaste se realiza mediante lijas al agua de diferentes tamaños de grano, comenzando en una lija de grano 180 y finalizando en un grano 600.

Luego se continúa con el pulido donde se comienzan a utilizar para el mismo discos giratorios y soluciones con diferentes partículas abrasivas en suspensión, las cuales son las encargadas de generar la superficie especular. Se utilizan partículas de diamante y alúmina.

Para el ataque químico se debe realizar la selección del reactivo de manera muy adecuada, ya que no todos logran revelar la superficie de estudio y cada uno de ellos puede lograr un efecto diferente.

En este trabajo, para realizar el estudio metalográfico de la muestra de acero inoxidable AISI 420, se usaron las recomendaciones del libro Metal Handbook vol 9 y de la empresa STRUERS con el equipamiento existente en el Instituto de Ensayo de Materiales (IEM) de la UdelaR. Las etapas realizadas experimentalmente se describen a continuación:

Corte: se utilizó una cortadora refrigerada la cual se aprecia en la figura 6 con un disco abrasivo para materiales ferrosos de alta dureza LECO 811-059-010, como lubricante se utilizó aceite soluble en agua SAE 11.

Montaje: debido al tamaño de las muestras no se realizó montaje.

Desbaste: se utilizaron lijas al agua comenzado con grano 180 y avanzando progresivamente a un grano 600. Durante toda esta etapa se realizó lubricación y refrigeración con agua.

Pulido: se realizó sobre paños giratorios y se utilizaron los siguientes abrasivos diamante de 6 micrones, alúmina de 0,3 micrones y alúmina de 0,05 micrones. Uno de los discos de pulido se aprecia en la figura 7.

Revelado de microestructura: en primera instancia se realizó un ataque electroquímico con ácido oxálico al 10 % y con una tensión del orden de 30 voltios. Posteriormente, se utilizaron los reactivos Vilella y V2A por medio de inmersión, su composición se aprecia en la tabla 14. El equipo de ataque electroquímico se aprecia en la figura 8.



Figura 6: Cortadora refrigerada

Tabla 14: Composición de reactivos

Vilella	V2A
1 g Ácido Pírico	100 ml HCl
5 ml HCl	10 ml HNO
100 ml Etanol	100 ml Agua destilada

Para el análisis micro estructural se utilizan microscopios metalográficos equipados con cámaras digitales y software MSHOT.



Figura 7: Disco para pulido

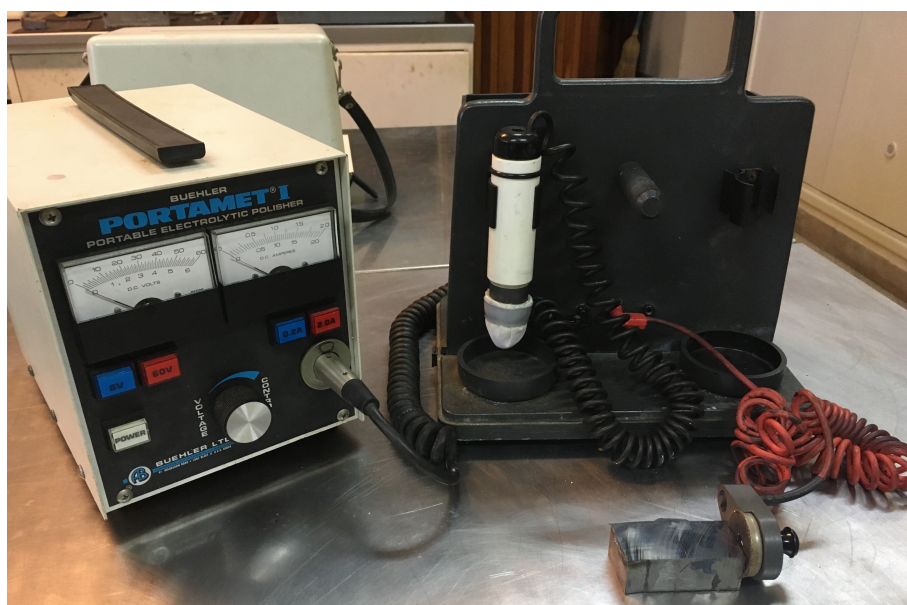


Figura 8: Equipo para ataque electroquímico

4.2.3. Caracterización de propiedades mecánicas del material

En este apartado, se describen los ensayos mecánicos utilizados para caracterizar la muestra.

Ensayo de tracción:

Las muestras para el ensayo de tracción y dureza fueron extraídas de un probetero fabricado según las recomendaciones de la norma ASTM 781, cuyas características se aprecian en la figura 9.

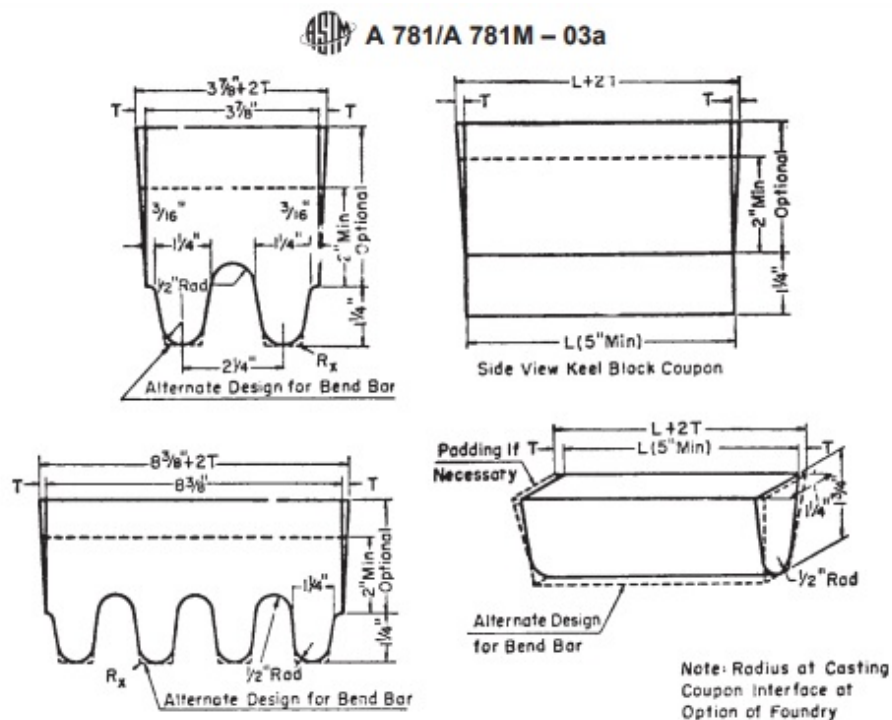


Figura 9: Esquema para probetero, ASTM 781.

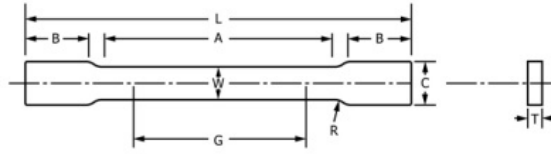
De acuerdo con la empresa de ensayo de materiales Zwik Roell, el ensayo de tracción es un método de ensayo mecánico para determinar los valores característicos de los materiales. Según el tipo de material, se emplea como método estándar de acuerdo con la respectiva norma para determinar el límite de fluencia, resistencia a la tracción, el alargamiento a rotura, entre otros valores característicos.

El ensayo de tracción consiste en aplicar un esfuerzo axial a una probeta hasta su rotura. La velocidad de deformación aplicada para no distorsionar el resultado debe ser baja. Durante el ensayo de tracción, se mide la fuerza y la extensión de la probeta.

Para realizar el ensayo se utiliza una prensa hidráulica ALFRED L. AMSLER Y CIA. con una capacidad de carga de 10 toneladas, la misma se observa en la figura 10. La probeta de tracción debe seguir las recomendaciones de la norma ASTM A 370 las cuales se aprecian en la figura 11. Dadas las características del material a estudiar antes de comenzar el proceso de mecanizado se debe realizar un tratamiento de recocido para tener una material con alta maquinabilidad. En base al Manual de Aceros Inoxidables de la Asociación Europea de Aceros Inoxidables (EUROINOX) el tratamiento de recocido se debe realizar a 980 °C por un tiempo de 2 horas con un posterior enfriamiento dentro del horno. En la figura 12 se puede apreciar el proceso mencionado.



Figura 10: Prensa hidráulica para ensayo de tracción



DIMENSIONS								
	Standard Specimens				Subsize Specimen			
	Plate-Type, 1½-in. (40-mm) Wide							
	8-in. (200-mm) Gauge Length		2-in. (50-mm) Gauge Length		Sheet-Type, ½ in. (12.5-mm) Wide		¼-in. (6-mm) Wide	
	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm
G—Gauge length (Notes 1 and 2)	8.00 ± 0.01	200 ± 0.25	2.000 ± 0.005	50.0 ± 0.10	2.000 ± 0.005	50.0 ± 0.10	1.000 ± 0.003	25.0 ± 0.08
W—Width (Notes 3, 5, and 6)	1½ + ¼ - ¼	40 + 3 - 6	1½ + ¼ - ¼	40 + 3 - 6	0.500 ± 0.010	12.5 ± 0.25	0.250 ± 0.002	6.25 ± 0.05
T—Thickness (Note 7)	Thickness of Material							
R—Radius of fillet, min (Note 4)	½	13	½	13	½	13	¼	6
L—Overall length, min (Notes 2 and 8)	18	450	8	200	8	200	4	100
A—Length of reduced section, min	9	225	2¼	60	2¼	60	1¼	32
B—Length of grip section, min (Note 9)	3	75	2	50	2	50	1¼	32
C—Width of grip section, approximate (Notes 4, 10, and 11)	2	50	2	50	¾	20	¾	10

Figura 11: Dimensiones de probeta para ensayo de tracción, ASTM A 370.



Figura 12: Proceso de recocido

Ensayo de dureza Rockwell C:

Según la empresa STRUERS "La aplicación del ensayo de dureza le permite evaluar las propiedades de un material, tales como su fuerza, ductilidad y resistencia al desgaste. También le ayuda a determinar si un material o el tratamiento de un material es adecuado para el propósito deseado. El ensayo de dureza se define como una evaluación que permite determinar la resistencia de un material a la deformación permanente mediante la penetración de otro material más duro".

Para esta instancia se utilizan las muestras que anteriormente se prepararon para el análisis metalográfico y un equipo de ensayo ROCKWELL WILSON, el cual se aprecia en la figura 13. Los ensayos de dureza se realizan bajo las recomendaciones de ASTM E18.



Figura 13: Durómetro

Ensayo de dureza Brinell:

Según STRUERS, el ensayo de dureza Brinell se utiliza para muestras de mayor tamaño con una estructura de grano grande o irregular. La penetración del ensayo de dureza Brinell (HBW) deja una impresión relativamente grande al utilizar la bola de carburo de tungsteno. El tamaño de la penetración se lee ópticamente. Es idóneo para forjados y fundidos cuyos elementos estructurales son de gran tamaño. Los ensayos de dureza se realizan bajo las recomendaciones de ASTM E10.

Para esta instancia se utilizan las muestras que anteriormente se prepararon para el análisis metalográfico y un equipo de ensayos OTTO WOLPERT WERK, el cual se aprecia en la figura 14.



Figura 14: Durómetro

4.3. Diseño

Cualquier procedimiento de diseño tiene como objetivo la optimización del prototipo para lograr el objetivo buscado. Este es uno de esos casos, pero el objetivo de este trabajo es obtener el prototipo optimizado mediante un procedimiento de diseño que sea claro, repetible y fiable.

Para lograrlo se hace uso de tres software diferentes:

- Microsoft Excel
- xFoil
- MatLab

El diseño de un conjunto rotor-distribuidor es un proceso iterativo que requiere de suposiciones iniciales que luego deben ser evaluadas al fin de cada ciclo. Es con este fin que se realizan los cálculos en una planilla de Microsoft Excel, para automatizar este proceso mediante el uso de fórmulas integradas y subprogramas escritos en lenguaje Visual Basic para Aplicaciones (VBA).

4.3.1. Tipo de turbina

La primera decisión de diseño, es la elección del tipo de turbina a utilizar. Para esto, la guía para pequeñas centrales hidroeléctricas (ESHA, 2006) presenta dos tablas.

Tabla 15: Correlación entre velocidad específica y altura de salto neto. Fuente: ESHA, 2006.

Pelton (1 tobera)	$\eta_{QE} = 0,0859/H_n^{0,343}$	(Servio y Lugaresi)	(6.9)
Francis	$\eta_{QE} = 1,924/H_n^{0,512}$	(Lugaresi y Massa)	(6.10)
Kaplan	$\eta_{QE} = 2,2.94/H_n^{0,486}$	(Schweiger y Gregori)	(6.11)
Hélice	$\eta_{QE} = 2,716/H_n^{0,5}$	(USBR)	(6.12)
Bulbo	$\eta_{QE} = 1,528/H_n^{0,2837}$	(Kportze y Wamick)	(6.13)

Tabla 16: Rango de velocidades específicas para cada tipo de turbina. Fuente: ESHA, 2006.

Pelton de una tobera	$0,005 < \eta_{QE} < 0,025$
Pelton de n toberas	$0,005 * n^{0,5} < \eta_{QE} < 0,025 * n^{0,5}$
Francis	$0,05 < \eta_{QE} < 0,33$
Kaplan, hélice, bulbos	$0,19 < \eta_{QE} < 1,55$

Evaluando las ecuaciones dadas en la tabla 15 para una altura de salto neto igual al bruto como aproximación, se obtienen los valores de n_{QE} dados en la tabla 17.

Tabla 17: Velocidad específica n_{QE} para cada tipo de turbina con una altura de salto neto de $10m$.

Tipo de turbina	n_{QE}
Pelton de una tobera	0,0390
Francis	0,5918
Kaplan	0,7492
Hélice	0,8589
Bulbo	0,7951

Comparando estos valores con los rangos dados en la tabla 16, se observa que para esta altura de salto neto, es recomendable una turbina del tipo Kaplan, hélice o bulbo. Con el fin de reducir el costo de la instalación y simplificar la fabricación del prototipo para aumentar su viabilidad, se decide descartar la opción de una Kaplan debido a la complejidad del sistema de control y de la de bulbo debido a la complejidad de la implementación del generador sumergido, quedando entonces una turbina de hélice.

4.3.2. Parámetros estimados para el dimensionamiento del rotor y distribuidor

Antes de comenzar el cálculo iterativo, se deben suponer algunos valores cuyo cálculo preciso no estará en el alcance de este trabajo, con el fin de optimizar el tiempo de cálculo requerido, sacrificando mínimamente la precisión de los resultados. Para esto se eligen valores típicos de cada magnitud basados en diferentes referencias bibliográficas. En esta sección se desarrollarán los parámetros que fueron estimados.

Rendimiento mecánico

El rendimiento mecánico representa a las pérdidas de potencia mecánica por fricción en cojinetes, rodamientos, sellos, acoples y otros auxiliares (por ejemplo, la colocación de un torquímetro acoplado al eje). El valor usual del mismo en instalaciones de turbinas y bombas axiales se encuentra entre 0.96 a 0.99 (Barbosa, 2006), por lo que se decidió elegir un valor de 97%.

Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico es el cociente entre el volumen de agua que pasa por la sección anular dada por el diámetro interior y exterior del rotor y el volumen total de agua que circula por la cañería. Esto define que porcentaje del agua circula efectivamente por el espacio entre palas y, por lo tanto, se le puede aprovechar su energía. El rendimiento volumétrico es una muestra de la cantidad de fluido que circula entre la punta de la pala y la pared interior de la cañería, y así también de la luz geométrica que hay entre estas dos. Debido a los procesos de fabricación y montaje, la luz entre pala y cañería no suele ser

afectada por el tamaño del prototipo, por lo que a medida que se aumenta el tamaño del mismo el rendimiento volumétrico crece. En nuestro proceso de diseño, se debe pasar por un ensayo de banco en el que el diámetro de la cañería está definido. Teniendo esto en cuenta, el proceso ideal de diseño sería definir la luz que se desea tener en el modelo a escala para el banco de ensayos y con esta el rendimiento volumétrico, para luego calcular la luz del prototipo. Este proceso presenta algunas dificultades de cálculo, en primera instancia, para obtener el rendimiento volumétrico, de esta forma se debe calcular el caudal que circula por este espacio, y para eso se utiliza la ecuación 13, donde se requiere conocer el término C_{LG} , coeficiente adimensionado de lift en la punta de la pala, que inicialmente es desconocido.

$$Q' = \mu v_{\infty} \sqrt{C_{LG}} \delta l z \quad (13)$$

Donde Q' es el caudal por el intersticio, μ es un coeficiente para el cual se utilizara un valor típico de 0.6 dado en las notas de Bombas y ventiladores axiales, del Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental, de la Universidad de la República (IMFIA, 2017), v_{∞} es la velocidad media relativa entre la entrada y salida en punta de pala, δ la luz radial, z el número de palas y l el largo de cuerda.

Por otro lado, y no menos importante, el fijar la luz puede dar rendimientos volumétricos muy por debajo de los valores normales, lo cual no es deseable.

Se toma la decisión de fijar un rendimiento volumétrico y calcular la luz a partir de este, con esto se busca simplificar el cálculo iterativo. Si bien se puede realizar el cálculo de forma inversa, fijando la luz, cualquiera de los métodos requiere de una revisión y ajuste en caso de ser necesario luego de un primer cálculo aproximado del rotor y distribuidor, con el fin de asegurarse de que el valor calculado (sea el rendimiento volumétrico o la luz geométrica a escala) este en un valor coherente. En este caso, se decidió comenzar con un valor del 98 % para el rendimiento volumétrico, luego de un primer cálculo se obtuvo una luz de menos de 1 mm para el rotor a escala. Se estableció que la luz en el modelo a escala debería estar en torno a los 2 mm, por lo que se ajustó el rendimiento hasta llegar a un valor de 95 %.

Rendimiento de la instalación

Existen también pérdidas en lo que será la instalación de la cañería de admisión de la turbina, las cuales están dadas por la misma rugosidad de la cañería, el cambio de sección en la toma de agua, la rejilla utilizada para evitar el ingreso de objetos, así como codos, válvulas y otros posibles agregados. Estimar pérdidas es más complejo que estimar rendimientos, ya que el valor de este último estará limitado entre 0 y 1, mientras que las pérdidas pueden estar entre 0 y la altura máxima posible. Es debido a esto y al desconocimiento de la estructura completa de la instalación y sus dimensiones que resulta más sencillo y fiable estimar el rendimiento total de la instalación.

Si bien en general se define el rendimiento de la instalación únicamente teniendo en consideración las pérdidas en la admisión, en este caso se decidió agregar las pérdidas en la

salida del difusor. Estas pérdidas pueden ser calculadas una vez definido el diseño del rotor, lo que permite calcular finalmente cuáles serían las pérdidas en las cañerías de admisión para obtener el rendimiento estimado. Es importante destacar que al hacerlo de este modo, se debe verificar siempre que las pérdidas en la admisión sean positivas.

Para este criterio, se tomó un valor de rendimiento de la instalación del 96 %.

Velocidad de giro

La elección de la velocidad de giro debe considerar algunos factores. Es conveniente que la velocidad de giro seleccionada sea la de un motor a inducción con cierto número de par de polos (ver Tabla 18), para simplificar la instalación y evitar el uso de un variador de frecuencia. Por otro lado, una velocidad de giro elevada será el principal factor de la presencia de cavitación en el rotor.

Tabla 18: Velocidad de giro de sincronismo de un motor a inducción según su número de polos para frecuencias de 50 Hz.

Nro. de Polos	Velocidad (<i>rpm</i>)
2	3.000
4	1.500
6	1.000
8	750
10	600
12	500
16	375
20	300

La guía para PCH (ESHA, 2006) posee algunas fórmulas que permiten obtener un valor estimado de velocidad de giro óptima para distintos tipos de turbina con un salto menor a 2,5 m. En el caso de una turbina de hélice, recomienda la utilización de la ecuación 14 dada por el United State Bureau of Reclamation (USBR) para el cálculo de la velocidad específica.

$$n_{QE} = \frac{2,716}{\sqrt{H}} = \frac{2,716}{\sqrt{10}} = 0,8589 \quad (14)$$

$$n_s = 995 \cdot \eta_{QE} = 854,58 \quad (15)$$

Donde H es la altura bruta del embalse en metros. Si bien el salto en este caso es mucho mayor a 2,5 m, se utilizará esta metodología como primera aproximación para realizar un cálculo inicial de la velocidad de giro despejando la velocidad específica n_s de la ecuación 16.

$$n_s = \frac{n[rpm] \cdot \sqrt{P[kW]}}{H[m]^{5/4}} \quad (16)$$

Se obtiene así una velocidad de giro de $n = 1572 \text{ rpm}$, seleccionando de forma inicial un $n = 1500 \text{ rpm}$ (notar que no se está evaluando el deslizamiento del motor para este cálculo, la velocidad real de un motor a inducción utilizado como generador será levemente superior).

Con la velocidad de giro obtenida mediante las ecuaciones 14, 15 y 16 se tendría un diámetro exterior de 360mm pero para estos valores el cálculo iterativo no converge, ya que no se tiene ninguna condición de diseño donde no haya cavitación.

Es por esto y utilizando como referencia los resultados obtenidos por Pienika, Rodríguez y Rovira (2019) que la velocidad de giro a utilizar será de 750 rpm , para otros diseños es recomendable comenzar el cálculo con una velocidad de giro no superior a las 1000rpm y comenzar a reducir la misma en caso de no lograr convergencia en el cálculo iterativo.

Diámetro exterior e interior

Para definir los diámetros del rotor, se utilizan las ecuaciones 1 y la ecuación 2.

Debido a que estas ecuaciones son para una primera aproximación, los valores de los diámetros pueden modificarse luego buscando un mejor diseño, sin embargo, incluir esta modificación dentro del proceso iterativo se vuelve tedioso y aleatorio, ya que no se puede obtener un valor de diámetro (interior y/o exterior) a partir de los resultados de una primera iteración.

Para el caso del diámetro interior, se encuentra una limitante que puede acotar el rango. Esta es fácil de verificar, ya que no requiere de realizar una primera iteración para esto, es que el diámetro interior, una vez escalado para el banco de ensayos, no debe ser menor al establecido para el modelo, debido a los acoples que este conlleva.

Se utilizaron los valores obtenidos de las ecuaciones dadas por la guía PCH (ESHA, 2006) como valor a utilizar en ambos diámetros, verificando que el valor para el diámetro interior sea mayor al límite definido. Si bien se obtiene cierta variación en estos valores una vez cerrado el cálculo iterativo, estos no son significativos. Por lo que se decide dejar este valor fijo con el valor inicial con el fin de simplificar el cálculo final.

Número de palas del rotor

La ecuación 4 da como resultado 6.6 palas. Debido a que el número de palas excede los valores típicos, se decide utilizar un rotor con 5.

Número de palas del distribuidor

No existe una ecuación para el cálculo estimado de palas del distribuidor, sin embargo, es considerada buena práctica que el número de palas del mismo no sea múltiplo del número de palas del rotor. Esto da la posibilidad de elegir entre un número amplio de posibilidades. En el artículo de Pienika, Rodríguez y Rovira (2019), el diseño final se obtiene con un rotor de 3 palas y un distribuidor de 11. Usando estos valores como referencia, se decide utilizar 13 palas en el distribuidor. Esta cantidad se puede validar al realizar múltiples iteraciones con distintos valores del mismo, obteniendo así la opción óptima.

4.3.3. Valores calculados iterativamente

Rendimiento hidráulico del rotor

Determinar un valor para el rendimiento hidráulico del rotor es imprescindible para calcular la altura en la turbina. Para obtener el valor del mismo se pueden utilizar la ecuación 8, pero esta ecuación requiere de conocer previamente los coeficientes de lift y drag. Es por esto que el valor del rendimiento hidráulico puede ser obtenido mediante un cálculo iterativo, donde una primera suposición permite obtener coeficientes de lift y drag que junto a los otros términos de la ecuación dan como resultado un nuevo rendimiento hidráulico, con el cual empezar nuevamente el cálculo.

Para determinar la convergencia de este valor, se utiliza una diferencia menor al 0,01 % para cerrar la iteración.

Rendimiento hidráulico del distribuidor

Debido a que en el distribuidor no se cuenta con una velocidad de giro, el cálculo del rendimiento hidráulico se hará de manera similar al del rotor, pero utilizando la ecuación 9. Esta requiere conocer el coeficiente de drag, por lo que debe ser resuelta de manera iterativa.

Intersticio entre rotor y cañería

La luz radial entre el rotor y la cañería (δ) se debe suponer inicialmente para poder obtener el diámetro de la cañería. Ya que el rendimiento volumétrico está establecido, una vez realizada una primera iteración donde se obtenga un valor de C_{Lg} en la punta de pala, se podrá calcular luego un nuevo δ que verifique la ecuación 13.

4.3.4. Iteración total

Los tres valores, que son calculados de forma iterativa, son necesarios para comenzar cualquier cálculo de diseño, por lo que el proceso iterativo total debe conseguir la convergencia de estos 3 en su totalidad antes de darse por finalizado. Es así que se estableció una metodología de cálculo representada en la figura 15, donde los términos en rojo son el rendimiento hidráulico del distribuidor (η_{dis}), el rendimiento hidráulico del rotor (η_{Hr}) y la luz radial entre rotor y cañería (δ). En cada bucle de cálculo representado por las flechas rojas, estas

tendrán prioridad sobre las negras que indican la continuación de los cálculos hasta que el valor cumpla el criterio de convergencia dado para el mismo.

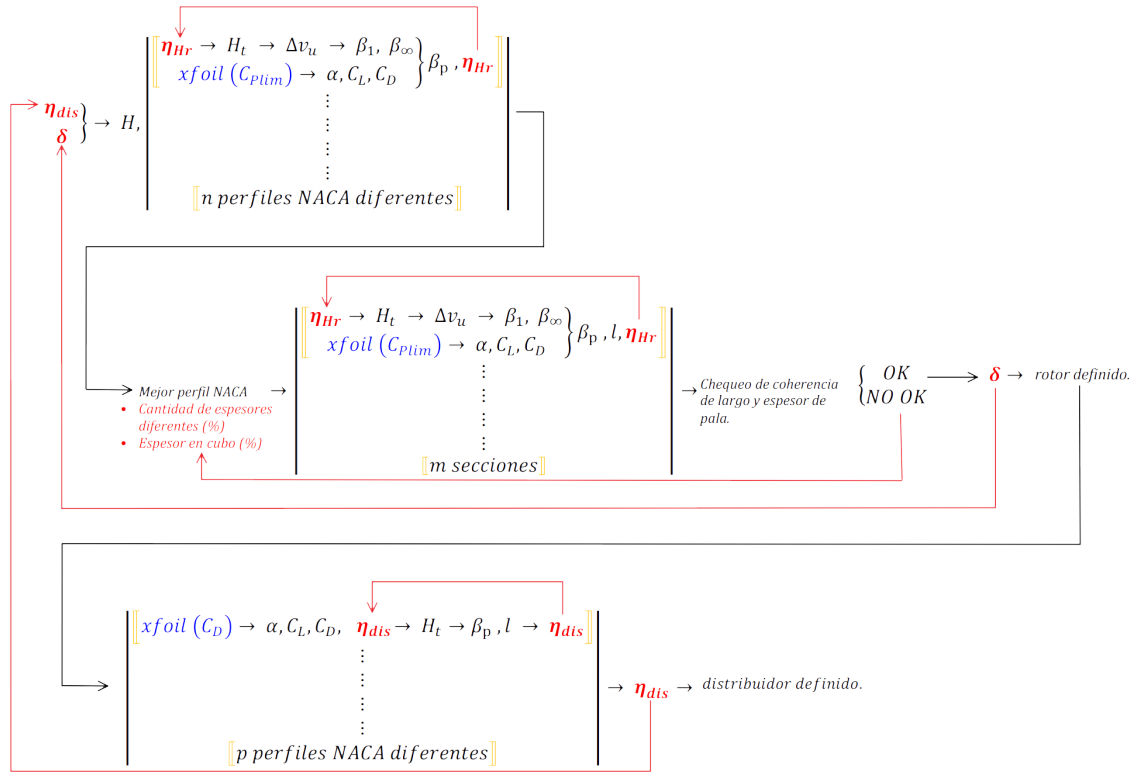


Figura 15: Diagrama del proceso iterativo de diseño.

Ángulo de ataque

Para obtener los coeficientes de lift y drag para cada perfil NACA bajo las diferentes condiciones, se hace uso del software xFoil 6.99 (2013), que resuelve numéricamente ecuaciones hidrodinámicas con una discretización de la superficie de la sección del perfil. Este software permite la rápida obtención de estos coeficientes para múltiples combinaciones de condiciones. Con el fin de obtener el mejor ángulo de ataque, se definen dos tipos de criterios:

- Criterio del $C_{p_{lim}}$
- Criterio del mínimo C_D

En el primero, se evalúa un rango de ángulos de ataque y se elige aquel que de mejor relación $\frac{C_L}{C_D}$ siempre y cuando el término $C_{p_{min}}$ que representa el coeficiente de presión mínima en la pala, sea mayor que el $C_{p_{lim}}$, coeficiente de presión de vapor. Este criterio busca la mejor eficiencia pero priorizando la no generación de cavitación.

El segundo, evalúa un rango de ángulos de ataque, pero eligiendo en este caso el que tiene

menor coeficiente de drag, C_D . Este será utilizado en el estator, ya que en el mismo no se corre riesgo de cavitación.

Iteración media

En primera instancia se debe definir el mejor perfil NACA para las condiciones de funcionamiento dadas. Para esto, primero se define un radio significativo a $0,8 \cdot D_e$ (Bombas y ventiladores axiales, IMFIA, 2017), la sección correspondiente a este radio es considerada la que mejor representa el funcionamiento promedio de la turbomáquina. Para este radio, se utilizarán los diferentes perfiles NACA con el mismo espesor, determinado por el radio significativo.

Para este caso particular y con el fin de reducir los tiempos de cálculos, se desestiman los perfiles simétricos y la serie 5XXX en adelante, ya que las mismas están más predispuestas a la cavitación debido a su pronunciada curvatura.

Una vez llegada a la convergencia de cada uno de los perfiles, se elige el que haya obtenido la mejor relación $\frac{C_L}{C_D}$ al mismo tiempo que haya cumplido con el criterio de C_{Plim}

Iteración de secciones de rotor

Luego de seleccionado el perfil, con la cantidad de secciones, la cantidad de diferentes espesores de pala totales y el espesor del cubo definidos, se establece el perfil NACA para cada una de las secciones dadas. Aquí se reproduce nuevamente el proceso iterativo utilizado en la iteración media para obtener el ángulo de pala para cada sección.

Finaliza esta iteración cuando se comprueba la coherencia de tanto los largos de cuerda como los espesores de las diferentes secciones. El criterio para esto se establece con las siguientes condiciones:

- Espesor de pala en cubo no menor a 4%.
- Espesor real de cubo mayor a espesor real de punta.
- Largo de pala en punta mayor a largo de pala en cubo.

Para definir el largo de cuerda de cada sección, se utilizan los largos de cuerda calculados para el cubo y la pala y se genera una interpolación lineal. Con esto se busca tener un cambio continuo en la pala.

El ángulo de pala si será el calculado para cada sección de forma individual.

Iteración media de distribuidor

La sección significativa del distribuidor se establece con el mismo criterio que para el rotor. La diferencia en esta iteración está en que para este, no se tiene una velocidad angular de giro, por lo que la velocidad en todas las secciones será la misma y completamente axial.

Esto lleva a modificar la forma en la que se obtiene el rendimiento hidráulico, ya que la ecuación 8 que se utilizó para el rotor debía considerar la velocidad de giro. En este caso, se utilizara el término de pérdidas y se calculara el rendimiento como en la ecuación 9. Una vez definido el mejor perfil, para el cual en este caso no se limita por curvatura debido a la baja probabilidad de ocurrencia de cavitación, queda definido el distribuidor, ya que el ángulo de ataque ideal será el mismo para cada sección y el ángulo de pala queda definido por el ángulo de salida requerido por el rotor.

Se verifica por último el rendimiento hidráulico del distribuidor y se compara el obtenido en la sección significativa con el estimado al comienzo del proceso iterativo total. Si entra en el criterio de convergencia, el diseño estará completo, si no, se ingresara con este nuevo rendimiento y se repetirá el proceso completo.

4.3.5. Modelo 3D

La creación del modelo 3D se hará mediante código de MATLAB. El mismo crea una nube de puntos geométrica con el fin de cubrir lo que sería la superficie del rotor. Para esto se utilizan ecuaciones matemáticas de los lugares geométricos en el espacio de cada punto con el fin de generar un proceso repetitivo y completo. El código luego convierte la nube de puntos en una superficie de elementos triangulares, lo cual luego convierte mediante códigos auxiliares de código libre en un archivo STL.

Se harán 4 modelos, dos para el rotor y dos para el distribuidor. En cada caso se tendrá un modelo de prototipo (ver figuras 16 y 18) y otro modelo a escala ya preparado para el banco de ensayos (ver figuras 17 y 19).

Esta última parte permite la obtención de un diseño completo y utilizable de forma sencilla, lo cual lleva a poder probar varios modelos con gran rapidez.

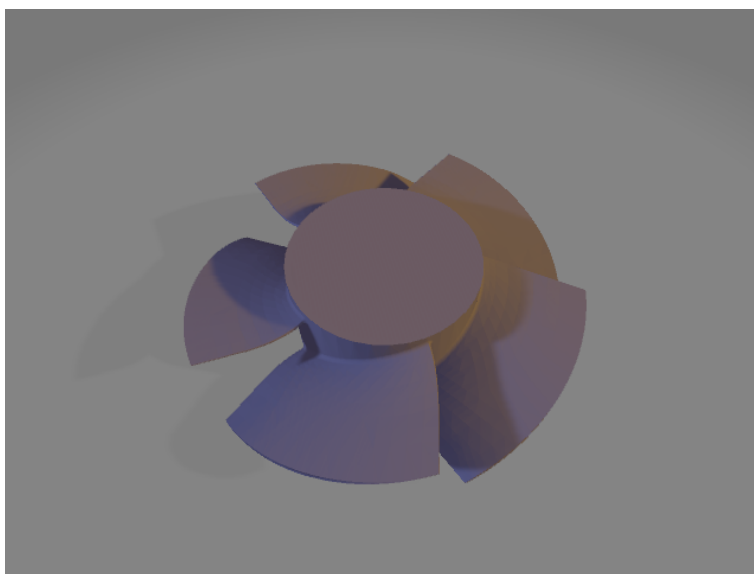


Figura 16: Modelo 3D del rotor.



Figura 17: Modelo 3D del rotor para banco de ensayos.

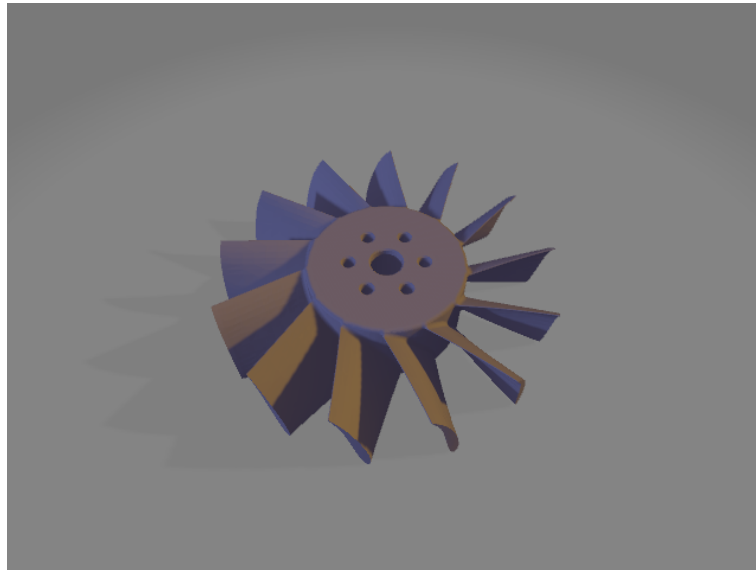


Figura 18: Modelo 3D del distribuidor para banco de ensayos.

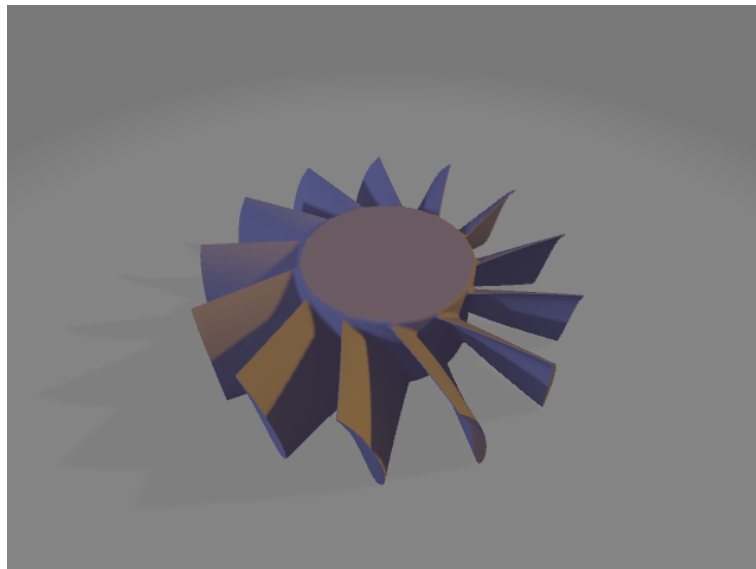


Figura 19: Modelo 3D del distribuidor.

4.3.6. Guía para la utilización de la planilla de diseño

En esta sección se dará una breve guía para la utilización de la planilla de diseño, indicando cada sección y su correcta manipulación.

Consideraciones generales

Existe una codificación de colores de celda que se aplica a toda la planilla en general:

- Amarilla: La celda contiene un valor agregado manualmente.
- Verde: La celda contiene una fórmula.
- Azul: La celda contiene un dato agregado mediante una macro.

La planilla permite el ingreso de datos y de sus unidades de forma manual, ya que los cálculos serán realizados con la conversión a unidades del sistema internacional en todos los casos. Es vital entender esto a la hora de agregar una nueva ecuación, ya que se debe escribir la misma para que sea válida en estas unidades.

Ingreso de datos

El ingreso de datos se hará en la hoja "Calculos", donde se puede encontrar varios grupos de datos según el tipo de fuente, comenzando por los datos del embalse como se puede ver en la figura 20.

CONCEPTO	VARIABLE	FORMULA	FUENTE	VALOR	UNIDAD	VALOR SI	UNIDAD SI
Altura máxima del embalse	Hmax		1_EMBALSE	12,50	m	12,500	m
Densidad del agua del embalse	rho		1_EMBALSE	1.000,00	kg/m³	1.000	kg/m³
Factor de Capacidad en riesgo	Fcr		1_EMBALSE	0,94		0,940	
Triego	Triego		1_EMBALSE	4	Meses	10.368.000	s
Volumen de la cuenca	Vcuenca		1_EMBALSE	46,100	hm³	46.100.000	m³
Volumen máximo del embalse	Vemb		1_EMBALSE	9,265	hm³	9.265.000	m³

Figura 20: Celdas para ingreso de datos del embalse.

Estos datos se obtienen de los trabajos antes mencionados. Luego, se deben establecer tanto los parámetros estimados para el dimensionamiento del rotor y distribuidor, como los tres valores calculados iterativamente, esto se hace en las celdas mostradas en la figura 21.

CONCEPTO	VARIABLE	FORMULA	FUENTE	VALOR	UNIDAD	VALOR SI	UNIDAD SI
Diámetro exterior	De		2_SUP.INICIAL	490	mm	0,490	m
Diámetro interior	Di		2_SUP.INICIAL	235	mm	0,235	m
Número de palas del distribuidor	Z_d		2_SUP.INICIAL	13		13	
Número de palas del rotor	Z_r		2_SUP.INICIAL	5		5	
Rendimiento hidráulico de la instalación	eta_Hi		2_SUP.INICIAL	96,0%		0,960	
Rendimiento mecánico	eta_m		2_SUP.INICIAL	97,0%		0,970	
Rendimiento volumétrico	eta_v		2_SUP.INICIAL	95,0%		0,950	
Velocidad angular forzada	n		2_SUP.INICIAL	750	rpm	78,540	rad/s
Luz entre rotor y cañería	Delta		3_CALC_ITER	4,251	mm	0,004	m
Rendimiento hidráulico del distribuidor	eta_Hdis		3_CALC_ITER	98,0%		0,980	
Rendimiento hidráulico del rotor	eta_Hr		3_CALC_ITER	94,1%		0,941	

Figura 21: Celdas para ingreso de suposiciones iniciales.

Aquí se puede visualizar como si bien la celda de los valores calculados iterativamente es amarilla ya que requiere de un primer ingreso manual, el valor esta en azul ya que el resultado final sera obtenido mediante el cálculo iterativo realizado por la macro.

Por ultimo la hoja presenta tres secciones útiles, la primera donde se permite el ingreso manual de los valores de ciertas propiedades a ser tomadas como constantes para los cálculos de diseño, como se ve en la figura 22. La sección de datos auxiliares, que sirven de apoyo para el diseñador a la hora de establecer los valores iniciales de su rotor y distribuidor. Estos valores son obtenidos por diferentes ecuaciones presentadas en la bibliografía, las cuales pueden verse en la figura 23. En esta misma figura podemos ver las celdas que permiten el ingreso de datos del banco de ensayos, así como algunas ecuaciones útiles para la ejecución del ensayo una vez obtenido el diseño final.

CONCEPTO	VARIABLE	FORMULA	FUENTE	VALOR	UNIDAD	VALOR SI	UNIDAD SI
Coefficiente de pérdida en difusor	k_d		4_CONST./PROP.	0,18		0,180	
Densidad del metal	ρ_m		4_CONST./PROP.	7,990	kg/m ³	7,990,000	kg/m ³
Pi	π		4_CONST./PROP.	3,142		3,142	
Presión atmosférica	P_0		4_CONST./PROP.	101,325	KPa	101.325,000	Pa
Presión de vapor	P_v		4_CONST./PROP.	23,766	mmHg	3.168,531	Pa
Viscosidad dinámica del agua a 25°	μ		4_CONST./PROP.	0,000891	kg/ms	0,001	kg/ms

Figura 22: Celdas para ingreso de valores de propiedades y constantes.

CONCEPTO	VARIABLE	FORMULA	FUENTE	VALOR	UNIDAD	VALOR SI	UNIDAD SI
Altura Euler	H_t	$H \cdot \eta_a \cdot H_r$	5_AUXILIAR	8,601		8,601	
Altura media del embalse	H_b	$0.8 \cdot H_{max}$	5_AUXILIAR	10,00	m	10,000	m
Altura neta	H_n	$H_b \cdot \eta_a \cdot H_i$	5_AUXILIAR	9,600		9,600	
Altura turbina	H	$H_n \cdot \eta_a \cdot H_t$	5_AUXILIAR	9,136		9,136	
Diametro de la cañería	D_s	$De + (\Delta^2)$	5_AUXILIAR	498,503	mm	0,499	m
Número de palas del rotor calculadas	$Z_r \text{ Calc}$	$19,993 - 4,932 \cdot \text{EXP}(-2 \cdot 3 \cdot n_{OE} \cdot 60 \cdot g \cdot 0,75 + 4,65 \cdot \text{EXP}(-5 \cdot (3 \cdot n_{OE} \cdot 60 \cdot g \cdot 0,75)^2 - 1,412 \cdot \text{EXP}(-8 \cdot (3 \cdot n_{OE} \cdot 60 \cdot g \cdot 0,75)^3))$	5_AUXILIAR	6,6		6,594	
Primer aproximación de diametro exterior	$De \text{ Calc}$	$84,5 \cdot (0,79 + (1,602 \cdot n_{OE})) \cdot (\text{RAIZ}(H_i / ((n_{OE} \cdot 60) / (2 \cdot \pi))))$	5_AUXILIAR	494	mm	0,494	m
Primer aproximación de diametro interior	$Di \text{ Calc}$	$(0,25 + (0,0951 \cdot n_{OE})) \cdot De \text{ Calc}$	5_AUXILIAR	237	mm	0,237	m
Primer aproximación de diametro medio	Dm	$(De \text{ Calc} + Di \text{ Calc}) / 2$	5_AUXILIAR	366	mm	0,366	m
Primer aproximación de radio exterior	Re	$De / 2$	5_AUXILIAR	245	mm	0,245	m
Relacion Di/De calculada	$a \text{ Calc}$	$Di \text{ Calc} / De \text{ Calc}$	5_AUXILIAR	0,481		0,481	
Relacion Di/De elegida	a	Di / De	5_AUXILIAR	0,480		0,480	
Rendimiento hidraulico de la turbina	$\eta_a \text{ Ht}$	$\eta_a \text{ Hdis} \cdot \eta_a \text{ Hdif}$	5_AUXILIAR	95,2%		0,952	
Rendimiento hidraulico del difusor	$\eta_a \text{ Hdif}$	$1 - (dseta_{23} / ((P_0 / (\rho \cdot g)) + dseta_{23} + dseta_{34}))$	5_AUXILIAR	97,1%		0,971	
Rendimiento total	η_a	$\eta_a \text{ Ht} \cdot \eta_a \text{ Hdis} \cdot \eta_a \text{ Hdif}$	5_AUXILIAR	79,3%		0,793	
Velocidad especifica s para abaco de Stepanoff	n_s	$\Omega_{Mayus} \cdot 2730$	5_AUXILIAR	6,782		6,782,208	
Adimensionado H	Pl_H	$(g \cdot H_n) / (\omega \cdot D_s^2 \cdot \rho \cdot s^2)$	6_ENSAYO	0,061		0,061	
Adimensionado Omega	Pl_Re	$(\omega \cdot D_s^2) / n_u$	6_ENSAYO	21,905.218,559		21,905.218,559	
Adimensionado Q	Pl_Q	$Q / (\omega \cdot D_s^3)$	6_ENSAYO	0,092		0,092	
Alto de cubo minimo (Banco de Ensayo)	b_{Ensayo}		6_ENSAYO	70,78	mm	0,071	m
Altura en banco de ensayos	H_{Ensayo}	$(Pl_H \cdot \omega \cdot D_s \cdot \rho \cdot s^2) / g$	6_ENSAYO	2,133	m	2,133	m
Caudal en banco de ensayos	Q_{Ensayo}	$Pl_Q \cdot \omega \cdot D_s^3 \cdot \rho \cdot s^3$	6_ENSAYO	93,616	lts/s	0,094	m ³ /s
Diametro cañeria (Banco de Ensayo)	Ds_{Ensayo}		6_ENSAYO	235	mm	0,235	m
Diametro exterior escala	De_{Esc}	$De \cdot \text{Esc}$	6_ENSAYO	231,0	mm	0,231	m
Diametro interior escala	Di_{Esc}	$Di \cdot \text{Esc}$	6_ENSAYO	110,8	mm	0,111	m
Diametro interior minimo	Di_{Min}	$Di_{\text{Ensayo}} \cdot \text{Esc}$	6_ENSAYO	157	mm	0,157	m
Diamtro cubo (Banco de Ensayo)	Di_{Ensayo}		6_ENSAYO	74,07	mm	0,074	m
Diamtro punta (Banco de Ensayo)	De_{Ensayo}		6_ENSAYO	230	mm	0,230	m
Escala (Banco de Ensayo)	Esc	Ds_{Ensayo} / D_s	6_ENSAYO	0,47141148125859		0,471	
Velocidad de giro en banco de ensayos	Ω_{Ensayo}	$(Pl_{Re} \cdot n_u) / D_s \cdot \rho \cdot s^2$	6_ENSAYO	750	rpm	78,540	rad/s

Figura 23: Celdas de valores auxiliares y valores del banco de ensayos.

Ingreso de datos

Luego de ingresados todos los datos, se puede elegir entre dos opciones de cálculo iterativo, rápido o preciso. Esto se hace mediante una lista desplegable, una vez establecido, se ejecuta el botón "CALCULAR" y se correrá la opción de calculo que se encuentre en la celda en ese momento, tal como se ve en la figura 24.

Una iteración rápida permite una resolución al sistema planteado en una fracción de tiempo que la precisa. Esta es ideal para una primera prueba de calculo, donde el resultado obtenido, si bien puede ser mejorado, da una clara visión del resultado final que se va a obtener. Permite así, ajustar datos de entrada y tomar decisiones de diseño sin la necesidad de esperar hasta obtener un resultado final preciso. Una vez el diseñador esté a gusto



Figura 24: Selección de tipo de iteración.

con el modelo final obtenido con este tipo de iteración, es recomendable correr una nueva iteración precisa, la misma tardara considerablemente mas tiempo, pero dará un resultado óptimo.

Generación de modelos 3D desde planilla.

La generación de los modelos 3D sera realizada mediante códigos de MATLAB, pero los mismos pueden correrse desde la misma planilla de cálculos, mediante botones que se encuentran en las hojas "PERFILES" y "PERFILES DIST", donde se presentan los datos finales del rotor y distribuidor respectivamente (ver figura 25 y figura 26). El propio código de MATLAB lee los datos de la planilla de forma automática, por lo que el diseñador únicamente debe presionar el botón y esperar para obtener un archivo STL del su prototipo.

SECCION	PERFIL	RADIO	ALFA	BETA	L	I/L	K_{10}	G	C_1	C_{10}	C_{100}	C_{1000}	W_w	β_w	rho	EspeSor	DeltaR	c	t	h	I_w	I_y	K_{100}	Y_{max}	J	Area	F_s	σ_s (MPa)	M_s	T (MPa)	M_{10}	M_{100}	σ_{10} (MPa)	σ_{100} (MPa)	FS
0	4317	117.50	14.2°	37.3°	203	0.727	0.757	1.797	0.018	-0.055	-4.431	-5.621	7.471	51°	1000	34.5	0.010	0.203	0.035	0.008	3.45E-07	1.09E-05	0.118	0.019	1.31E-06	4.80E-03	272.54	0.820	-0.5	-7.073	0.00	0.00	14.741	19.185	27.10
1	4316	128.13	11.8°	33.3°	207	0.780	0.887	1.661	0.012	-0.071	-3.652	-4.593	8.255	45°	1000	33.0	0.010	0.207	0.033	0.008	3.10E-07	1.10E-05	0.120	0.018	1.17E-06	4.67E-03	289.44	0.784	-0.9	-8.012	0.77	0.76	15.732	20.992	24.77
2	4315	138.75	9.9°	30.2°	210	0.830	1.013	1.522	0.010	-0.083	-3.018	-3.785	9.084	40°	1000	31.5	0.010	0.210	0.032	0.008	2.75E-07	1.10E-05	0.122	0.018	1.03E-06	4.53E-03	303.89	0.745	-1.5	-9.139	2.14	1.78	16.869	23.145	22.47
3	4314	149.38	8.4°	27.6°	214	0.879	1.149	1.379	0.008	-0.087	-2.401	-3.140	9.959	36°	1000	29.9	0.010	0.214	0.030	0.009	2.41E-07	1.10E-05	0.124	0.017	9.98E-07	4.37E-03	315.63	0.703	-2.2	-10.490	4.27	3.05	18.146	25.689	20.24
4	4313	160.00	7.2°	25.4°	217	0.927	1.276	1.254	0.007	-0.089	-2.083	-2.853	10.853	33°	1000	28.2	0.010	0.217	0.028	0.009	2.09E-07	1.09E-05	0.126	0.016	7.67E-07	4.19E-03	324.29	0.657	-3.1	-12.115	7.21	4.55	19.538	28.679	18.13
5	4312	170.63	6.3°	23.5°	221	0.972	1.403	1.135	0.006	-0.089	-1.801	-2.261	11.756	30°	1000	26.5	0.010	0.221	0.026	0.009	1.77E-07	1.07E-05	0.128	0.015	6.43E-07	4.00E-03	329.61	0.608	-4.1	-14.068	11.20	6.34	21.005	32.177	16.16
6	4311	181.25	5.5°	22.0°	224	1.017	1.503	1.065	0.006	-0.090	-1.550	-1.951	12.661	28°	1000	24.6	0.010	0.224	0.025	0.009	1.48E-07	1.05E-05	0.130	0.014	5.28E-07	3.78E-03	331.22	0.556	-5.3	-16.406	15.98	8.21	22.448	36.218	14.36
7	4310	191.88	4.6°	20.9°	228	1.060	1.577	0.965	0.005	-0.090	-1.343	-1.701	13.566	26°	1000	22.8	0.010	0.228	0.023	0.009	1.21E-07	1.01E-05	0.132	0.013	4.22E-07	3.55E-03	328.81	0.499	-6.6	-19.184	21.02	9.90	23.723	40.830	12.74
8	4309	202.50	3.9°	20.0°	231	1.102	1.617	0.874	0.005	-0.090	-1.187	-1.497	14.471	24°	1000	20.8	0.010	0.231	0.021	0.009	9.66E-08	9.69E-06	0.134	0.012	3.27E-07	3.29E-03	321.98	0.438	-8.0	-22.416	26.13	11.36	24.669	45.998	11.30
9	4308	213.13	3.1°	19.2°	235	1.142	1.643	0.792	0.005	-0.090	-1.054	-1.328	15.381	22°	1000	18.8	0.010	0.235	0.019	0.009	7.90E-08	9.14E-06	0.136	0.011	2.44E-07	3.01E-03	310.43	0.371	-9.4	-26.050	31.42	12.68	24.985	51.577	10.08
10	4307	223.75	2.5°	18.5°	238	1.181	1.650	0.721	0.005	-0.089	-0.941	-1.187	16.288	21°	1000	16.7	0.010	0.238	0.017	0.010	5.64E-08	8.49E-06	0.138	0.010	1.73E-07	2.72E-03	293.73	0.298	-10.9	-29.695	36.62	13.79	24.182	58.836	9.15
11	4306	234.38	2.0°	17.9°	242	1.220	1.647	0.660	0.005	-0.089	-0.841	-1.068	17.197	20°	1000	14.5	0.010	0.242	0.014	0.010	4.08E-08	7.71E-06	0.140	0.009	1.16E-07	2.40E-03	271.53	0.215	-12.4	-31.992	41.96	14.82	21.315	59.371	8.76
12	4305	245.00	1.7°	17.2°	245	1.257	1.646	0.622	0.005	-0.089	-0.767	-0.967	18.099	19°	1000	12.3	0.010	0.245	0.012	0.010	2.82E-08	6.81E-06	0.142	0.008	7.09E-08	2.06E-03	243.43	0.118	-14.1	-28.139	48.71	16.22	14.581	50.873	10.22

FAMILIA:	4300
BETA CUBO:	37°
BETA PUNTA:	17°
CUERDA CUBO:	203
CUERDA PUNTA:	245
RELACION LARGOS:	1.21
FLUENCIA (MPa):	520
CANT. DE PERFILES:	13
PERFIL CUBO:	17
CHECK VERDADERO:	8.76
FS MIN:	8.76
DENSIDAD METAL:	7990
ESCALA:	0.471411481259
PAISAS:	5

Generar.stl del rotor (Prototipo)

Generar.stl del rotor (Banco de ensayos)

Figura 25: Hoja de resultados finales del distribuidor con botones para generación de modelo 3D.

SECCION	PERFIL	RADIO	ALFA	BETA	L	L/L	$k_{x,y,z}$	C_1	C_2	C_3	C_{Pmax}	C_{Pmin}	w_{max}	β_w	rho	Espesor	DeltaR	c	t	h	I_{xx}	I_{yy}	x_{max}	y_{max}	J	Area	F_x	F_y	M_x	M_y	M_z	M_{xx}	M_{yy}	M_{zz}	FS	FAMILIA:	8711
0	8711	117.50	-1°	127°	140	0.625	0.656	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	128.060	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	84.16	1.152	-1.0	-17.356	0.00	0.000	-2.053	30.151	17.25	BETA CUBO:	127
1	8711	128.48	-1°	125°	140	0.625	0.693	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	125.918	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	92.02	1.096	-1.0	-16.401	-0.16	0.22	-2.053	28.503	18.24	BETA PUNTA:	109
2	8711	139.46	-1°	123°	140	0.625	0.728	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	124.014	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	99.88	1.033	-1.1	-15.392	-0.32	0.48	-2.020	26.756	19.43	CUERDA CUBO:	138
3	8711	150.44	-1°	121°	140	0.625	0.768	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	122.115	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	107.75	0.966	-1.1	-14.312	-0.48	0.77	-1.956	24.920	20.87	CUERDA PUNTA:	136
4	8711	161.42	-1°	119°	140	0.625	0.809	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	120.348	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	115.61	0.893	-1.2	-13.214	-0.64	1.10	-1.861	22.280	22.63	EUFENCIA (MPa):	520
5	8711	172.40	-1°	118°	140	0.625	0.852	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	118.713	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	123.48	0.815	-1.2	-12.036	-0.80	1.47	-1.739	20.935	24.84	CANT. DE PERF.:	1
6	8711	183.38	-1°	116°	140	0.625	0.892	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	117.205	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	131.34	0.732	-1.3	-10.796	-0.96	1.88	-1.591	18.781	27.69	PERFIL CUBO:	11
7	8711	194.36	-1°	115°	140	0.625	0.944	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	115.823	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	139.20	0.643	-1.4	-9.498	-1.13	2.34	-1.420	16.525	31.47	ESCALA:	0.47141148125859
8	8711	205.33	-1°	114°	140	0.625	0.997	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	114.520	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	147.06	0.549	-1.4	-8.124	-1.29	2.86	-1.238	14.135	35.79	NUMERO DE PALAS:	23
9	8711	216.31	-1°	112°	140	0.625	1.051	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	113.253	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	154.92	0.456	-1.5	-6.672	-1.46	3.43	-1.011	11.610	44.79		
10	8711	227.29	-1°	111°	140	0.625	1.111	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	112.070	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	162.79	0.346	-1.6	-5.143	-1.63	4.06	-0.779	8.948	58.12		
11	8711	238.27	-1°	110°	140	0.625	1.173	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	110.921	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	170.65	0.236	-1.7	-3.526	-1.80	4.75	-0.531	6.135	84.77		
12	8711	249.25	-1°	109°	140	0.625	1.250	1.206	0.004	-0.348	-1.272	-7.285	6.574	109.879	1000	15.4	0.010	0.140	0.015	0.011	3.31E-08	1.61E-06	0.081	0.009	8.11E-08	1.48E-03	178.52	0.120	-1.8	-1.819	-1.99	5.36	-0.272	3.165	164.32		

Generar .stl del distribuidor (Prototipo)

Generar .stl del distribuidor (Banco de ensayos)

Figura 26: Hoja de resultados finales del distribuidor con botones para generación de modelo 3D.

Al presionar cualquiera de estos cuatro botones, primero se pedirá confirmación para iniciar la generación del archivo STL, ya que este proceso lleva varios minutos. Luego, una vez finalizada la ejecución del código de MATLAB, se le preguntará al diseñador si desea abrir la carpeta de destino con el fin de revisar el archivo obtenido. De este modo, el diseñador podrá obtener un modelo 3D de su prototipo sin la necesidad de adentrarse en el código que lo genera, concentrándose únicamente en el diseño mecánico del mismo.

4.4. Diseño del proceso de fabricación

Los rotores se fabrican por el proceso de fundición en arena. Este consta de las siguientes etapas:

Modelado: implica la fabricación del modelo del rotor, dicho modelo puede estar fabricado de diversos materiales como por ejemplo madera y metal. Actualmente, dado el ingreso de la tecnología de impresión en 3D, muchos modelos están siendo impresos directamente a partir de los planos. A las medidas reales del componente se le deben dar sobredimensiones para compensar las contracciones volumétricas y pérdidas por mecanizado o pulido.

Moldeo: refiere a la fabricación del molde en el cual se realizara el vertido del material líquido y permanecerá en el mismo hasta que termine la solidificación. Los moldes actualmente se fabrican de arena silícea con aglutinante, el cual le brindara la resistencia necesaria al mismo.

En nuestro caso se debe utilizar arena voladora con un índice granulométrico que oscile en un rango de 50 a 70. En la tabla 19 se puede apreciar el resultado del ensayo de granulometría brindado por la empresa SIDELAR.

Tabla 19: Estudio de granulometría, SIDELAR (2021)

N ° tamiz	Malla (mm)	Peso	Retenido %	Acumulado %
30	0,500	0	0,00	0,00
40	0,425	11,7745	20,30	20,30
50	0,300	22,4006	38,62	58,92
70	0,212	11,6239	20,04	78,96
100	0,150	8,5266	14,70	93,66
F		3,6775	6,34	100,00
	masa total	58,0031		

Índice Granulométrico:		59
------------------------	--	-----------

RANGO 50-70

Como aglutinante se deben utilizar un conjunto de resina y catalizadores que sean compatibles con el material a fundir, luego de tener el molde terminado se le debe aplicar una capa de pintura refractaria la cual le brindara mayor resistencia superficial al molde y mejor terminación a la pieza.

El molde de arena consta de 2 mitades o semi cajas, las cuales se compactan por medio de la técnica de molde falso, la cual permite fabricar moldes de piezas con formas complejas como lo son los rotores. En las figuras 27 y 28 se aprecia lo mencionado.



Figura 27: Molde falso



Figura 28: Semi cajas del molde de fundición

Preparación de la aleación: la misma se debe fundir en un horno de inducción y se debe de llevar a una temperatura de vertido entre 1600 y 1650°C. Durante este proceso se deben ir extrayendo muestras para la realización de un estudio de composición química y poder realizar las correcciones necesarias por medio del agregado de ferro aleantes.

4.5. Simulación del proceso de fundición

La realización de la simulación del proceso de fundición no es una etapa obligatoria para la fabricación del producto, pero si es una práctica recomendada. Con la simulación se puede evaluar y predecir como será el comportamiento del fluido y molde durante el llenado y la solidificación. Principalmente, se evalúa la obtención de un llenado completo del molde por el fluido sin una solidificación prematura y la no generación de defectos debido a las contracciones de solidificación. Con base en la predicción del comportamiento del fluido, se pueden optimizar los diseños en busca de obtener piezas libres de defectos.

La simulación del proceso de fundición en arena se realiza con el software Flow 3D - Cast. Dicha empresa otorgó para el proyecto una licencia de investigación para poder realizar las simulaciones referidas a este proyecto. Según la empresa FLOW-3D (<https://www.flow3d.com>) FLOW-3D CAST es una plataforma de modelado de simulación de fundición de metales que combina un modelado preciso, con facilidad de uso.

En particular, el espacio de trabajo de fundición en arena proporciona las herramientas necesarias para simular sus análisis de llenado, solidificación y enfriamiento.

La simulación se debe realizar en dos etapas separadas, la primera de llenado del molde y la segunda de la solidificación del material. Para la simulación del llenado del molde se debe crear un espacio de trabajo dentro del cual estarán las etapas de llenado y solidificación. En la pestaña MODEL SETUP se encuentran diferentes subpestañas en la cuales se definen los aspectos y condiciones de la simulación. A continuación se presentan los títulos de las diferentes subpestañas y una breve descripción de las mismas:

GLOBAL: dentro de este ítem se debe seleccionar el tipo de proceso como por ejemplo sand cast y el sub proceso de filling. También se podrá fijar la aleación que se va a fundir.

TIME CONTROLS: se fija el tiempo máximo de simulación y las condiciones para darla como finalizada, en este caso fill fraction 100%.

GEOMETRY: se debe crear un molde y seleccionar el material de su fabricación, luego dentro del molde se agregan diferentes castings part (stl) las cuales incluyen a la pieza de interés y todo su sistema de colada. Se deben ajustar las escalas y posiciones de las mismas.

MESH: en esta etapa se agrega el mallado y se determinan los tamaños de las celdas. El mallado abarca la cavidad donde ingresa el fluido y el molde de arena. En la figura 29 se puede apreciar como es el volumen de control donde se coloca el mallado

BOUNDARY CONDITION: se ajustan todas las condiciones de borde en las distintas caras del molde y de la pieza, en este caso se selecciona condiciones de simetría en las paredes externas del molde y en el bebedero y respiraderos condición de presión para el gas (presión atmosférica). El volumen de control coincide con las caras externas del molde.

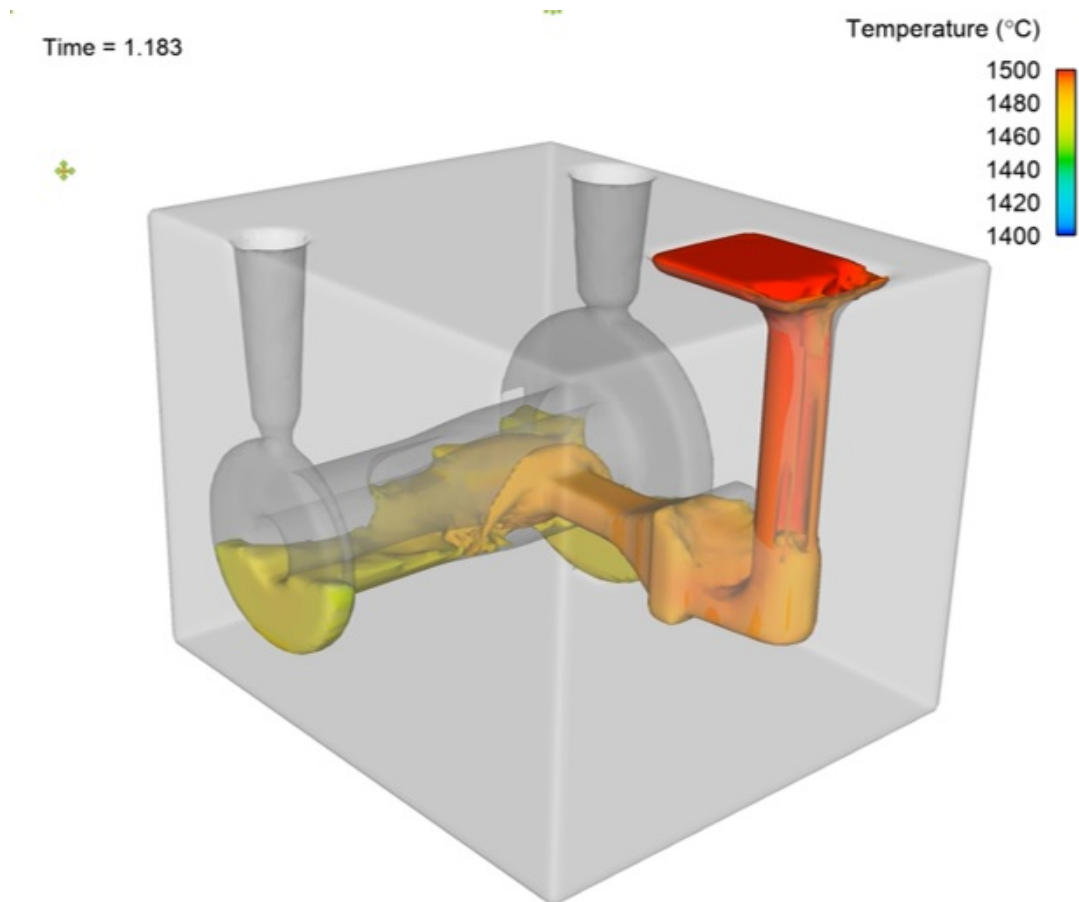


Figura 29: Volumen de control

HEAT TRANSFERS: se colocan las características de transferencia de calor en las diferentes partes del molde y pieza contemplando los diferentes materiales y fluidos.

FAVOR: realiza una estimación del resultado para verificar problemas del mallado.

RUN: comenzar simulación.

4.6. Resistencia Mecánica del Rotor

Con el fin de asegurar un correcto funcionamiento y evitar deformaciones plásticas o roturas, se procede a realizar un análisis mecánico de los esfuerzos a los que se encuentra sometido el rotor según Schenzer (2017).

Se procede a calcular por separado los esfuerzos de tracción, torsor y flector, para luego calcular el esfuerzo equivalente.

El esfuerzo de tracción se debe a la fuerza centrífuga generada sobre el álabe y es calculado de la siguiente manera:

$$F_n = \rho\omega^2 \int_{D_i/2}^{D_e/2} A(r)rdr \quad (17)$$

Siendo el esfuerzo resultante:

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A_n} \quad (18)$$

El esfuerzo flector queda establecido por:

$$\sigma_f = \frac{Y}{I_{xx,r}} M_{fa} + \frac{X}{I_{yy,r}} M_{f\theta} \quad (19)$$

Dónde X e Y, son las distancias desde el centro geométrico del álabe hasta el borde fuga/ataque. M_{fa} , es el momento flector según las fuerzas axiales que se calcula según la ecuación 20.

$$M_{fa} = \int_{D_i/2}^{D_e/2} 0,5\rho\omega_\infty^2 l C_D (\sin(\beta_\infty) + C_L \cos(\beta_\infty)) \left(r - \frac{D_i}{2}\right) dr \quad (20)$$

Y $M_{f\theta}$, el momento flector según las fuerzas tangenciales, según la ecuación 21:

$$M_{f\theta,i} = \int_{D_i/2}^{D_e/2} 0,5\rho\omega_\infty^2 l C_L (\sin(\beta_\infty) - C_D \cos(\beta_\infty)) \left(r - \frac{D_i}{2}\right) dr \quad (21)$$

El esfuerzo torsor queda establecido por 22:

$$\tau_i = \frac{M_t \cdot s}{J_{o,r}} \quad (22)$$

Siendo M_t el momento torsor sobre el álabe, calculado mediante 23.

$$M_t = \frac{C_m \rho l^2 \omega_\infty^2}{2} \quad (23)$$

Dónde C_m es un parámetro extraído de la simulación en xFoil.

Siendo $J_{o,r}$ el momento polar del perfil, M_t el momento torsor 23y s el espesor, todos dependientes de la sección del álabe que se está evaluando.

Por último, el esfuerzo equivalente se calcula aplicando el criterio de Von Misses 24:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + \sigma_n^2 + 3\tau^2} \quad (24)$$

4.7. Ensayo de banco hidromecánico

4.7.1. Banco de ensayo

Para la evaluación experimental del rotor se utilizó el banco de ensayos hidromecánicos situado en el IMFIA de la UdelaR.

De acuerdo con Pienika et al,(2021) en el banco de ensayo el agua circula por la instalación mediante una bomba sumergible Flygt NP 3202 LT 3 610 (ítem 2 en figura 30), con potencia nominal de 37 kW a velocidad nominal de 970 rpm. La velocidad es controlada a través de un variador de frecuencia Danfoss VLT Aqua Drive FC 200. Las tuberías son de PVC con diámetro nominal de 250 mm (espesor 6,2 mm y diámetro interior 237,6mm). La parte "S" (elemento 6 en la figura 30) se construyó en cuatro partes. En primer lugar, un codo de 45° fabricado en acero inoxidable, seguido de un tubo recto corto de acrílico, luego otro codo de 45° de acero inoxidable y finalmente otro tubo acrílico corto y recto donde irían encajados el estator y el rotor. Este sistema de construcción permite detectar problemas de cavitación.

En la figura 30 y 31 se pueden apreciar una imagen global del circuito de banco de ensayo y de la parte "S" de la misma.

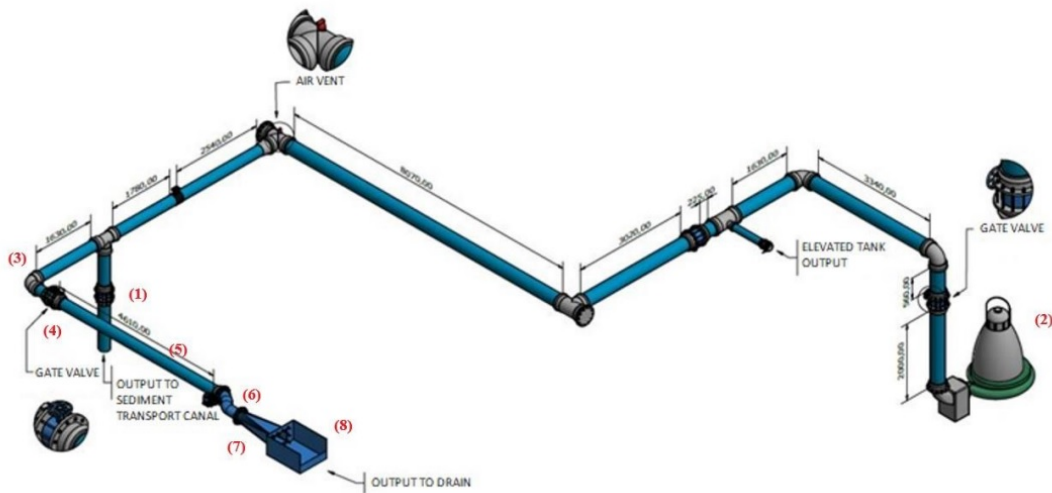


Figura 30: Esquema global del banco de ensayo

Las limitantes de ensayo para el banco son el caudal máximo de 130 lt/s, diámetro del modelo de 235 mm, potencia eléctrica de 1 HP y un torque máximo de 20 Nm.

El banco cuenta con medidor de caudal, medidor de presión, medidor de torque y velocidad de giro.

Como parte de este trabajo se realizaron mejoras en el banco con la finalidad de poder brindar mejores resultados. Estas incluyen mejoras en el sistema de montaje y ajuste de la parte "S" de acero inoxidable.



Figura 31: Parte "S" del banco

También se realiza el cambio de rodamiento y colocación de sellos mecánicos para evitar la salida de agua y principalmente el ingreso de aire hacia la turbina.

En la figura 31 se pueden apreciar los cambios realizados y el funcionamiento del banco.

4.7.2. Ensayo hidromecánico

La escala geométrica utilizada para el ensayo es de 2,12 a 1. El número de Reynolds del punto de funcionamiento del prototipo es de $2,563 \times 10^6$, mientras que el del ensayo es de $0,460 \times 10^6$. El punto de funcionamiento en el banco corresponde a un caudal de $93,83 \text{ L/s}$ y velocidad de giro de 750 rpm . La metodología del ensayo de banco se basa en variar el caudal circulante por la cañería con fin de trazar una curva Carga-Caudal y una curva Potencia-Caudal, que es utilizada para calcular el rendimiento de la turbina. Utilizando el variador de velocidad, se cambia la velocidad de la bomba, variando también el caudal circulante por la instalación. Tomando medidas de la altura a la salida de la turbina, diferencia de presión entre la salida y entrada de esta, el caudal por la instalación, la velocidad de giro y el torque producido por la turbina, se calcula el rendimiento.

De forma genérica, se calcula el rendimiento de la turbina como la potencia útil sobre la potencia total extraída en el flujo 25.

$$\eta_{Turbina} = \frac{P_{Util}}{P_{Hidraulica}} \quad (25)$$

Dónde la potencia hidráulica se calcula evaluando la ecuación de Bernoulli entre los puntos a la entrada y salida de la turbina. Al estar estos puntos a la misma altura, para despejar la pérdida de carga, se consideran solamente los términos de la presión y de la velocidad. En cuanto a la potencia útil, se tiene como base el dato obtenido del ensayo, pero hay que tener en cuenta a las pérdidas mecánicas. Estas se modelan como las pérdidas de vacío, haciendo girar el motor sin agua. Estas pérdidas no son de interés, ya que, factores incidentes como rozamiento en sellos, acoples y rodamientos, que tienen un peso importante en el total de estas pérdidas, pueden y serán sustituidos en un modelo real por otros de mayores eficiencias. Debido a esto, se redefine la potencia útil como 27.

$$H_{Entrada} - H_{Salida} = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + H\right)|_{Entrada} - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + H\right)|_{Salida} = H_{Total} \quad (26)$$

La segunda igualdad en la ecuación 26 se debe a que se busca considerar toda la energía. La velocidad se calcula directamente con el dato del caudal.

$$P_{Util} = P_{Punta\ de\ Eje} + P_{Vacio} \quad (27)$$

$$P_{Total} = \rho g Q H_{Total\ Disipada} \quad (28)$$

Al realizarse el ensayo con un modelo a escala del prototipo de turbina, es posible aplicar similitud para obtener una proyección real de los valores de funcionamiento. Los adimensionados elegidos son:

$$\pi_Q = \frac{Q}{D^3 \omega} \quad (29)$$

$$\pi_H = \frac{g H}{\omega^2 D^2} \quad (30)$$

$$\pi_P = \frac{P}{\rho \omega^3 D^5} \quad (31)$$

Dónde D es el diámetro exterior de la turbina y las ecuaciones 29, 30 y 31 son los adimensionados de caudal, de carga y de potencia respectivamente.

4.8. Evaluación económica

La evaluación económica consta de la comparación directa entre los costos de venta e importación de una turbina desde una empresa internacional contra los costos de diseño y fabricación en Uruguay por medio de empresa e ingenieros locales.

Para la estimación del costo de una turbina que cumpla con los datos de diseño adquirida en el exterior se pidió presupuesto en diferentes empresas extranjeras.

En los costos de fabricación y diseño dentro de Uruguay se deben considerar los siguientes aspectos.

Horas de diseño y cálculo: se considera una dedicación de dos ingenieros junior con 15 horas semanales por 6 meses con un sueldo de 10 dólares por hora.

Costos de fundición: se obtuvo de la presupuestación directa en la empresa TUBACERO por la fabricación del material seleccionado. Este costo incluye todas las tareas de fundición, menos la fabricación del modelo para la generación del molde. El costo es de 20 dólares por kilogramo de material fabricado. El peso del conjunto de rotor y distribuidor es de 131Kg.

Costos de fabricación del modelo: se obtuvo del presupuesto realizado por el modelista que trabaja con la empresa fundidora. Este costo depende directamente si en el rotor o distribuidor los álabes se cruzan, lo que provocaría tener que utilizar un conjunto de modelo y cajas de noyos, en vez de un modelo suelto si los álabes no se cruzan. Como criterio general se estima un costo del 50% del presupuesto obtenido para el caso más complejo, el cual asciende a 4600 dólares.

Costos de ensayos mecánicos y análisis microestructural del material fundido: los ensayos se realizan en el IEM y su costo es de 500 dólares.

Costos de ensayo de banco hidromecánico: los costos de ensayos hidromecánicos se obtuvieron de la estimación con los datos brindados por el IMFIA de la Facultad de Ingeniería. Se estima 2 operarios trabajando 8 horas por 5 días con un costo de hora de 1300 pesos la hora, más el costo de la resina y un aumento del 10% del precio final para amortizar impresora y costos del banco de ensayos. Por lo cual es costo del ensayo de banco es de 2892 dólares.

Costos de Flow 3D: la compra de la licencia básica y permanente la cual no tiene actualización ni soporte, es de 15000 dólares. El costo de software de simulación no se debe tener en cuenta en la evaluación económica ya que la utilización del mismo depende de la empresa

fundidora. El servicio de la empresa es brindar una pieza libre de defectos sin importar si realizan simulación o no.

Costos del tubo "S" de la turbina: se consideró como material acero inoxidable austenítico, un caño de 0,5 m de diámetro con una longitud de 10 m y un espesor de 0,005 m. Con base a estos datos y al costo de fabricación obtenido de una metalúrgica local de 7 dólares por kilogramo de material fabricado, se obtiene un costo de 4357 dólares.

Costo eje de potencia: se consideró un diámetro de 0,05 m y una longitud de 2 m al mismo costo que el item anterior, lo cual genera un costo de 877 dólares.

Costo de elementos de poco porte: se considera un costo de 2000 dólares para contemplar gastos de rodamientos, sellos hidráulicos y otros elementos semejantes.

Seguro por imprevistos: se estima un aumento del 10 % del costo total para contemplar los imprevistos que pudieran surgir.

5. Presentación de datos, análisis y discusión

5.1. Selección del Material

Con base en la búsqueda de los materiales más utilizados para la fabricación de turbinas hidráulicas se obtiene la siguiente lista con sus equivalencias normativas o materiales semejantes.

Aceros inoxidables martensíticos
ASTM A743 CA6NM (13Cr-4Ni)
AISI 410 (ASTM A743 CA 15)
AISI 420 (ASTM A743 CA40)

Aceros inoxidables austeníticos
AISI 304 (ASTM A351 CF 8)
AISI 304 L (ASTM A351 CF 3)
AISI 316 (ASTM A351 CF8M)

Acero inoxidable ferrítico austenítico, superduplex
1.4460 (AISI 329)

Aleaciones de bronce
Bronce al Mn
Bronce al Ni Mn
Bronce al Ni Al
Bronce al Mn Ni Al

Aceros al carbono
AISI 1030
AISI 1040

De manera general los fabricantes utilizan principalmente aceros inoxidables martensíticos, dentro de esta familia el acero más utilizado es el ASTM A743 CA6NM. Para la utilización de este material se recomienda seguir las especificaciones de la norma ASTM A743 en la cual se encuentran lineamientos para sus tratamientos térmicos, resultados esperados y recomendaciones para su soldadura.

Luego, la selección de que tipo de acero inoxidable utilizar va a estar relacionada con las posibilidades constructivas presentes en el país. En Uruguay la empresa especializada en la fundición de aceros es TUBACERO, la cual está capacitada para fabricar el acero martensítico ASTM A743 CA6NM y otros tipos de aleaciones ferrosas. Dicha empresa en

su web cuenta con un listado de aleaciones que fabrican de manera habitual, en caso de aleaciones fuera del listado como lo es el acero seleccionado se debe coordinar una reunión con los encargados de la planta para evaluar la viabilidad de obtener la composición química pedida. En la tabla 20 se aprecian las composiciones químicas requeridas para los aceros martensíticos más utilizados en turbinas y sus componentes.

Tabla 20: Composiciones químicas.

Material	C	Mn	P	Si	S	Cr	Ni	Mo
CA6NM	0,06 max	1 max	0,04 max	1 max	0,04 max	11,5 - 14,0	3,5 - 4,5	0,4 - 1
AISI 410	0,08 - 0,15	1 max	0,04 max	1 max	0,03 max	11,5 - 13,5	/	/
AISI 420	0,15 min	1 max	0,04 max	1 max	0,03 max	12 - 14	/	/

Los altos contenidos de carbono en estos aceros limita la soldabilidad, provocando que los procesos de soldadura sean cada vez más complejos o no aplicables. En cambio, con bajos contenidos de carbono aumenta la soldabilidad y se obtienen aceros de martensita blanda que se caracterizan por ser menos duros y más tenaces.

En la tabla 21 se aprecia el resultado del análisis químico realizado a la muestra utilizada para la parte experimental del proyecto.

Tabla 21: Composición química AISI 420.

Material	C	Mn	P	Si	S	Cr	Ni	Mo
AISI 420	0,37	0,83	/	0,75	/	13,0	/	/

5.1.1. Caracterización de propiedades mecánicas del material

Las muestras mecanizadas y tratadas térmicamente se ensayaron para poder evaluar la resistencia a la fluencia, resistencia última y porcentaje de elongación. Los resultados se expresan en la tabla 22.

Tabla 22: Resultados ensayos de tracción.

N°	Diámetro (mm)	Sección (mm ²)	R. fluencia (MPa)	R. última (MPa)	Elongación (%)
1	7,9	49,02	939,6	979,6	4
2	7,7	49,57	799,7	947,0	10

Se consideraron 4 muestras cada una para un estado diferente, se observan en la tabla 23

En la tabla 24 se observan los resultados de las indentaciones realizadas para la muestra en estado bruto de colada.

En la tabla 25 se observan los resultados del ensayo de dureza que se le realizó a la muestra que presenta el mismo tratamiento de recocido que se utilizó antes de mecanizar las probetas de tracción.

Tabla 23: Estado de la muestra

Muestra	Estado
1	Bruto de colada
2	Recocido
3	Temple y revenido a 200°C
4	Temple y revenido a 650°C

Tabla 24: Ensayo de dureza, material bruto de colada

Medida	Valor (HRc)
1	47
2	48
3	49
4	49

Tabla 25: Ensayo de dureza, material recocido

Medida	Valor (HB)
1	224
2	224
3	219
4	219

En las tablas 26 y 27 se aprecian las durezas obtenidas luego de practicar los tratamientos térmicos finales.

Tabla 26: Ensayo de dureza, material templado y revenido a 200°C

Medida	Valor (HRc)
1	49
2	50
3	49
4	49

Tabla 27: Ensayo de dureza, material templado y revenido a 650°C

Medida	Promedio dureza (HRc)
1	35
2	35
3	37
4	34

Los promedios globales del ensayo de dureza se expresan en la tabla 28

Tabla 28: Promedios de ensayo de dureza

Muestra	Estado	Promedio dureza
1	Bruto de colada	48,25 HRc
2	Recocido	221,5 HB
3	Temple y revenido a 200°C	49,25 HRc
4	Temple y revenido a 650°C	35,25 HRc

5.1.2. Caracterización micro estructural del material

En la figura 32 aparece una micrografía de la muestra en su estado bruto de colada. En esta se aprecia el bajo contenido de inclusiones presentes en el material, lo cual concuerda con los altos controles en el proceso de calidad y con la utilización de un horno de contaminación baja como lo es el horno de inducción.

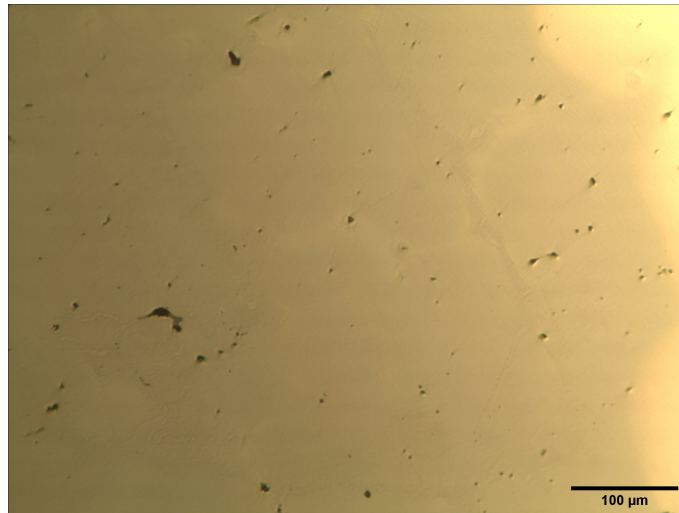


Figura 32: Micrografía sin ataque químico de la muestra en su estado bruto de colada

La figura 33 es una micrografía de la muestra en estado bruto de colada con un ataque electroquímico con ácido oxálico para revelar el tamaño de grano, la cual presenta un tamaño de grano ferrítico no uniforme debido a las condiciones de solidificación.

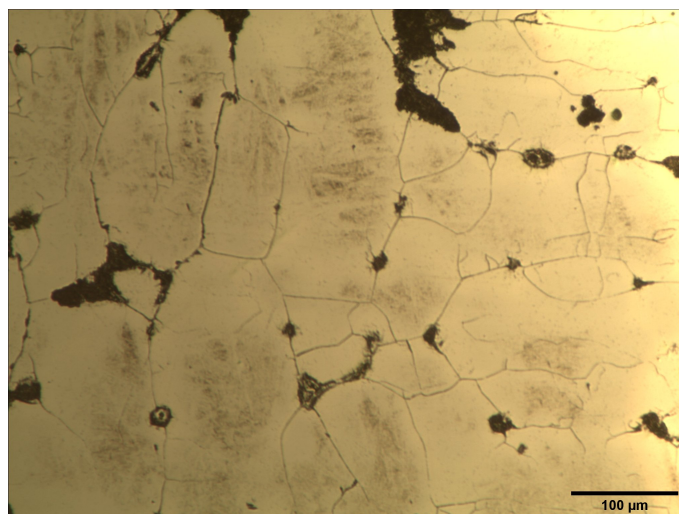


Figura 33: Tamaño de grano en material bruto de colada

El resultado micro estructural del recocido para mejorar las condiciones de maquinabilidad se observa en la figura 34, donde se puede apreciar la precipitación de carburos de cromo sobre toda la matriz con una tendencia a acumularse en los bordes de grano.

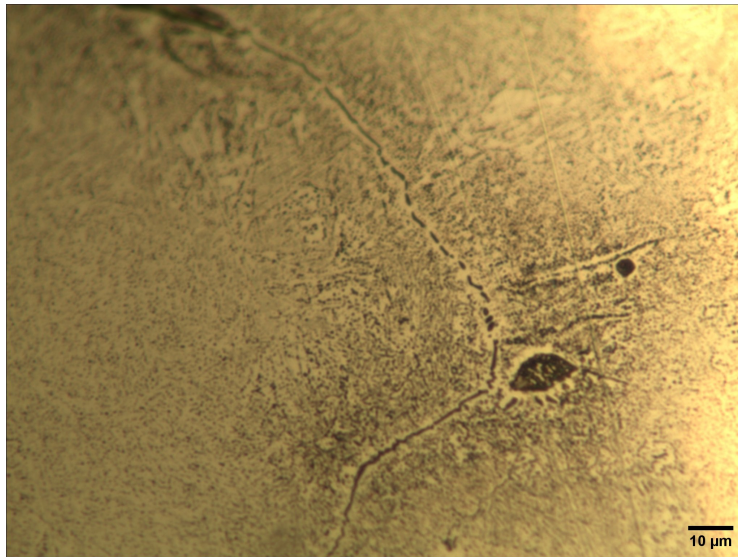


Figura 34: Precipitación de carburo por tratamiento de recocido

En las figuras 35 y 36 se observa una región puramente martensítica sin presencia de otras fases y compuestos.

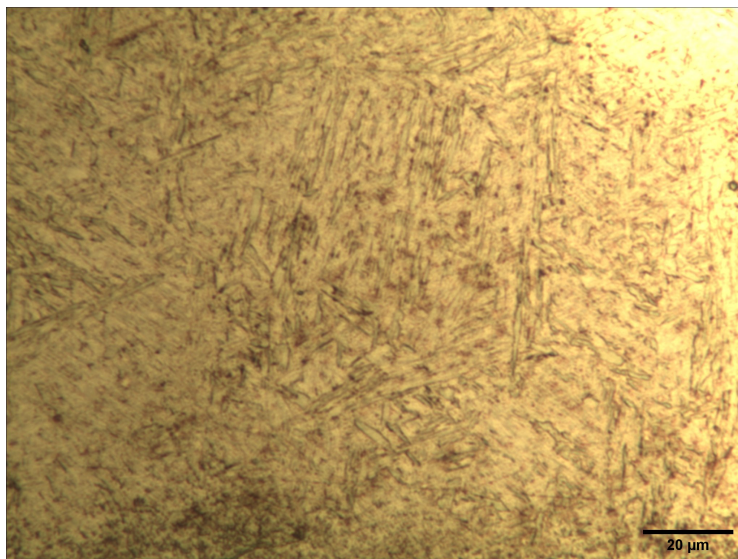


Figura 35: Muestra templada y revenida atacada con vilella

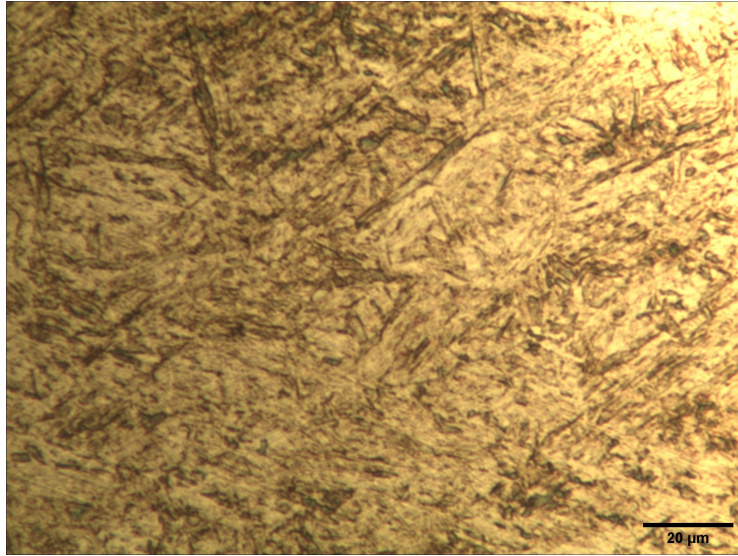


Figura 36: Muestra templada y revenida atacada con V2A

En la figura 37 se puede apreciar una matriz martensítica en la cual se marca el remanente de carburos de cromo en la frontera de grano austenítico (negro).

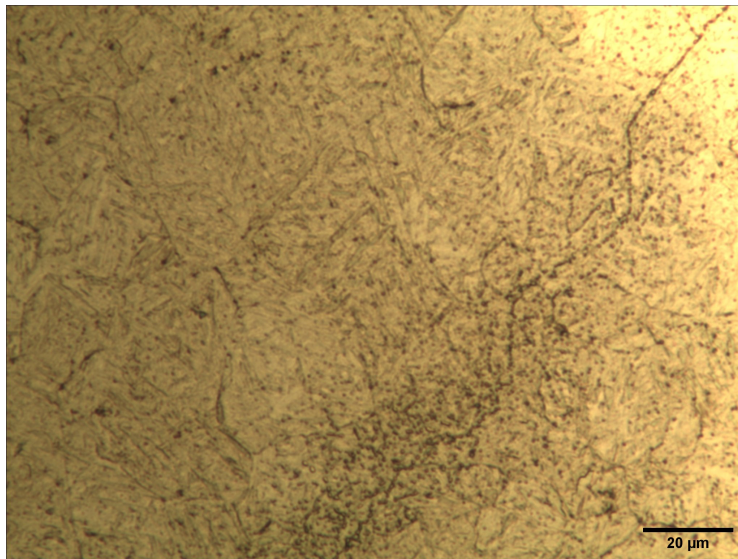


Figura 37: Muestra templada y revenida atacada con vilella

En la figura 38 se puede apreciar una matriz martensítica en la cual se marcan los bordes de grano de austenita primaria e islas de ferrita (blanco).

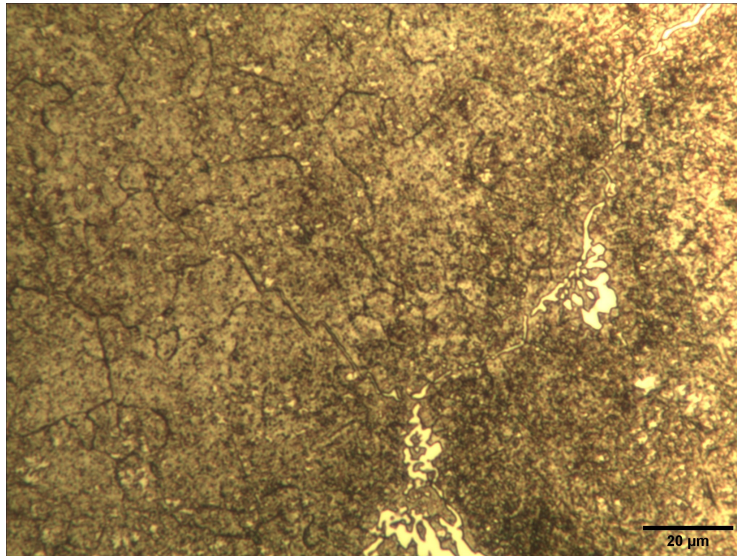


Figura 38: Muestra templada y revenida atacada con vilella

En las figuras 39, 40 y 41 se puede apreciar el estado bruto de colada con una matriz compuesta de ferrita y martensita con presencia de precipitación de carburos en la frontera de grano atacado con los reactivos V2A y Vilella.

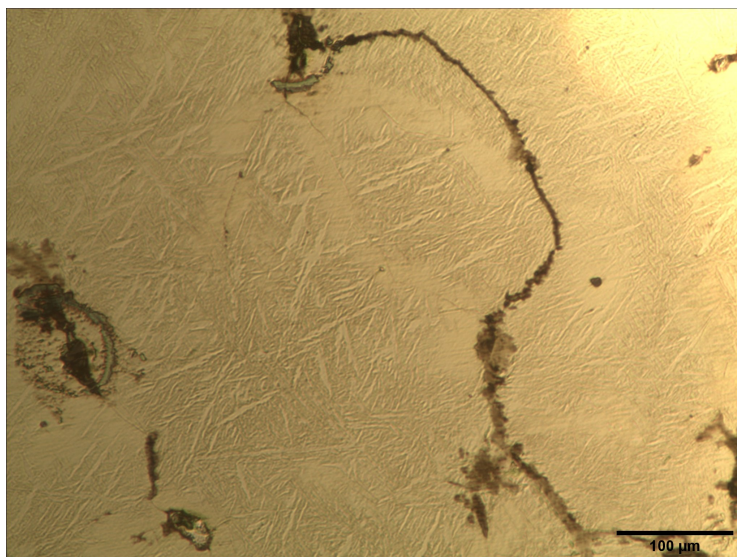


Figura 39: Muestra en estado bruto de colada atacada con V2A

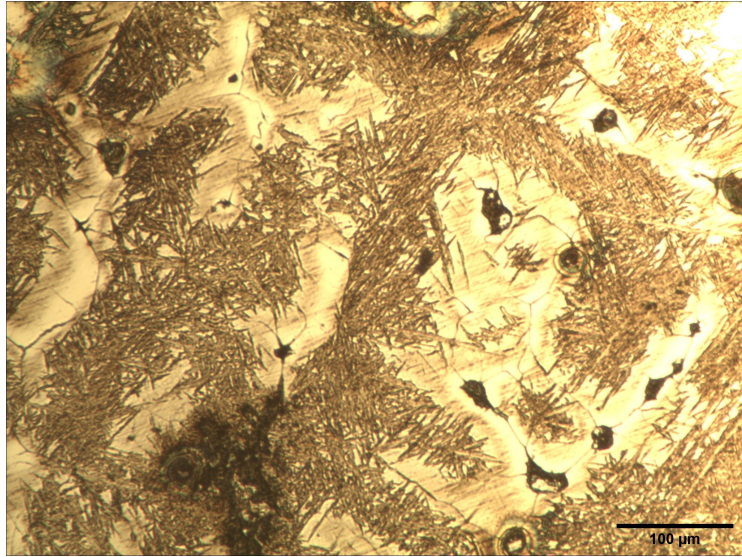


Figura 40: Muestra en estado bruto de colada atacada con varella

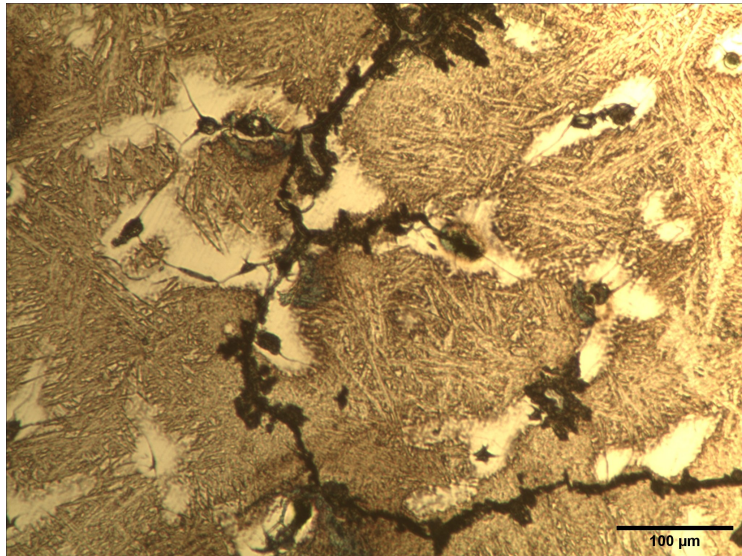


Figura 41: Muestra en estado bruto de colada atacada con varella

5.2. Diseño

5.2.1. Resistencia Mecánica del Rotor

Debido a que se está resolviendo un problema discreto en cuanto a las secciones, es necesario adecuar las ecuaciones presentadas en el Marco Teórico. A su vez, a medida que la sección a estudiar se aleja del cubo, disminuye su área, por lo que no resulta evidente cuál es la sección más solicitada. Para evaluar los esfuerzos en cada sección, se deben calcular por separado las fuerzas y momentos. A modo meramente explicativo, se modela el álabe como una viga empotrada, siendo la punta el extremo libre y el cubo el empotramiento. Para su diseño, el álabe es dividido en doce secciones. Cada una de ellas tiene momentos y fuerzas actuando sobre ellos, debido a esto, resulta correcto a la hora de evaluar esfuerzos en una sección, sumar todas las fuerzas y momentos que se encuentran entre la sección estudiada y la punta. Los resultados en el rotor son los siguientes:

$$F_{n,i} = \rho \omega_{\infty,i}^2 A_i r_i dr \quad (32)$$

Dónde $dr = \frac{D_i + D_e}{12} = 9,81mm$. ω_i es la velocidad media relativa entre la entrada y salida de la pala, A_i es la sección de la pala en la sección i y r_i es el radio hasta la sección i . Los resultados de evaluar la ecuación (32) se detallan en la tabla (29).

Tabla 29: Fuerza centrífuga en el Rotor

Sección	$\omega_{\infty}(\frac{m}{s})$	A(m ²)	Radio (mm)	F _n (N)
0	7,485	4,893 _E - 3	117,5	277,9
1	8,245	4,848 _E - 3	128,1	300,3
2	9,080	4,779 _E - 3	138,8	320,5
3	9,958	4,684 _E - 3	149,4	338,2
4	10,85	4,561 _E - 3	160,0	352,8
5	11,76	4,411 _E - 3	170,6	363,9
6	12,66	4,232 _E - 3	181,3	370,8
7	13,57	4,022 _E - 3	191,9	373,1
8	14,48	3,781 _E - 3	202,5	370,1
9	15,40	3,507 _E - 3	213,1	361,3
10	16,31	3,200 _E - 3	223,8	346,1
11	17,22	2,857 _E - 3	234,4	323,7
12	18,12	2,478 _E - 3	245,0	293,5

El esfuerzo resultante resulta:

$$\sigma_{n,i} = \frac{\sum_{n=i}^{n=12} F_{n,i}}{A_i} \quad (33)$$

Para el esfuerzo flector, se adapta la ecuación 19, obteniendo la ecuación 34:

$$\sigma_{f,i} = \frac{Y_i}{I_{xx,r}} \sum_{n=i}^{n=12} M_{fa,i} + \frac{X_i}{I_{yy,r}} \sum_{n=i}^{n=12} M_{f\theta,i} \quad (34)$$

Dónde Y_i y X_i son las distancias desde el centro geométrico de la sección i álabe hasta el borde de fuga o el borde de ataque, según corresponda. $I_{xx,r}$ e $I_{yy,r}$, son las inercias establecidas según la tabla 30.

Tabla 30: Momentos de Inercia

Sección	$I_{xx,r}(\text{m}^4)$	X (m)	$I_{yy,r}(\text{m}^4)$	Y (m)
0	3,591	0,118	1,134	0,019
1	3,338	0,121	1,183	0,018
2	3,064	0,124	1,226	0,018
3	2,771	0,128	1,262	0,017
4	2,468	0,131	1,289	0,016
5	2,161	0,134	1,306	0,015
6	1,855	0,137	1,311	0,015
7	1,558	0,140	1,303	0,014
8	1,277	0,143	1,279	0,013
9	1,016	0,146	1,238	0,012
10	7,828	0,149	1,178	0,011
11	5,797	0,152	1,095	0,010
12	4,099	0,155	9,892	0,009

Además, ambos momentos mencionados en la ecuación 34 también son discretizados como se establece en las ecuaciones 35 y 36.

$$M_{fa,i} = 0,5\rho\omega_{\infty,i}^2 l_i [C_{D,i} \sin(\beta_{\infty,i}) + C_{L,i} \cos(\beta_{\infty,i})] (r_i - \frac{D_i}{2}) dr \quad (35)$$

$$M_{f\theta,i} = 0,5\rho\omega_{\infty,i}^2 l_i [C_{L,i} \sin(\beta_{\infty,i}) - C_{D,i} \cos(\beta_{\infty,i})] (r_i - \frac{D_i}{2}) dr \quad (36)$$

Los valores de los momentos en cada sección del álabe se presentan en la Tabla 31.

Es necesario aclarar que los coeficientes C_D , C_L y C_M deben de ser corregidos por un factor k , obtenido a partir del ábaco de Weinig. Esta corrección resulta necesaria debido a que es una forma de considerar el efecto que genera una grilla de álabes contiguos. Dichos factores se encuentran tabulados en la Tabla 32.

El esfuerzo torsor se discretiza según la ecuación 37:

$$\tau_i = \frac{\sum_{n=i}^{n=12} M_{t,i} \cdot s_i}{J_{o,r,i}} \quad (37)$$

Tabla 31: Momentos de Flectores en el rotor

Sección	Radio (mm)	$\beta_\infty(^{\circ})$	C_L	C_D	ω_∞ (m/s)	M_{fa} (Nm)	$M_{f\theta}$ (Nm)
0	117,5	37,86	1,760	0,016	7,485	0,000	0,000
1	128,1	33,96	1,620	0,011	8,244	0,734	0,728
2	138,7	30,68	1,477	0,009	9,080	2,063	1,715
3	149,3	27,95	1,339	0,007	9,957	4,128	2,958
4	160,0	25,70	1,224	0,006	10,85	7,089	4,479
5	170,6	23,92	1,113	0,005	11,75	10,87	6,158
6	181,2	22,51	1,011	0,005	12,65	15,48	7,958
7	191,8	21,53	0,900	0,005	13,56	20,28	9,547
8	202,5	20,82	0,786	0,004	14,47	24,73	10,73
9	213,1	19,82	0,725	0,005	15,39	31,32	12,60
10	223,7	19,11	0,653	0,004	16,31	37,33	14,01
11	234,3	18,35	0,603	0,004	17,21	44,42	15,63
12	245,0	17,63	0,565	0,004	18,11	52,18	17,30

Tabla 32: Factores de Weinig

Sección	$\beta(^{\circ})$	t/l	k
0	37,86	0,720	0,739
1	33,96	0,765	0,856
2	30,68	0,808	0,980
3	27,95	0,849	1,11
4	25,70	0,888	1,23
5	23,92	0,925	1,35
6	22,51	0,961	1,45
7	21,53	0,995	1,53
8	20,82	1,027	1,58
9	19,82	1,058	1,65
10	19,11	1,088	1,70
11	18,35	1,117	1,74
12	17,63	1,144	1,76

Los momentos torsores actuando sobre el álabe se tabulan en 33

Los valores de M_t son negativos debido a que C_m es negativo, siendo esto arbitrario y generando que τ también lo sea. Esto no afecta el resultado final, ya que solamente se evalúan los módulos de los esfuerzos.

Una vez obtenidos los esfuerzos, se calcula el esfuerzo equivalente según Von Misses en la ecuación 24. Finalmente, se evalúa para cada sección el esfuerzo equivalente y se define el factor de seguridad de la pieza como el factor de seguridad mínimo.

Tabla 33: Momentos Torsores sobre el álabe

Sección	C_m	$l(m)$	ω_∞ (m/s)	M_t (Nm)
0	-0,05	205	7,485	-0,50
1	-0,07	210	8,244	-0,94
2	-0,08	216	9,080	-1,56
3	-0,08	221	9,957	-2,30
4	-0,08	226	10,85	-3,25
5	-0,08	232	11,75	-4,39
6	-0,09	237	12,65	-5,75
7	-0,09	242	13,56	-7,33
8	-0,09	248	14,47	-9,00
9	-0,08	253	15,39	-11,0
10	-0,08	258	16,31	-13,2
11	-0,08	264	17,21	-15,6
12	-0,08	269	18,11	-18,1

$$F.S. = \min_{i \in [0,12]} \left(\frac{\sigma_{eq,i}}{\sigma_{fluencia}} \right) \quad (38)$$

Tabla 34: Resultados de esfuerzos y factor de seguridad.

Sección	σ_n (MPa)	σ_f (MPa)	τ (MPa)	σ_{eq} (MPa)	F.S.
0	0,897	14,49	-8,08	20,17	25,77
1	0,848	15,07	-8,93	21,61	24,05
2	0,798	15,77	-9,95	23,38	22,24
3	0,745	16,57	-11,1	25,50	20,38
4	0,691	17,46	-12,6	28,05	18,53
5	0,635	18,38	-14,4	31,08	16,72
6	0,576	19,28	-16,6	34,66	15,00
7	0,514	20,04	-19,2	38,85	13,38
8	0,448	20,56	-22,2	43,68	11,90
9	0,377	20,71	-25,7	49,14	10,58
10	0,301	19,89	-29,2	54,38	9,561
11	0,216	17,44	-31,3	57,03	9,116
12	0,118	11,80	-27,4	48,94	10,62

Resultando la sección 9 la más crítica, con un factor de seguridad de 9,116.

De forma análoga se resuelve el distribuidor, obteniendo como resultado final un factor de seguridad de 17,07. Siendo la base su zona más comprometida. (35)

Tabla 35: Resultados de esfuerzos y factor de seguridad.

Sección	σ_n (MPa)	σ_f (MPa)	τ (MPa)	σ_{eq} (MPa)	F.S.
0	1,151	-2,06	-17,5	30,45	17,07
1	1,094	-2,06	-16,5	28,78	18,06
2	1,032	-2,02	-15,5	27,03	19,23
3	0,965	-1,96	-14,4	25,19	20,64
4	0,892	-1,86	-13,3	23,23	22,37
5	0,814	-1,74	-12,1	21,18	24,54
6	0,731	-1,59	-10,9	19,01	27,34
7	0,642	-1,42	-9,62	16,74	31,05
8	0,548	-1,22	-8,24	14,33	36,26
9	0,449	-1,01	-6,77	11,79	44,10
10	0,345	-0,77	-5,22	9,098	57,15
11	0,235	-0,53	-3,58	6,242	83,30
12	0,120	-0,27	-1,85	3,218	161,5

Debido al F.S. obtenido y teniendo en consideración que las solicitaciones extremas en funcionamiento de la turbina serán debido impactos con pequeños sólidos arrastrados por la corriente, se considera como validado el diseño tanto del rotor como del distribuidor.

5.3. Diseño del proceso de fabricación

Los aglutinantes para la fabricación del molde se pueden conseguir en diversas empresas de la región, pero de manera general las mezclas de resina, catalizador y arena se preparan respetando las siguientes relaciones: resina 1.5 % (base arena, 1.5 kg/100 kg de arena), y 30 % de catalizador (base resina).

Las pinturas refractarias se recomienda utilizar las de base circonio que se preparan en solución con alcohol y se secan por medio de flameado con un quemador antes de cerrar las semi cajas del molde.

Antes del vertido del metal se recomienda realizar un barrido de la cavidad del molde con argón para evitar que el metal reaccione con el oxígeno de la atmósfera.

En el bebedero del sistema de colada se puede colocar un filtro cerámico para retener escorias y ayudar a tener un flujo laminar en el fluido.

Un aspecto muy importante sobre el proceso de fabricación es la construcción del modelo para la fabricación del molde. En los casos que los álabes del rotor y distribuidos no se superponen, se podría utilizar un modelo suelto como el que se observa de color rojo en la figura 27. Este tipo de modelo se puede imprimir en 3D directamente a partir de los archivos (stl) obtenidos del diseño, agregándoles una sobre dimensión para compensar las contracciones que sufre el metal durante su solidificación y los sobre espesores para mecanizado.

En los aceros inoxidables martensíticos se suele dar un sobre espesor de 2,5 % aplicado de manera lineal en cada dimensión.

Cuando el rotor o distribuidor presentan una superposición de sus álabes, la tarea de generar el molde se vuelve más compleja y en algunos casos no se puede generar el molde con un modelo suelto como el de la figura 27. En estas situaciones se debe fabricar un conjunto de modelo y caja de noyos, en la figura 42 se observa el conjunto para fabricar el molde de un rotor perteneciente a una bomba. En las figuras 43 y 44 brindadas por la empresa TUBACERO se aprecia la fabricación de la caja de noyos para el rotor de una bomba de uso agropecuario con un rotor helicoidal. La figura 45 se observa el resultado obtenido luego del proceso de fundición.

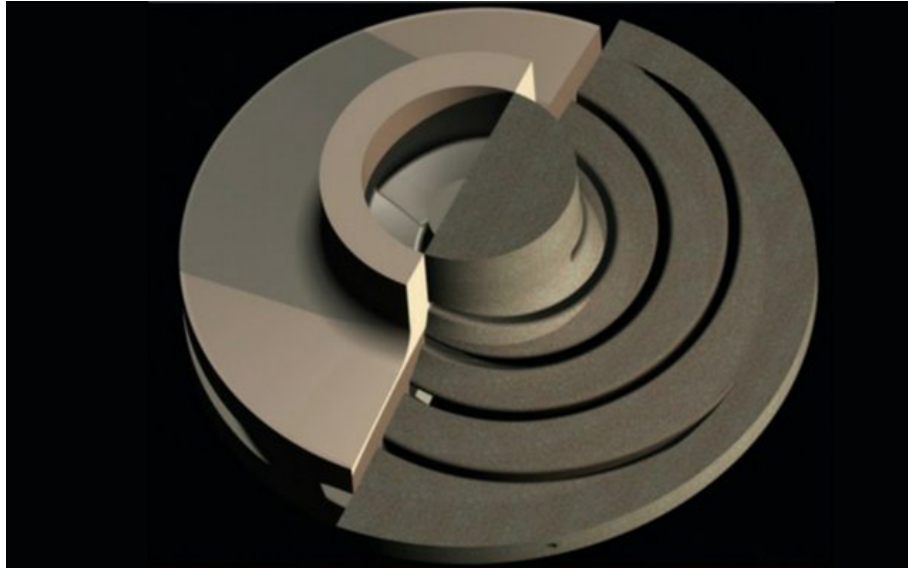


Figura 42: Modelo y caja de noyos para fabricar molde de un rotor de una bomba.



Figura 43: Caja de noyos para fabricar molde de un rotor de una bomba helicoidal.



Figura 44: Caja de noyos para fabricar molde de un rotor de una bomba helicoidal.

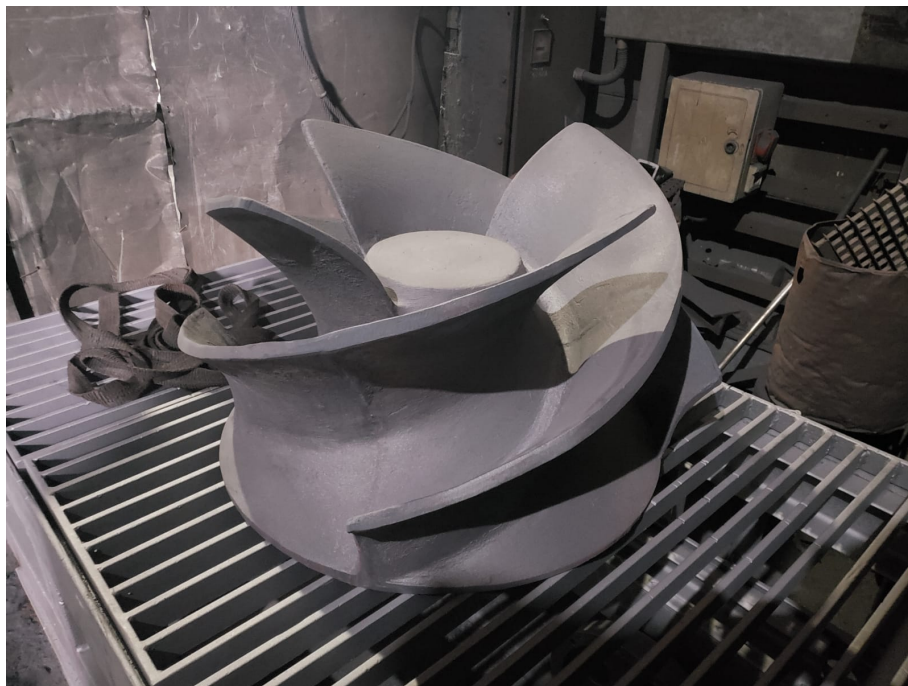


Figura 45: Rotor obtenido luego de la fundición.

5.4. Simulación del proceso de fundición

La simulación del proceso de fabricación por fundición se aplicó al rotor y al distribuidor, cada simulación consta de dos etapas, la primera involucra el llenado del molde con el metal fundido y la segunda la solidificación del mismo dentro de la cavidad del molde. Se diseñó un sistema de colada, el cual es el encargado de llevar el metal fundido a las cavidades del molde con las formas del rotor y distribuidor, pero también debe ser capaz de evacuar los gases y compensar todas las contracciones de la solidificación para obtener una pieza solidificada libre de defectos e imperfecciones. La programación de la simulación involucra la definición de parámetros importantes como lo son flujo másico de metal fundido, temperatura de vertido del metal, material utilizado para la fabricación del molde, tamaño de la malla y otros más, necesarios para poder correr la simulación.

La selección de datos y diseños necesarios para la simulación se realizaron con base en la experiencia del grupo de proyecto, conjuntamente con las recomendaciones y datos reales obtenidos de los encargados de la planta de fundición TUBACERO.

Con la simulación se evalúa el llenado del molde en búsqueda de obtener un llenado completo y de manera paulatina. Durante la solidificación se evalúa tener una solidificación direccional y que las cavidades generadas por las contracciones de solidificación queden alojadas fuera de la pieza de interés. Para este fin se debe colocar en el sistema de colada un montante o mazarota la cual se puede diseñar con la regla de Chvorinov.

Las primeras simulaciones se realizaron con un mallado grueso para optimizar los tiempos y poder evaluar de forma rápida los resultados obtenidos. Luego de tener los resultados esperados en las simulaciones, se procedió a afinar el mallado y volver a realizar la simulación final.

La selección de algunos parámetros para la simulación se aprecian en la tabla 36.

Tabla 36: Parámetros para la simulación

Parámetro	Valor
Tiempo de llenado	30 segundos
Material del molde	Arena con resina alphaset
Aleación metálica	AISI 410
Tamaño del mallado	0,002 y 0,003 metros
Diámetro del Metal input	0,035 metros
Flujo másico de metal	4,5 kilogramos por segundo
Temperatura de vertido	1650 grados celsius
Temperatura ambiente	25 grados celsius
Presión atmosférica	101325 Pascales
Coefficientes de transferencia	recomendados y calculados por el programa
Tiempo de solidificación	3600 segundos

A continuación se presenta algunos de los resultados preliminares obtenidos con el mallado

grueso en busca de optimizar el tiempo de simulación y poder evaluar de manera general los resultados. En las figuras 46 y 47 se aprecia el resultado de la contracción de solidificación al final de la solidificación en el rotor y distribuidor, generando un defecto denominado rechupe en la pieza como consecuencia de una mazarota mal diseñada.

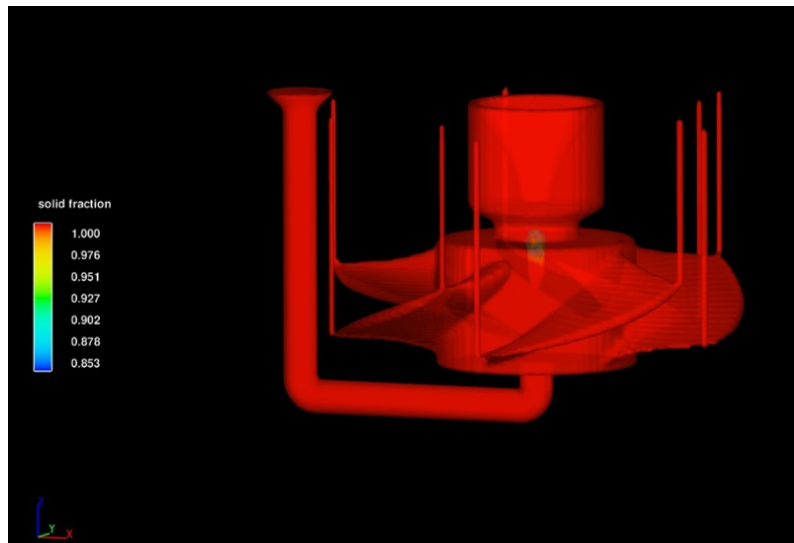


Figura 46: Rechupe interno en el rotor

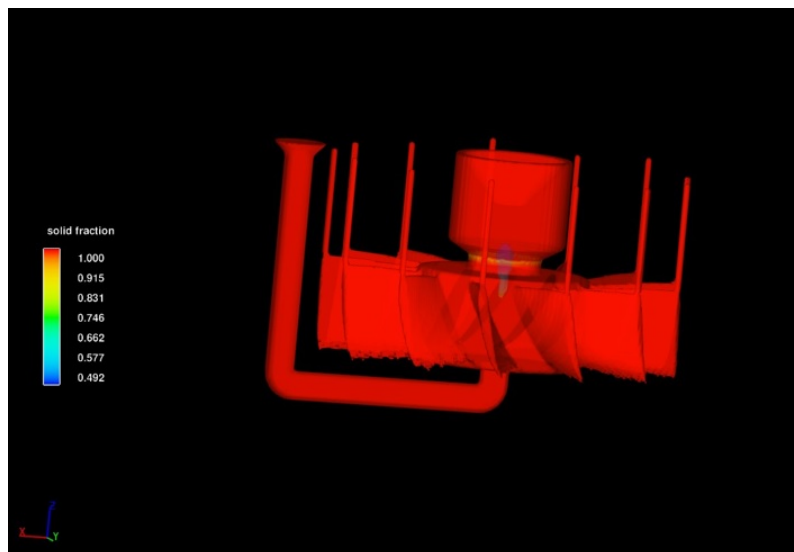


Figura 47: Rechupe interno en el distribuidor

La simulación de la etapa de llenado tiene un tiempo máximo de duración de 30 segundos. Como se observa en el gráfico de la figura 48 el llenado de la cavidad del molde llega al 99 % a los 26,7 s.

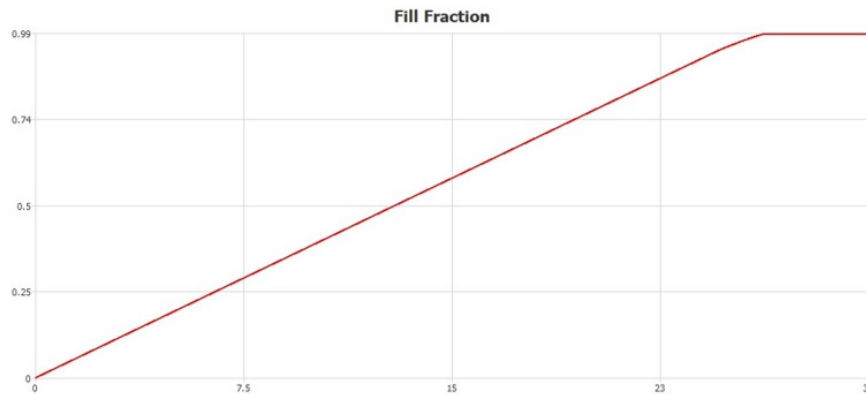


Figura 48: Tiempo total de llenado, $t=[s]$, Fill Fraction= $[\%]$

En las figuras 49, 50 y 51 se aprecia como se realiza el llenado de la cavidad del molde y como es la variación de temperatura del fluido para los tiempos de 6,7, 17,6 y 30 segundos. Luego de la obtención de un llenado completo de la cavidad del molde, se puede apreciar que la temperatura del fluido sigue siendo superior a la de fusión, la cual es de 1450 °C, lo que asegura tener un llenado del molde sin solidificaciones prematuras que afecten a la pieza final.

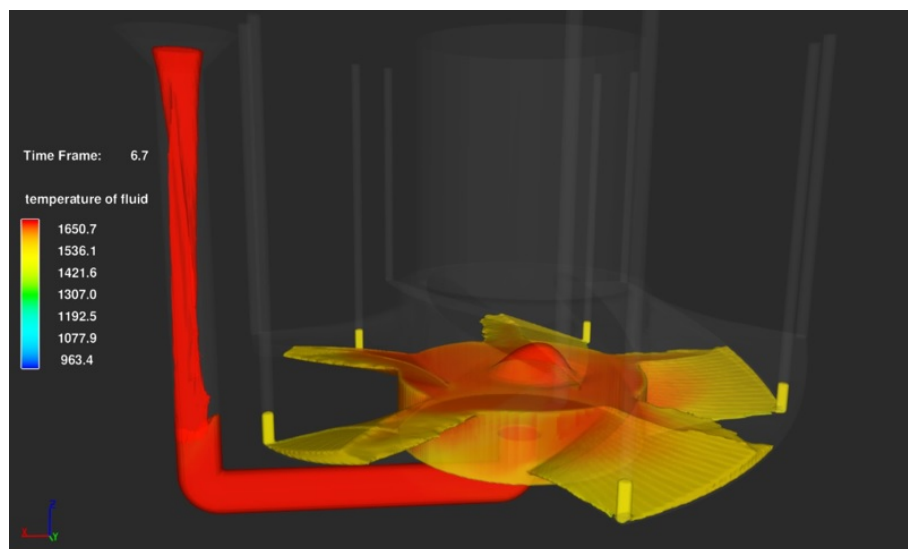


Figura 49: Variación de la temperatura durante el llenado.

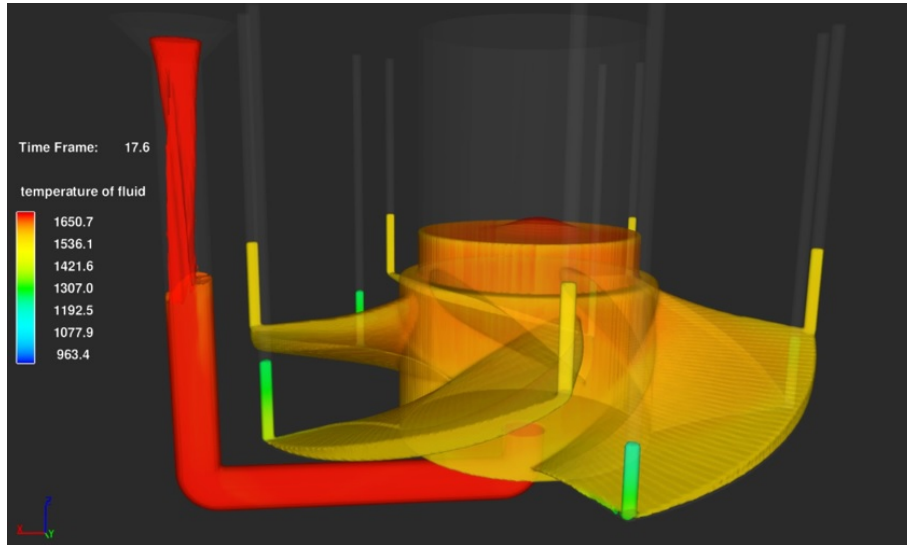


Figura 50: Variación de la temperatura durante el llenado.

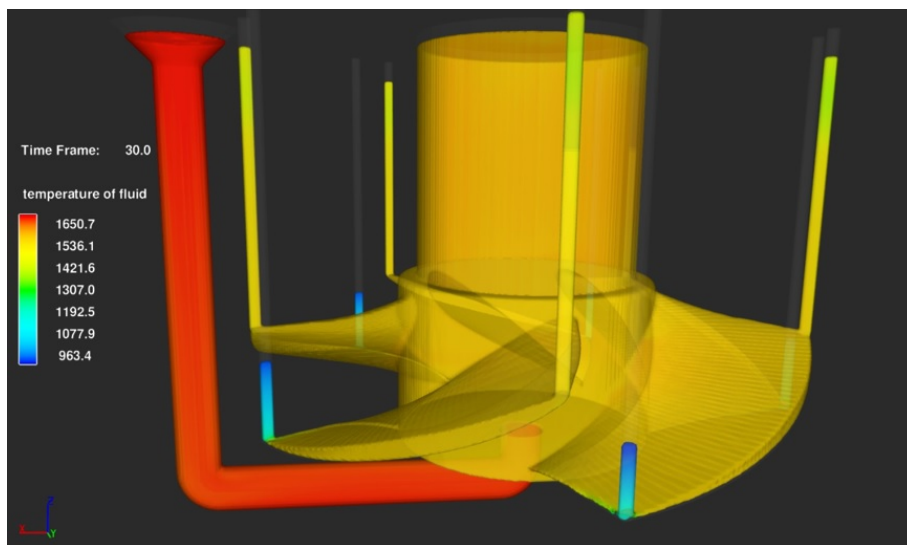


Figura 51: Variación de la temperatura durante el llenado.

En las figuras 50 y 51 ya se detecta por la baja temperatura que la parte más fina del álabe y algunos de los respiraderos ya sufrieron la solidificación pero sin generar problemas en la pieza final.

El porcentaje solidificado durante la simulación de llenado se aprecia en el gráfico de la figura 52.

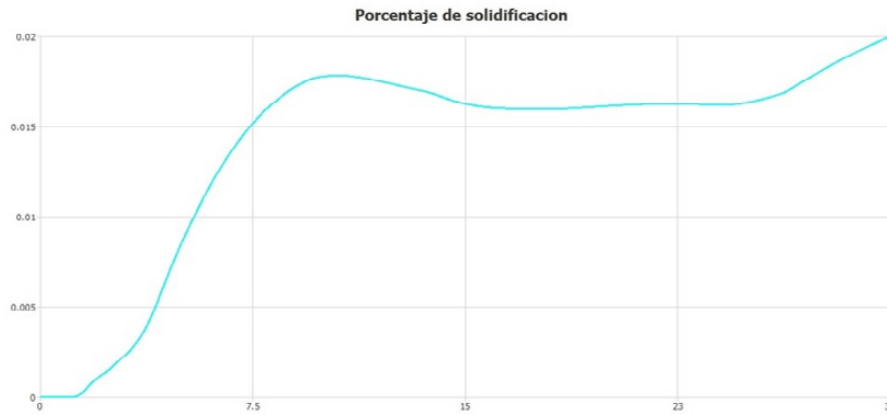


Figura 52: Fracción solidificada durante el llenado, $t=[s]$, Solid Fraction= $[\%]$.

En las figuras 53, 54 y 55 se observa cómo es la variación de la velocidad en la coordenada Z para los tiempos de 0.2, 4.1 y 23.4 segundos de la etapa de llenado.

Realizando un análisis más detenido con el software, se puede concluir que solo tenemos velocidades de llenado superiores a 1 m/s durante la caída del fluido por el sistema de colada. Luego que el fluido ingresa en la cavidad del molde, las velocidades disminuyen en gran medida, generando un llenado paulatino, sin turbulencia en el fluido y con una buena evacuación de los gases presentes en la cavidad.

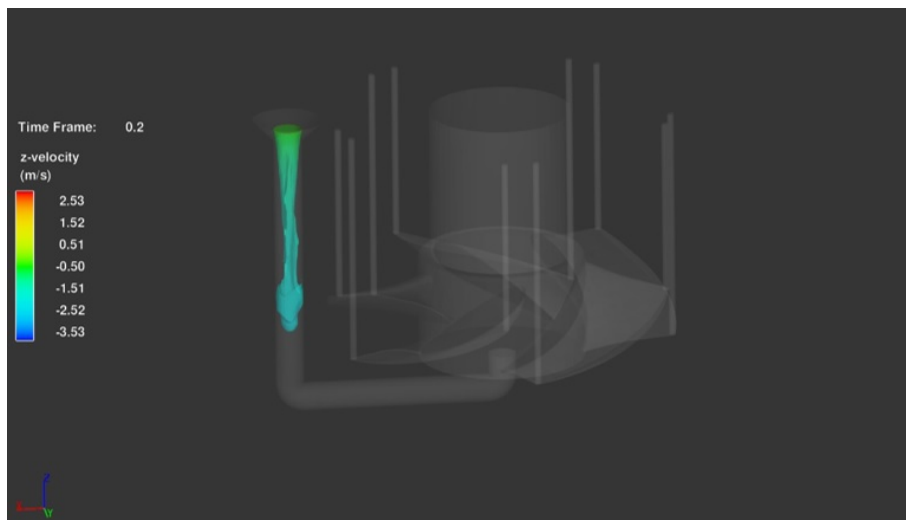


Figura 53: Velocidad del fluido en coordenada Z.

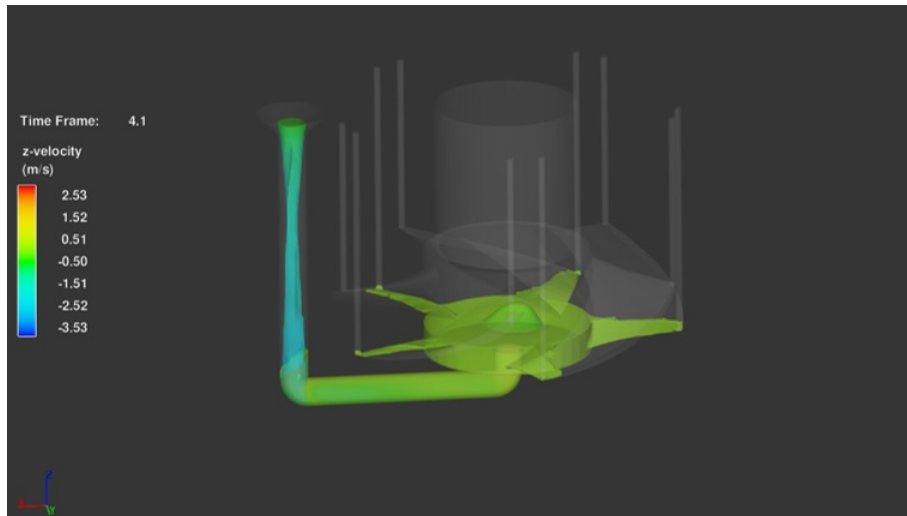


Figura 54: Velocidad del fluido en coordenada Z.

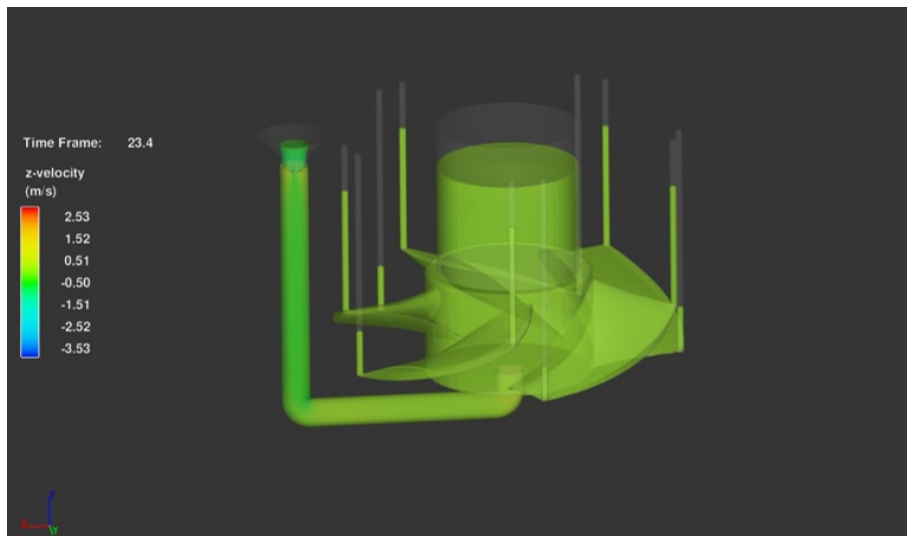


Figura 55: Velocidad del fluido en coordenada Z.

La simulación de solidificación se setea para tener una duración de 3600 s, pero como se aprecia en el gráfico de la figura 56 la solidificación completa se obtuvo a los 3100 s.

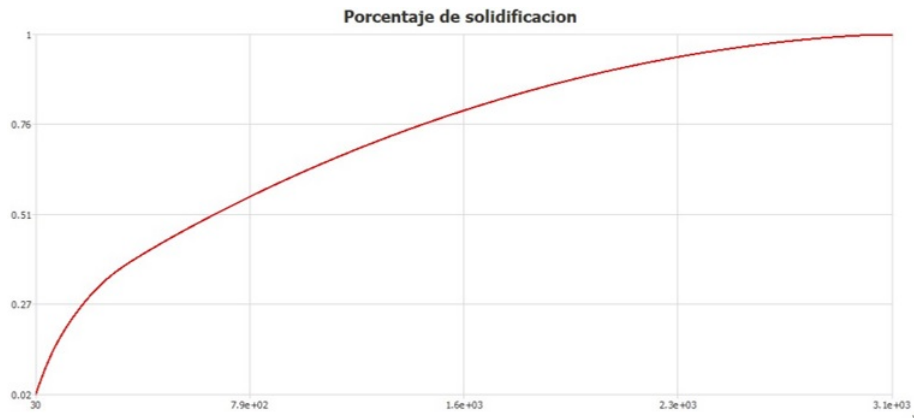


Figura 56: Tiempo total de solidificación.

Como se remarcó con anterioridad al final del llenado, las regiones más finas de la pieza ya comenzaron a solidificar. En la figura 57 se observa el resultado de la simulación de solidificación en el instante inicial de la misma correspondiente a 30 segundos de la etapa de llenado, se puede apreciar la fracción solidificada durante el llenado.

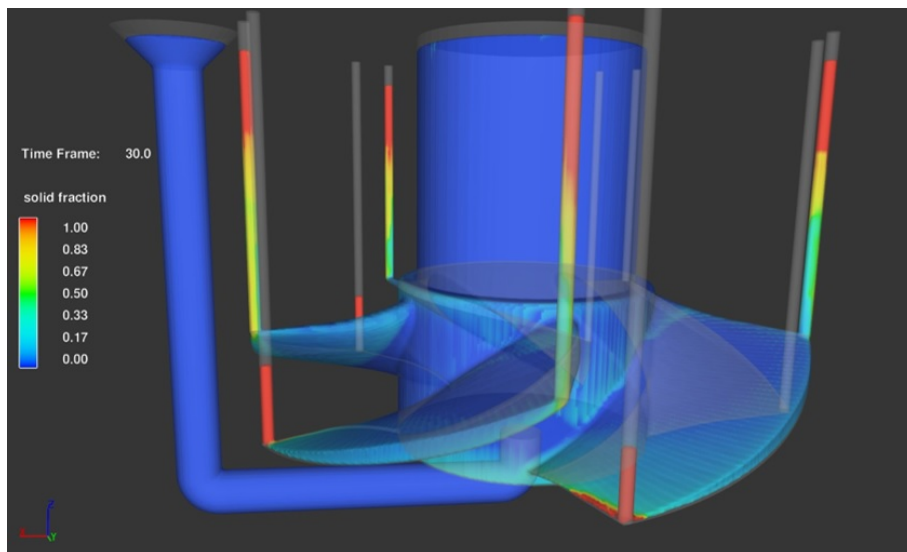


Figura 57: Fracción solidificada durante el llenado.

En la figura 58 correspondiente al t: 260,8 s se puede observar como se obtuvo una solidificación direccional hacia la mazarota, generando un máximo aprovechamiento de la misma.

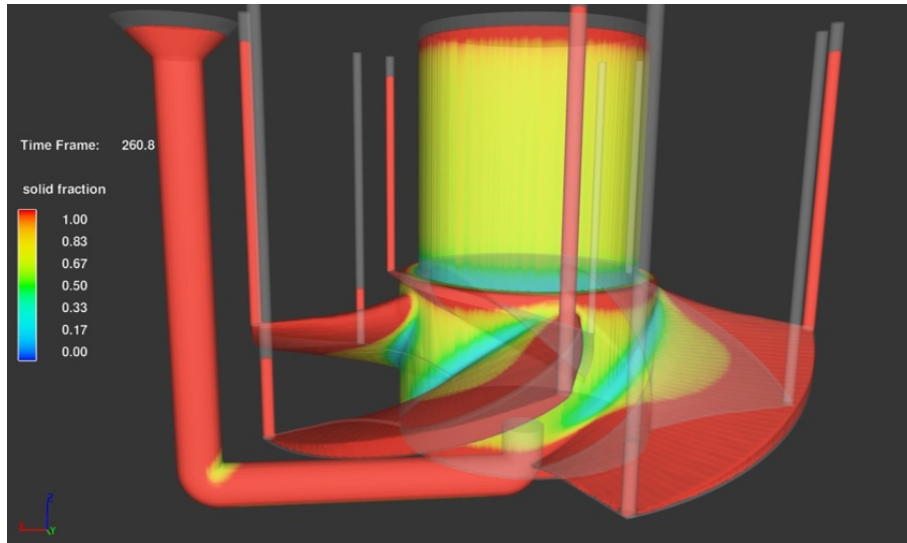


Figura 58: Solidificación direccional.

En la figura 59 correspondiente al t: 2971,6 s se aprecia que la solidificación está en sus últimas instancias y como se logró generar que el rechupe abierto y el rechupe interno quedaran fuera del rotor.

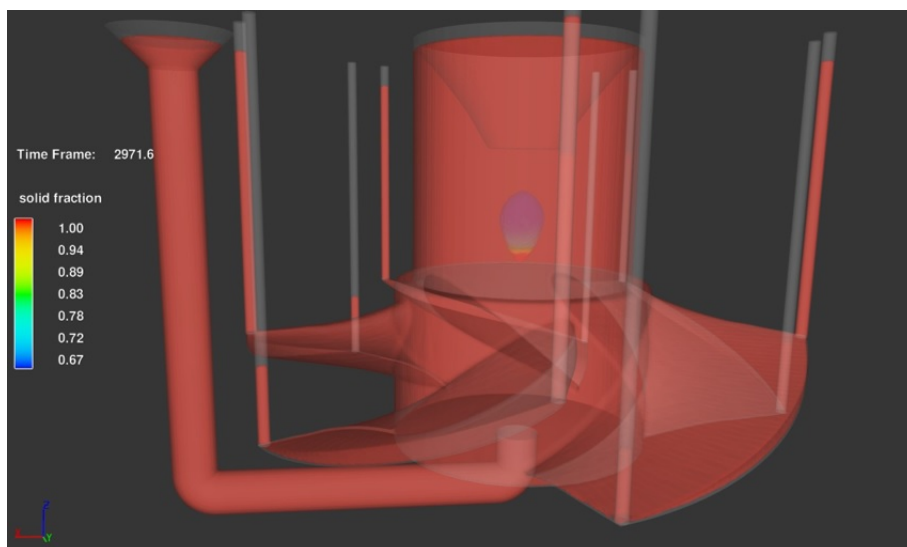


Figura 59: Ubicación de rechupe.

Los mismos análisis realizados para el rotor se pueden obtener de la simulación del distribuidor.

En las figuras 60 y 61 se aprecia la solidificación direccional a los 78,1 s y la ubicación del rechupe a los 2597,8 s de la simulación del distribuidor.

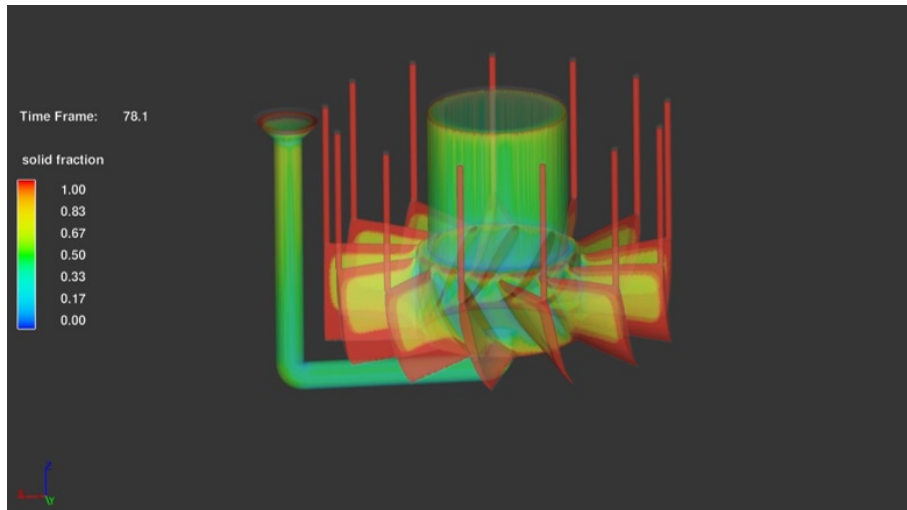


Figura 60: Solidificación direccional.

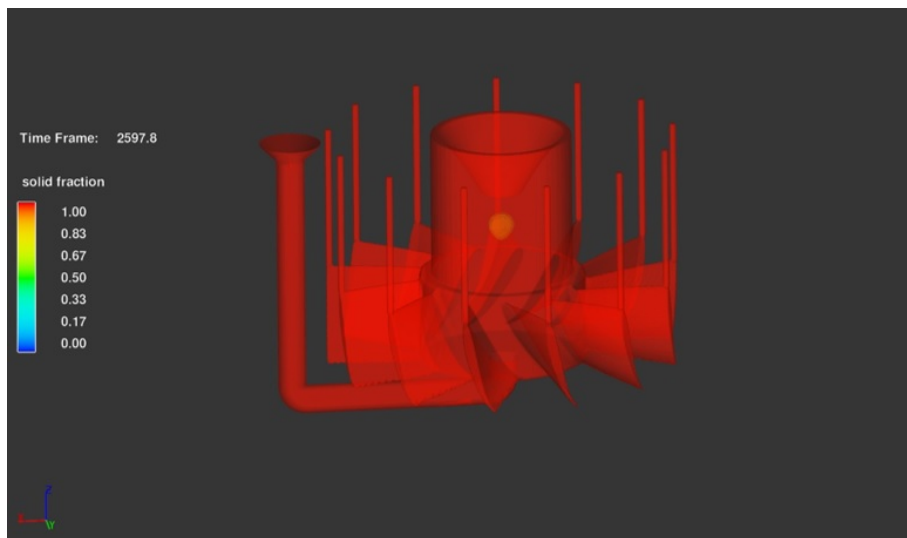


Figura 61: Ubicación de rechupe.

5.5. Ensayo de banco hidromecánico

Con el fin de validar los cálculos teóricos realizados, se procede a detallar el procedimiento y los resultados obtenidos del ensayo de banco con un modelo a escala impreso en 3D. El modelo a escala fue impreso en resina curada con luz UV en la impresora 3D del IMFIA. Se realiza la toma de datos funcionando con seis caudales diferentes, tomando aproximadamente tres mil medidas de presiones y seis mil medidas de potencia en cada uno de los puntos de funcionamiento. Se consideran los promedios de las magnitudes obtenidas para cada punto de funcionamiento, que se detallan en la Tabla 37.

Tabla 37: Promedio de las magnitudes obtenidas en el ensayo de banco

Punto	Torque (Nm)	ω (min^{-1})	P_{util} (kW)	$P_{Entrada}$ (Pa)	P_{Salida} (Pa)	Caudal (lt/s)
1	26,11	825,5	2,257	3885	8,121	99,60
2	21,07	814,2	1,797	3406	8,116	93,85
3	17,83	803,2	1,500	3020	8,133	89,13
4	14,33	791,8	1,188	2636	8,180	84,16
5	10,95	782,2	0,897	2283	8,179	79,11
6	7,986	773,0	0,646	1942	8,041	74,18

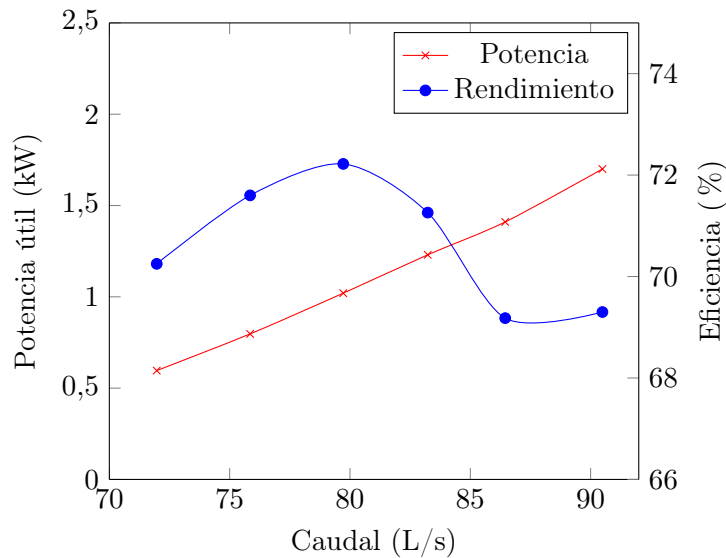
Una vez realizados los ensayos de vacío a la turbina, se obtuvieron los resultados de la Tabla 38. Considerando estas pérdidas según lo explicado en el Marco Teórico 28, la potencia útil y la potencia hidráulica quedan definidas, junto con el rendimiento en la Tabla 39

Tabla 38: Ensayo de vacío

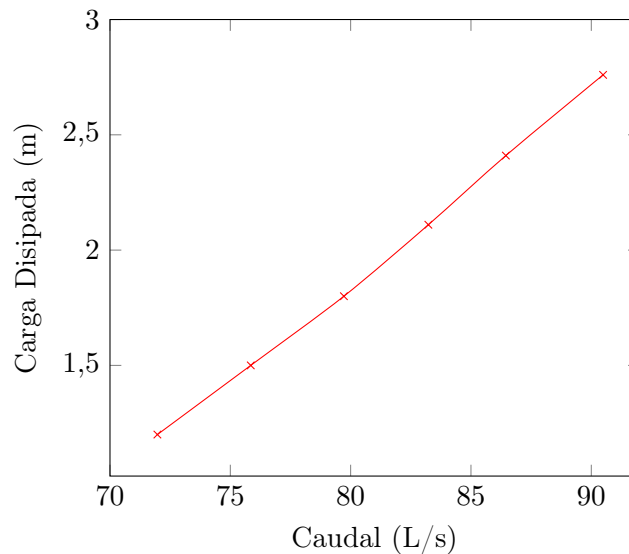
Torque (Nm)	ω (1/min)	Potencia (W)
-86,94 E-3	-749,3	6,818

Tabla 39: Potencias y cargas de ensayo de banco @750 rpm

Punto	P_{Util} (kW)	$P_{Hidraulica}$ (kW)	Carga Disipada (m)
1	1,698	2,450	2,763
2	1,410	2,038	2,405
3	1,227	1,722	2,111
4	1,015	1,406	1,800
5	0,797	1,113	1,497
6	0,596	0,849	1,203



Gráfica 1: Potencia y Rendimiento - Caudal @750 rpm

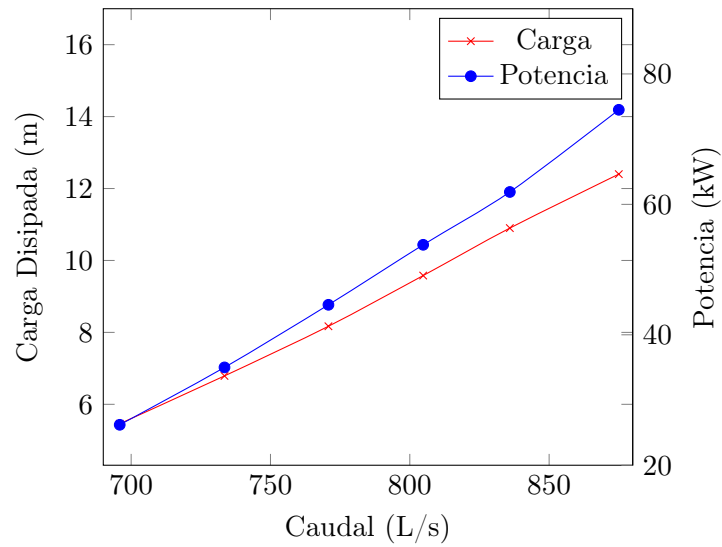


Gráfica 2: Carga - Caudal @750 rpm

Como se ve en la gráfica 1, se logra ensayar en el punto de funcionamiento dónde la turbina alcanza su mayor rendimiento. Esto resulta favorable, ya que se pueden obtener valores más acertados. La eficiencia máxima del ensayo se da en $Q = 79,72L/s$, siendo esta 72,22 %, este punto de máximo rendimiento se obtuvo a un caudal menor que el previsto en el diseño. Al analizar el comportamiento de la potencia, se ve que esta continúa aumentando con el caudal, sin alcanzar un máximo. Utilizando el valor de potencia correspondiente al mayor rendimiento obtenido en el ensayo y aplicando similitud, se obtiene el valor de potencia

útil a escala real $P_{Util} = 44,56kW$.

En la gráfica 3, se presentan los puntos de funcionamiento del modelo a escala real, funcionando a 750 rpm.



Gráfica 3: Carga/Potencia - Caudal @750 rpm - Prototipo

5.6. Evaluación económica

El presupuesto FOB y en dólares generado por la empresa DEYANG DONGSEN HYDRO-POWER EQUIPMENT Co., Ltd. se observa en la tabla 40. El mismo ya fue enviado con los costos independientes de cada parte de la turbina. Al costo FOB se le deben de agregar los aranceles, gastos por seguro, flete y gastos del despachante. Al tratarse de una turbina de generación hidráulica con potencia menor que 1000 kW, se le atribuyen los aranceles presupuestados por la subpartida arancelaria uruguaya 8410.11.00.00. Aumentando el costo finalmente en un 35 % sobre el valor FOB. El costo final estimado de importar una turbina es de US\$ 69.418.

La turbina presupuestada es una turbina Kaplan, pero en particular los álabes del rotor y distribuidor son fijos, no presentan sistema de regulación.

Tabla 40: Costos de producción dentro de Uruguay

Nombre de equipamiento	Costo (US\$)
Turbina Kaplan ZD660-LJ-43	29.688
Generador SF80-6/560	12.500
Válvula D941-10DN600	3.125
Pantalla de protección integral del generador	6.250
Precio FOB puerto China	51.563

La evaluación económica del rotor y distribuidor diseñados y fabricados en Uruguay se puede apreciar en la tabla 41.

Tabla 41: Costos de producción dentro de Uruguay

Insumo	Costo (US\$)
Horas de diseño y calculo	7200
Costos de fundición	2620
Costos de fabricación del modelo	2300
Costos de ensayos mecánicos y análisis microestructural	500
Costos de ensayo de banco hidromecánico	2892
Costos de tubo "S"	4357
Costos eje de potencia	877
Costos de otros componentes de la turbina	2000
Seguro por imprevistos	2502
COSTO TOTAL	25.020

Al realizar la comparación directa entre la turbina fabricada en Uruguay y la importada se logra ver la rentabilidad de diseñar y fabricar de manera local. Al aplicar el ajuste del 35 % solamente a la turbina Kaplan importada, se llega al monto de 40.079 dólares, valiendo la turbina uruguaya 25.020 dólares.

En julio del año 2022, el costo del *kWh* en Uruguay es de US\$ 0,108. Generando 44,56 kW y funcionando 24 horas durante 90 días al año (temporada de riego), se ahorrarían US\$ 10.395 anuales.

6. Consideraciones finales

Para la selección del embalse se busca maximizar la TIR, para contribuir de la mayor forma posible con la rentabilidad del proyecto.

Referido a la selección del material para la fabricación del rotor y distribuidor, se puede remarcar que hay una fuerte tendencia a nivel mundial de utilizar aceros inoxidable y principalmente de la familia de los martensíticos. Esto se debe a que presentan excelentes propiedades mecánicas y buenas propiedades ante la corrosión. Lo cual genera un producto con buenas características, ya que se ven muy afectados por los fenómenos de corrosión, erosión y desgaste. Estos aceros son tratables térmicamente, en particular se pueden templear en aire, lo cual evita los riesgos de obtener deformaciones dimensionales debidas al brusco enfriamiento. De igual modo se pueden obtener altas durezas, lo cual genera un aumento de su resistencia al desgaste. Dentro de Uruguay hay empresas que cuentan con la capacidad de fundir esta clase de materiales, lo que genera la posibilidad de fabricar rotores y distribuidores por medio de los procesos de fundición en molde de arena, siendo uno de los métodos de producción más utilizado.

Se logró establecer un algoritmo de diseño orientando a la obtención de una turbina eficiente y duradera. También, se logró automatizar al proceso de diseño de tal forma que, partiendo de los datos de los embalses y conociendo cómo funciona el proceso de iteración y cálculo, en cuestión de horas se puede obtener un diseño en 3D de la turbina.

El diseño de la turbina resulta robusto, pudiendo soportar hasta 9 veces en la sección más crítica los esfuerzos límites del material seleccionado. Esto es un aspecto deseable debido a los posibles sólidos (piedras, ramas, etc.) que pudieran dañar a los álabes.

En el ensayo de banco hidromecánico realizado, se puede ver que el rendimiento obtenido experimentalmente es similar al calculado de manera teórica, siendo sus valores 72 y 79% respectivamente. El punto de máximo rendimiento obtenido de los ensayos fue a un caudal menor que el previsto en el diseño, siendo este de $79,72L/s$.

El proyecto desde el punto de vista económico terminó demostrando que se logra generar un ahorro monetario si se opta por la producción local en vez de la internacional. La principal fuente de ahorro viene dada en primera instancia por la no existencia de los costos de importación. Es importante remarcar que el presupuesto obtenido de la empresa China es uno de los más baratos del mercado.

Dentro de Uruguay se tienen todas las condiciones para poder diseñar y fabricar esta clase de elementos. Se cuenta con personal capacitado para realizar los diseños y selección de materiales, así como una empresa metalúrgica capaz de producir los diseños.

Pensando a futuro o en la continuación de este proyecto, sería interesante poder estudiar y evaluar la posibilidad de fabricar un rotor genérico que se adapte a varios embalses

para poder obtener una disminución de los costos de fabricación. Referido al material sería de interés estudiar como es la penetración del temple para observar si en la sección transversal del álabe tenemos una única fase metalográfica o combinación de ellas, como también realizar un estudio de la resistencia a la corrosión en sus diferentes estados de tratamiento térmico.

Referencias

- Armada.Nacional. (2004). *Norma técnica para la inspección de hélices*.
- Atehortúa, J. D. E., Colorado, R. C., Marín, J. F. S., Barrada, J. E. G., y Toro, A. (2010). *Cavitation erosion of welded martensitic stainless steel coatings*.
- Baena, J. C. (2008). *Interdependencia entre las condiciones de operación y el desgaste en rodets tipo pelton fabricados en acero astm a743 grado ca6nm* .
- Bentancur, J. E. G. (2006). *Caracterización de una turbina del tipo francis utilizada por una empresa local de generación de energía* .
- Cunat, P. J. (2003). *Manual de aceros inoxidable de euro inox* (1.^a ed., Vol. 1). Euro Inox The European Stainless Steel Development Association.
- Dixon, S. L., y Hall, C. A. (2014). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery* (7.^a ed.). Elsevier Inc.
- Drela, M. (2013). *xfoil 6.99 [computer software]*.
- European.Small.Hydropower.Association. (2006). *Guía para el desarrollo de una pequeña central hidroeléctrica*.
- Fonseca, R. B. D. (2006). *Projeto de turbinas hidráulicas axiais com parametrização da geometria, equação de equilíbrio radial e técnicas de otimização* .
- Fundación.Julio.Ricaldoni. (2012). *Disponibilidad energética de pequeñas centrales hidroeléctricas y análisis de aporte al sistema eléctrico uruguayo*.
- García, H. E. M. (2005). *Controles de calidad en la fabricación de un rodete pelton*.
- Instituto.de.Mecánica.de.los.Fluidos.e.Ingeniería.Ambiental. (2017). *Bombas y ventiladoras axiales*.
- International.Stainless.Steel.Forum. (2021). *Martensitic stainless steels*.
- International.Stainless.Steel.Forum. (2022). *Stainless steel in micro hydro turbines*.
- Irem. (2021). <https://www.irem.it/es/>.
- Ospina, D., Díaz, J., Echavarría, A., Agudelo, S., y Toro, A. (2013). *Evaluación de materiales para componentes críticos de operación de turbinas en condiciones de corrosión/erosión y cavitación*.
- Pienika, R. (2017). *Diseño, fabricación e instalación de una microturbina hidráulica en un embalse de riego*.
- Pienika, R., Rodríguez, N., y Rovira, I. (2019). *Design and scale model manufacturing of a micro hydraulic axial turbine*.

Souza, Z. (2011). Projeto de máquinas de fluxo, turbinas hidráulicas com rotores axiais. , 4.

Struers. (2021). <https://www.struers.com/>.

Terra, R., y Schenzer, D. (2013). *Factibilidad de pequeñas centrales hidroeléctricas multi-proposito en presas ya construidas*.

United.State.Bureau.of.Reclamation. (2021). <https://www.usbr.gov/>.

Voort, G. F. V. (2004). *Asm handbook volume 9: Metallography and microstructures*. ASM International.

Wikipedia. (2009). <https://es.wikipedia.org/wiki/perfilalar>.

Xylem. (2021). <https://www.xylem.com/es-es>.

Zwik.Roell. (2021). <https://www.zwickroell.com/es/>.

Apéndice

.1. Resultados de iteración

<i>Concepto</i>	<i>Variable</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Caudal	Q	0,894	m^3/s
Altura neta	H_n	9,60	<i>m</i>
Altura bruta	H_b	10,0	<i>m</i>
Diámetro del cubo	Di	235	<i>mm</i>
Diámetro de la punta	De	490	<i>mm</i>
Diámetro de la cañería	D_s	498	<i>mm</i>
Velocidad de rotación	n	750	<i>rpm</i>
Número de palas del rotor	Z_r	5,00	
Número de palas del distribuidor	Z_d	13,0	
Eficiencia global	η	0,790	
Potencia en punta de eje	P	75,1	kW

Tabla 42: Valores Iniciales

NACA	Radio (m)	Cuerda (m)	Z	t	α (°)	CP_{min} (m)	CP_{lim} (m)	u (m/s)	P_O (Pa)	V_{1X} (m/s)	H_t (m)	H (m)
2210	0,196	0,295	5	0,246	3,9	-1,18	-1,49	15,39	14898	5,846	8,583	9,135
2310	0,196	0,297	5	0,246	3,7	-1,16	-1,49	15,39	14957	5,846	8,455	9,135
2410	0,196	0,304	5	0,246	3,4	-1,17	-1,49	15,39	15003	5,846	8,355	9,135
2510	0,196	0,309	5	0,246	3,1	-1,15	-1,49	15,39	15029	5,846	8,297	9,135
2610	0,196	0,305	5	0,246	2,9	-1,17	-1,49	15,39	15049	5,846	8,253	9,135
2710	0,196	0,302	5	0,246	2,6	-1,15	-1,49	15,39	15050	5,846	8,250	9,135
2810	0,196	0,287	5	0,246	2,3	-1,19	-1,49	15,39	15047	5,846	8,258	9,135
4210	0,196	0,306	5	0,246	1,7	-1,19	-1,49	15,39	15034	5,846	8,286	9,135
4310	0,196	0,229	5	0,246	3,5	-1,19	-1,49	15,39	15055	5,846	8,240	9,135
4410	0,196	0,214	5	0,246	3,8	-1,17	-1,49	15,39	14905	5,846	8,569	9,135
4510	0,196	0,218	5	0,246	3,3	-1,16	-1,49	15,39	14933	5,846	8,506	9,135
4610	0,196	0,215	5	0,246	2,9	-1,19	-1,49	15,39	14955	5,846	8,459	9,135
4710	0,196	0,213	5	0,246	2,3	-1,15	-1,49	15,39	14961	5,846	8,446	9,135
4810	0,196	0,205	5	0,246	1,7	-1,16	-1,49	15,39	14964	5,846	8,440	9,135

Tabla 43: Iteración Media 1

ΔV_u (m/s)	Re	ω_∞ (m/s)	$\beta_1(^{\circ})$	$\beta_2(^{\circ})$	$\beta_\infty(^{\circ})$	$\beta_p(^{\circ})$	η_{Rotor} Est	η_{Rotor} Calc	H_t Calc	$\frac{C_L}{C_D}$
5,469	15649	13,94	30,50	20,79	24,79	20,89	0,925	0,925	8,455	136,5
5,388	15691	13,98	30,30	20,79	24,72	21,02	0,914	0,914	8,355	118,3
5,324	15723	14,00	30,14	20,79	24,66	21,26	0,908	0,908	8,297	110,1
5,287	15742	14,02	30,05	20,79	24,63	21,53	0,903	0,903	8,253	104,4
5,259	15756	14,03	29,98	20,79	24,61	21,71	0,903	0,903	8,250	104,3
5,258	15757	14,04	29,97	20,79	24,60	22,00	0,903	0,903	8,258	105,2
5,262	15755	14,03	29,98	20,79	24,61	22,31	0,907	0,907	8,286	109,0
5,280	15746	14,02	30,03	20,79	24,62	22,92	0,901	0,901	8,240	102,7
5,251	15761	14,04	29,96	20,79	24,60	21,10	0,938	0,938	8,569	167,9
5,460	15654	13,94	30,48	20,79	24,78	20,98	0,931	0,931	8,506	148,3
5,421	15674	13,96	30,38	20,79	24,74	21,44	0,925	0,925	8,459	137,6
5,390	15689	13,97	30,30	20,79	24,72	21,82	0,924	0,924	8,446	135,1
5,382	15694	13,98	30,28	20,79	24,71	22,41	0,923	0,923	8,440	134,0
5,378	15696	13,98	30,27	20,79	24,71	23,01	0,922	0,922	8,426	131,2

Tabla 44: Iteración Media 2

Sección	Radio (m)	Cuerda (m)	Z	t	$\alpha(^{\circ})$	CP_{min} (m)	CP_{lim} (m)	u (m/s)	P_O (Pa)	V_{1X} (m/s)	H_t (m)	H (m)	ΔV_u (m/s)
0	0,117	0,205	5	0,147	13,5	-4,13	-5,20	9,228	14905	5,846	8,569	9,135	9,109
1	0,128	0,202	5	0,161	11,2	-3,38	-4,27	10,06	14836	5,846	8,719	9,135	8,499
2	0,138	0,201	5	0,174	9,4	-2,79	-3,51	10,89	14810	5,846	8,776	9,135	7,900
3	0,149	0,203	5	0,187	8	-2,31	-2,92	11,73	14808	5,846	8,781	9,135	7,342
4	0,16	0,204	5	0,201	6,9	-1,96	-2,46	12,56	14813	5,846	8,769	9,135	6,845
5	0,170	0,207	5	0,214	5,9	-1,64	-2,09	13,40	14822	5,846	8,750	9,135	6,405
6	0,181	0,211	5	0,227	5	-1,44	-1,81	14,23	14833	5,846	8,725	9,135	6,013
7	0,191	0,222	5	0,241	4	-1,26	-1,57	15,07	14851	5,846	8,687	9,135	5,655
8	0,202	0,239	5	0,254	3	-1,08	-1,38	15,90	14882	5,846	8,618	9,135	5,316
9	0,213	0,244	5	0,267	2,5	-0,98	-1,23	16,73	14927	5,846	8,519	9,135	4,992
10	0,223	0,257	5	0,281	1,9	-0,87	-1,10	17,57	14978	5,846	8,408	9,135	4,694
11	0,234	0,264	5	0,294	1,5	-0,78	-0,99	18,40	15026	5,846	8,304	9,135	4,425
12	0,245	0,268	5	0,307	1,2	-0,71	-0,89	19,24	15070	5,846	8,208	9,135	4,184

Tabla 45: Iteración Perfiles 1

Re	ω_{∞} (m/s)	β_1 (°)	β_2 (°)	β_{∞} (°)	β_p (°)	ηH_r Est	ηH_r Calc	ηH_r Radio Sig	H_t Co- rregido (m)	Delta (m)
8400828	7,485	88,83	32,35	51,36	37,86	0,954	0,954	8,569	8,581	7,300
9253488	8,244	75,03	30,15	45,16	33,96	0,960	0,960	8,569	8,579	7,004
1019082	9,080	62,86	28,21	40,08	30,68	0,961	0,961	8,569	8,536	6,686
1117618	9,957	53,10	26,48	35,95	27,95	0,959	0,959	8,569	8,540	6,364
1218055	10,85	45,62	24,95	32,59	25,69	0,957	0,957	8,569	8,457	6,079
1319371	11,75	39,88	23,57	29,82	23,92	0,955	0,955	8,569	8,441	5,795
1420843	12,65	35,41	22,32	27,50	22,50	0,950	0,950	8,569	8,349	5,517
1522664	13,56	31,84	21,20	25,52	21,52	0,943	0,943	8,569	8,250	5,197
1625041	14,47	28,90	20,18	23,81	20,81	0,932	0,932	8,569	8,248	4,843
1727948	15,39	26,46	19,25	22,31	19,81	0,920	0,920	8,569	8,134	4,639
1830545	16,31	24,41	18,40	21,00	19,10	0,909	0,909	8,569	8,124	4,390
1932476	17,21	22,69	17,62	19,84	18,34	0,898	0,898	8,569	7,954	4,210
2033556	18,11	21,22	16,90	18,82	17,62	0,888	0,888	8,569	7,706	4,065

Tabla 46: Iteración Perfiles 2

Iteración	Radio (m)	Cuerda (m)	Z	t	$\alpha(^{\circ})$	CP_{min} (m)	CP_{lim} (m)	P_O (Pa)	V_{1X} (m/s)	H_t (m)	H (m)
1	0,181	0,139	13	0,087	-2,9	-1,65	-6,78	14976	5,846	8,569	9,135
2	0,181	0,139	13	0,087	-2,9	-1,65	-6,78	14976	5,846	8,569	9,135

Tabla 47: Iteración Perfiles Distribuidor 1

Iteración	Radio (m)	Cuerda (m)	Z	t	$\alpha(^{\circ})$	CP_{min} (m)	CP_{lim} (m)	P_O (Pa)	V_{1X} (m/s)	H_t (m)	H (m)
1	0,181	0,139	13	0,087	-2,9	-1,65	-6,78	14976	5,846	8,569	9,135
2	0,181	0,139	13	0,087	-2,9	-1,65	-6,78	14976	5,846	8,569	9,135

Tabla 48: Iteración Perfiles Distribuidor 1

ΔV_u (m/s)	Re	ω_∞ (m/s)	β_1 (°)	β_2 (°)	β_∞ (°)	β_p (°)	ηH_d Est	ηH_d Calc
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	114,3	0,979	0,976
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	114,3	0,976	0,976

Tabla 49: Iteración Perfiles Distribuidor 2

NACA	Radio (m)	Cuerda (m)	Z	t	α (°)	CP_{min} (m)	CP_{lim} (m)	P_O (Pa)	V_{1X} (m/s)	H_t (m)	H (m)
4211	0,181	0,182	13	0,087	4,1	-1,59	-6,78	14976	5,846	8,569	9,135
4311	0,181	0,183	13	0,087	3,8	-1,27	-6,86	15145	5,846	8,383	8,937
4411	0,181	0,202	13	0,087	2,7	-1,01	-6,84	15110	5,846	8,421	8,977
4511	0,181	0,330	13	0,087	-0,4	-0,65	-6,86	15157	5,846	8,368	8,921
4611	0,181	0,358	13	0,087	-1,3	-0,56	-6,94	15331	5,846	8,172	8,712
4711	0,181	0,323	13	0,087	-1,7	-0,58	-6,94	15321	5,846	8,183	8,724
4811	0,181	0,280	13	0,087	-2,3	-0,75	-6,89	15220	5,846	8,298	8,847
6211	0,181	0,136	13	0,087	4,9	-2,17	-6,85	15131	5,846	8,397	8,953
6311	0,181	0,143	13	0,087	4	-1,59	-6,84	15109	5,846	8,422	8,979
6411	0,181	0,139	13	0,087	3,8	-1,36	-6,82	15077	5,846	8,458	9,017
6511	0,181	0,254	13	0,087	-1,4	-0,79	-6,81	15045	5,846	8,494	9,055
6611	0,181	0,207	13	0,087	-1	-0,79	-6,89	15212	5,846	8,307	8,856
6711	0,181	0,177	13	0,087	-1	-0,92	-6,83	15096	5,846	8,437	8,995
6811	0,181	0,157	13	0,087	-1,6	-1,23	-6,80	15021	5,846	8,520	9,083
8211	0,181	0,330	13	0,087	-2,9	-1,69	-6,78	14989	5,846	8,555	9,121
8311	0,181	0,113	13	0,087	4,8	-2,05	-8,02	17652	5,846	4,820	5,139
8411	0,181	0,110	13	0,087	4,5	-1,70	-6,90	15238	5,846	8,277	8,825
8511	0,181	0,194	13	0,087	-1,9	-0,99	-6,80	15031	5,846	8,509	9,072
8611	0,181	0,149	13	0,087	-0,8	-1,08	-6,85	15129	5,846	8,400	8,955
8711	0,181	0,132	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
8811	0,181	0,139	13	0,087	-2,9	-1,65	-6,78	14976	5,846	8,569	9,135

Tabla 50: Iteración Perfiles Distribuidor 3

ΔV_u (m/s)	Re	ω_∞ (m/s)	$\beta_1(^{\circ})$	$\beta_2(^{\circ})$	$\beta_\infty(^{\circ})$	$\beta_p(^{\circ})$	η_{Dist} Est	η_{Dist} Calc
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	121,3	0,958	0,958
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	121,0	0,962	0,962
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	119,9	0,956	0,956
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	116,8	0,934	0,934
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	115,9	0,935	0,935
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	115,5	0,948	0,948
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	114,9	0,960	0,960
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	122,1	0,963	0,963
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	121,2	0,967	0,967
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	121,0	0,971	0,971
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	115,8	0,949	0,949
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	116,2	0,964	0,964
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	116,2	0,974	0,974
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	115,6	0,978	0,978
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	114,3	0,551	0,551
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	122,0	0,946	0,946
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	121,7	0,973	0,973
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	115,3	0,960	0,960
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	116,4	0,974	0,974
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	116,2	0,979	0,979
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	114,3	0,976	0,976

Tabla 51: Iteración Perfiles Distribuidor 4

Sección	Radio (m)	Cuerda (m)	Z	t	α (°)	CP_{min} (m)	CP_{lim} (m)	P_O (Pa)	V_{1X} (m/s)	H_t (m)	H (m)
0	0,117	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
1	0,128	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
2	0,139	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
3	0,150	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
4	0,161	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
5	0,172	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
6	0,183	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
7	0,194	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
8	0,205	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
9	0,216	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
10	0,227	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
11	0,238	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084
12	0,249	0	13	0,087	-1	-1,27	-6,80	15020	5,846	8,521	9,084

Tabla 52: Iteración Secciones Distribuidor 1

ΔV_u (m/s)	Re	ω_∞ (m/s)	$\beta_1(^{\circ})$	$\beta_2(^{\circ})$	$\beta_\infty(^{\circ})$	$\beta_p(^{\circ})$	η^{Dist} Est	η^{Dist} Calc
9,109	73786	6,574	0	147,3	127,9	126,9	0,979	1
8,499	73786	6,574	0	145,4	126,0	125,0	0,979	1
7,900	73786	6,574	0	143,4	124,0	123,0	0,979	1
7,342	73786	6,574	0	141,4	122,1	121,1	0,979	1
6,845	73786	6,574	0	139,5	120,3	119,3	0,979	1
6,405	73786	6,574	0	137,6	118,7	117,7	0,979	1
6,013	73786	6,574	0	135,8	117,2	116,2	0,979	1
5,655	73786	6,574	0	134,0	115,8	114,8	0,979	1
5,316	73786	6,574	0	132,2	114,4	113,4	0,979	1
4,992	73786	6,574	0	130,4	113,1	112,1	0,979	1
4,694	73786	6,574	0	128,7	111,8	110,8	0,979	1
4,425	73786	6,574	0	127,1	110,7	109,7	0,979	1
4,184	73786	6,574	0	125,5	109,6	108,6	0,979	1

Tabla 53: Iteración Secciones Distribuidor 2