

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

**DISEÑO DE UNA TURBINA KAPLAN Y
POSTERIOR SIMULACION MEDIANTE EL USO
DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS
COMPUTACIONAL
(Design of a Kaplan turbine and simulation using
CFD)**

Para acceder al Título de

**GRADUADO EN INGENIERÍA EN
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

Autor: Manuel Combarro Marina

Julio - 2022

RESUMEN

El documento presentado estará dedicado principalmente al diseño y la simulación de una turbina Kaplan. En primer lugar, se realizará una introducción a las turbomáquinas, haciendo hincapié en las máquinas hidráulicas y en concreto en las turbinas hidráulicas donde se explicará la teoría detrás de sus diseños y funcionamientos. Al mismo tiempo se presentarán los diferentes tipos de turbinas hidráulicas, y también se podrá ver su clasificación según diferentes parámetros.

Habiendo ya realizado la introducción a las turbomáquinas y en concreto a las turbinas hidráulicas se realizará el diseño de la turbina Kaplan siguiendo los datos de potencia instalada y caudal de la central hidroeléctrica de La Flor, en Cantabria, y posteriormente se llevará a cabo mediante la herramienta BladeGen de Ansys Workbench. Para la simulación de la turbina, primero se verá en el documento toda la teoría que respalda el funcionamiento del software de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), que en este caso en concreto será Ansys Fluent, el cual resolverá el comportamiento del fluido a través del rodete de la turbina, una vez realizada la simulación, se presentarán los resultados obtenidos y finalmente se comparará el funcionamiento de la turbina en distintas situaciones variando caudal y velocidad de rotación del rodete.

El documento finalizará con un Anexo en el cual se encuentra una recopilación de todos los parámetros calculados que han sido necesarios para el diseño y la simulación de la turbina.

ABSTRACT

The document presented will be mainly devoted to the design and simulation of a Kaplan turbine. First, an introduction to turbomachines will be made, emphasizing in hydraulic machines and specifically in hydraulic turbines where the theory behind their designs and operations will be explained. At the same time the different types of hydraulic turbines will be presented, and you will also be able to see their classification according to different parameters.

Having already made the introduction to turbomachines and specifically to hydraulic turbines, the design of the Kaplan turbine will be carried out following the data of installed power and flow of the hydroelectric plant of La Flor, in Cantabria, and later it will be carried out using the Bladegen tool of Ansys Workbench. For the simulation of the turbine, first the document will see all the theory that supports the operation of the Computational Fluid Dynamics (CFD) software, which in this particular case will be Ansys Fluent, which will solve the behavior of the fluid through the impeller of the turbine, once the simulation is carried out, the results obtained will be presented and finally the operation of the turbine will be compared in different situations varying flow and speed of rotation of the impeller.

The document will end with an Annex section in which is a compilation of all the calculated parameters that have been necessary for the design and simulation of the turbine.

ÍNDICE

1 INTRODUCCIÓN.....	12
2 TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS	14
2.1 INTRODUCCIÓN.....	14
2.2 CLASIFICACIÓN	14
2.2.1 Según si el fluido es comprensible o no:.....	14
2.2.2 Según la dirección del flujo en el rodete:	14
2.2.3 Respecto a la función que desempeñan estas máquinas:.....	15
2.3 Teoría de turbomáquinas	15
2.3.1 Triángulo de velocidades.....	15
2.3.2 Ecuación fundamental de las turbomáquinas o ecuación de Euler: Primera forma	16
2.3.3 Segunda forma de la ecuación de Euler	18
2.3.4 Altura de presión y altura dinámica del rodete.....	18
2.3.5 Grado de reacción	19
3 TURBINAS HIDRÁULICAS.....	21
3.1 Introducción.....	21
3.2 Clasificación	21
3.2.1 Clasificación según el grado de acción	21
3.2.2 Clasificación según el número específico de revoluciones	23
3.3 Elementos que constituyen una turbina	23
3.3 Tipos de turbinas hidráulicas	25
3.3.1 Turbina Pelton	26
3.3.2 Turbina Francis	28
3.4 Turbina Kaplan	29
3.4.1 Potencias	31
3.4.2 Pérdidas	32

3.4.4 Rendimientos	33
4 CENTRALES HIDROELÉCTRICAS	35
4.1 Tipos.....	35
4.1.1 Centrales de bombeo o reversibles	35
4.1.2 Centrales de agua fluyente.....	36
4.1.3 Centrales de embalse	37
4.2 Central hidroeléctrica La Flor	38
5 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	40
5.1 Funcion.....	40
5.2 Métodos de discretización	41
5.2.1 Método de las diferencias finitas	42
5.2.3 Métodos de los volúmenes finitos	42
5.3 Metodología de Resolución	44
5.4 Ecuaciones	45
5.4.1 Ecuación de conservación de masa.....	45
5.4.2 Ecuación de la cantidad de movimiento.....	46
5.4.3 Ecuación de la conservación de energía	47
5.5 Adimensionalización	47
5.6 Aproximación y simplificación de las ecuaciones.....	49
5.6.1 Flujo incomprensible o comprensible.....	49
5.6.2 Dimensionalidad del flujo.....	50
5.6.3 Flujo estacionario o no estacionario	50
5.6.4 Flujo Viscoso o no viscoso	51
5.6.5 Flujo hidrostático o no hidrostático	52
5.6.6 Aproximación de Boussinesq.....	53
5.7 Turbulencia	53
5.7.1 Cantidad de movimiento en flujo laminar y turbulento.....	54

5.7.2 Modelos de turbulencia	55
5.7.2.1 Modelos de viscosidad turbulenta	55
6 DISEÑO Y MALLADO DEL RODETE	58
6.1 Dimensiones del rodete	58
6.2 Mallado del rodete	66
7 PROCESO DE SIMULACIÓN	73
7.1 Setup y modelo viscoso.....	73
7.2 Materiales y movimiento del fluido.....	75
7.3 Condiciones de contorno	77
7.4 Resolución	81
7.5 Análisis de resultados	83
7.6 Parametrización.....	91
8 CONCLUSIONES	95
9 ANEXO: CÁLCULOS	97
9.1 Datos de la central.....	97
9.2 Cálculo de potencias.....	98
9.3 Cálculo del rodete	99
9.4 Cálculo de los álabes	104
9.5 Álabes y dimensiones necesarias	109
9.6 Carcasa	113
9.7 Tubo de aspiración	115
9.8 Cubierta cónica.....	117
10 BIBLIOGRAFÍA.....	120

TABLA DE FIGURAS

Figura 2.1 : Clasificación según dirección de flujo. [1].....	15
Figura 2.2: Componentes de la velocidad en una turbina. [1].....	16
Figura 2.3: Relaciones geométricas. [6].....	17
Figura 2.4: Teorema del coseno en triángulo de velocidades. [1]	18
Figura 3.1: Turbina de acción. [8].....	22
Figura 3.2: Turbina de reacción. [8].....	22
Figura 3.3: Caja espiral. [11].....	24
Figura 3.4: Distribuidor. [10].....	24
Figura 3.5: Rodete de turbina Pelton, Francis y Kaplan. [13].....	25
Figura 3.6: Elección según velocidad específica y salto neto. [1].....	26
Figura 3.7: Turbina Pelton de 1 inyector. [1].....	26
Figura 3.8: Turbina Pelton de 2 inyectores. [1]	27
Figura 3.9: Álabes de turbina Pelton. [1].....	28
Figura 3.10: Turbina Francis. [1]	28
Figura 3.11: Rodete turbina Francis. [1].....	29
Figura 3.12: Turbina Kaplan. [12].....	30
Figura 3.13: Partes de turbina Kaplan. [12]	31
Figura 3.14: Gráfica Caudal-Rendimiento. [17].....	34
Figura 4.1: Central de bombeo. [15]	36
Figura 4.2: Central de agua fluyente. [14]	36
Figura 4.3: Central de embalse. [16].....	37
Figura 4.4: Central de La Flor. [18].....	38
Figura 4.5: Localización central de La Flor. [18]	39
Figura 5.1: Linealización. [2]	41
Figura 5.3: Nodos de discretización. [2].....	42
Figura 5.4: Discretización. [2].....	42
Figura 5.5: Definición de geometría. [2]	43
Figura 5.6: Creación del mallado. [2]	43
Figura 5.7: Nodos en la malla. [2].....	43
Figura 5.8: Sistema de ecuaciones obtenido. [2]	43
Figura 5.9: Volumen de control. [2].....	45

Figura 5.10: Números adimensionales. [20]	48
Figura 5.11: Números adimensionales adicionales. [20]	48
Figura 5.12: Números adimensionales adicionales. [20]	49
Figura 5.13: Flujo real y flujo viscoso. [20]	51
Figura 5.14: Flujo laminar y flujo turbulento. [20]	54
Figura 6.1: Dimensiones iniciales del rodete.	59
Figura 6.2: Anchura inicial y angulación de los álabes.	59
Figura 6.3: Esquema del paso entre rodete y carcasa.	60
Figura 6.4: Definición del modelo de trabajo.	60
Figura 6.5: Modificación cubierta cónica.	61
Figura 6.6: Capas de cada álabe.	62
Figura 6.7: Modificación de la capa más cercana al rodete.	62
Figura 6.8: Modificación de los ángulos de entrada de la sección del álabe.	63
Figura 6.9: Modificación de los ángulos de salida de la sección del álabe.	63
Figura 6.10: Modificación del ángulo Betha en la sección del rodete.	64
Figura 6.11: Modificación del ángulo Theta en la sección de la carcasa.....	65
Figura 6.12: Modificación del espesor de la sección.	65
Figura 6.13: Representación 3D del rodete calculado ya diseñado.	66
Figura 6.14: Mallado bidimensional de una de las seis regiones simétricas.....	67
Figura 6.15: Activación del mallado tridimensional.	67
Figura 6.16: Comienzo del mallado tridimensional.....	68
Figura 6.17: Porcentajes de error en el mallado.	69
Figura 6.18: Recuento de elementos del mallado.	69
Figura 6.19: Mallado tridimensional de una región del rodete.....	70
Figura 6.20: Mallado tridimensional del rodete completo en la vista del inlet.	71
Figura 6.21: Mallado tridimensional del rodete completo en la vista del outlet.	72
Figura 7.1: Modelo 3D del rodete en una de las seis regiones.	73
Figura 7.2: Datos principales de la simulación.	74
Figura 7.3: Elección del modelo viscoso.	75
Figura 7.4: Elección del fluido.	76
Figura 7.5: Condiciones de movimiento del fluido en el inlet.	76
Figura 7.6: Condiciones de movimiento del fluido en el passage.	77
Figura 7.7: Condiciones de contorno en el inlet.....	78

Figura 7.8: Condiciones de contorno en el outlet.....	79
Figura 7.9: Condiciones de contorno en el passage.	80
Figura 7.10: Regiones periódicas.	80
Figura 7.11: Regiones periódicas.	81
Figura 7.12: Método de resolución.	82
Figura 7.13: Inicio de los cálculos.	83
Figura 7.14: Menú del software de resultados.....	84
Figura 7.15: Cálculo del flujo másico.	85
Figura 7.16: Densidad del fluido.....	85
Figura 7.17: Cálculo de la presión en el inlet.....	85
Figura 7.18: Cálculo de la presión en el outlet.....	85
Figura 7.19: Cálculo de la altura de presión del inlet.....	85
Figura 7.20: Cálculo de la altura de presión del outlet.	85
Figura 7.21: Cálculo de la altura de presión total.....	86
Figura 7.22: Cálculo de la potencia hidráulica.	86
Figura 7.23: Cálculo de la potencia mecánica del rodete.	86
Figura 7.24: Rendimiento del rodete.	86
Figura 7.25: Mapa de presiones del álabe.	87
Figura 7.26: Mapa de presiones del fluido a su paso por el rodete.	88
Figura 7.27: Presión del fluido sobre el álabe.....	88
Figura 7.28: Presión ejercida sobre la sección intermedia del álabe.	89
Figura 7.29: Mapa de turbulencias sobre el álabe.	89
Figura 7.30: Mapa de turbulencias del fluido a su paso por el rodete.....	90
Figura 7.31: Mapa de turbulencias renderizado.....	90
Figura 7.32: Turbulencias sobre la sección intermedia del álabe.	91
Figura 7.33: Puntos de cálculo de los parámetros.	92
Figura 7.34: Parametrización de la velocidad de rotación.	93
Figura 7.35: Parametrización del flujo másico.	93
Figura 7.36: Rendimiento del rodete según su velocidad de rotación.....	94
Figura 7.37: Comparación del rendimiento entre diferentes velocidades de rotación.	94
Figura 9.1: Dimensiones del rodete. [1]	100
Figura 9.2: Triángulo de velocidades. [1]	101

Figura 9.3: Diámetros interior y exterior. [17]	102
Figura 9.4: Resto de dimensiones del rodete. [9]	110
Figura 9.5: Curvatura del álabe. [17]	112
Figura 9.6: Dimensiones carcasa espiral. [9].....	114
Figura 9.7: Resto de dimensiones carcasa espiral. [6]	114
Figura 9.8: Dimensiones tubo de aspiración. [9].....	116
Figura 9.9: Resto de dimensiones tubo de aspiración. [9]	117

1 INTRODUCCIÓN

Hoy en día, la sociedad cada vez está más concienciada sobre la necesidad de recurrir a las energías renovables para la obtención de energía. Esto se debe al impacto ambiental que tienen sobre el medio las formas tradicionales de obtención de energía, sobre todo mediante combustibles fósiles. En España especialmente, se tiene como objetivo, mediante el plan energético que se está llevando a cabo, que las energías renovables tengan cada vez más peso dentro de la generación total de la energía, es decir, que la energía total que se genera en el país provenga cada vez mas de estas fuentes de energía limpia.

Estas fuentes de energía renovable son tales como la solar, la eólica, hidráulica, etc. Las cuales nos permiten obtener energía a través de fuentes inagotables como son viento, luz solar, agua, etc. Estas fuentes de energía están siendo cada vez más desarrolladas, con el objetivo de que, a la hora de su implementación, tanto la calidad del suministro como la estabilidad del mismo esté asegurada. Pudiendo así, llegar a producir la transición a estas formas de generación de manera que afecte al sistema eléctrico lo menos posible.

Como se ha mencionado anteriormente, una de las formas de obtención de energía de renovable es mediante el uso de los saltos de agua, es decir, de la energía hidráulica.

La energía hidroeléctrica es una de las más avanzadas dentro de las energías renovables, y por lo tanto nos permite garantizar la estabilidad y calidad del suministro de mejor manera que el resto. En este trabajo, se procederá a diseñar una turbina Kaplan perteneciente a una minicentral eléctrica, la cual permite obtener rendimientos elevados con saltos hidráulicos pequeños.

Para ello se deberá primero realizar la selección de la turbina adecuada, diseñándola mediante los cálculos previamente realizados, y para calcular posteriormente el rendimiento y calidad del diseño de la turbina se procederá a la simulación de esta mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD). Esto nos permitirá simular el paso del fluido a través de la turbina y podremos obtener conclusiones sobre si el modelo diseñado cumple con las expectativas

de rendimiento y funcionamiento, y como podríamos variar el diseño dinámicamente para que, al modificar los parámetros de funcionamiento, el rendimiento pueda seguir siendo alto.

2 TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS

2.1 INTRODUCCIÓN

Una turbomáquina se define como la máquina que, mediante un fluido, el cual puede bien dar o recibir energía, intercambia energía mecánica. Este intercambio puede realizarse a través de un fluido que ejerce una fuerza sobre los alabes, que a su vez la transmiten a través de la rotación de un eje generando así trabajo, como en las turbinas, o bien puede darse el caso contrario en el cuál, se transmitiría energía a través de un eje a un conjunto de álabes, que a su vez ejercerían fuerza sobre un fluido, como en el caso de las bombas.

2.2 CLASIFICACIÓN

Existen varias formas de clasificar las turbomáquinas:

2.2.1 Según si el fluido es compresible o no:

Podemos diferenciar aquí dos grandes grupos de turbomáquinas:

- Máquinas térmicas: Las cuales trabajan con fluidos compresibles, y la densidad de flujo varía.
- Máquinas hidráulicas: Aquellas en las que el fluido es incompresible, es decir, el fluido de trabajo es un líquido

2.2.2 Según la dirección del flujo en el rodete:

Podemos distinguir aquí entre tres tipos diferentes de máquinas:

- Flujo radial: La dirección del fluido es perpendicular al eje que rota.
- Flujo axial: La dirección del fluido es paralela al eje de rotación.
- Flujo mixto: En las cuales, la dirección del fluido a la salida tendrá componentes tanto radial como axial.

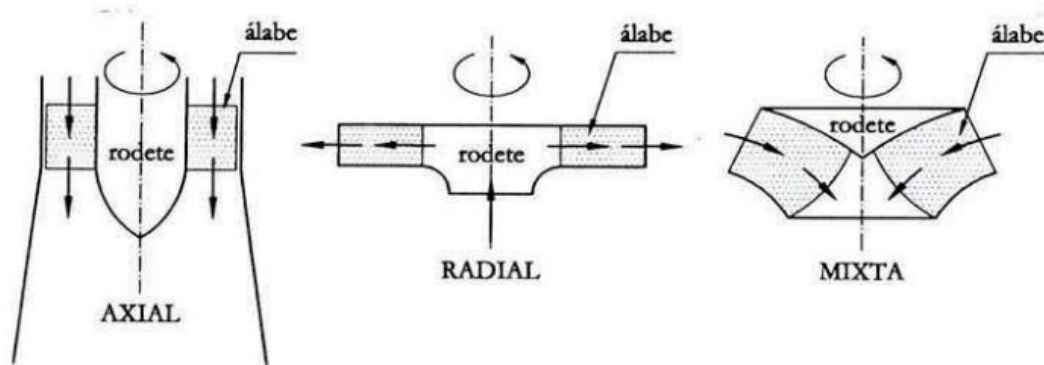


Figura 2.0.1 : Clasificación según dirección de flujo. [1]

2.2.3 Respecto a la función que desempeñan estas máquinas:

Mediante esta clasificación las diferenciamos en:

- Turbomáquinas generadoras: Las cuales en las que es el fluido quien, ejerciendo fuerza sobre los álabes, cede energía mecánica a la máquina, y posteriormente, esta energía mecánica se transforma en energía eléctrica.
- Turbomáquinas motoras: son el caso contrario, y por lo tanto aquellas en las que la máquina es quien cede ahora energía mecánica al fluido.
- Turbomáquinas reversibles: Son tanto generadoras como motoras, caso particular de los grupos bomba-turbina, que se utilizan es las centrales de acumulación por bombeo.

2.3 Teoría de turbomáquinas

2.3.1 Triángulo de velocidades

A continuación, se describe la nomenclatura internacional utilizada para la teoría de turbomáquinas, y por tanto será la cual se utilizará para presentar la teoría por la cual se rigen estas máquinas:

- $\vec{c}$ = Velocidad absoluta del fluido
- $\vec{w}$ = Velocidad relativa del fluido
- $\vec{u}$ = Velocidad tangencial del rodete
- α = Ángulo formado entre $\vec{c}$ y $\vec{u}$
- β = Ángulo formado entre $\vec{u}$ y $\vec{w}$

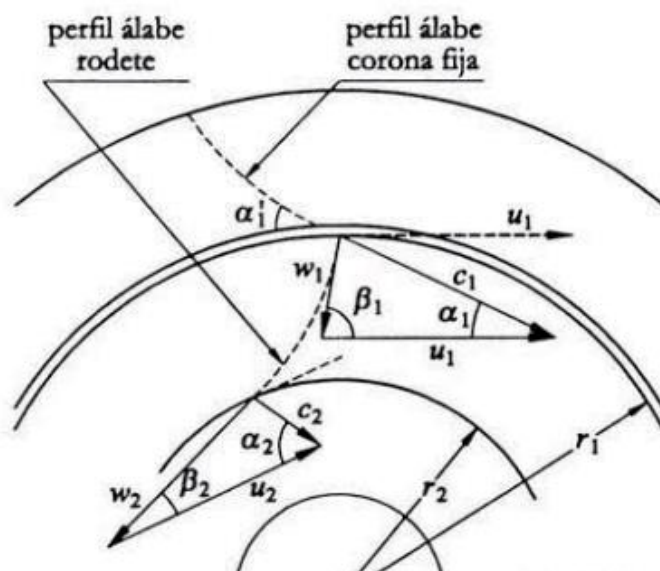


Figura 2.2: Componentes de la velocidad en una turbina. [1]

A parte de esta nomenclatura que se acaba de presentar, también se hará uso de los subíndices 1, para referirnos a la entrada de los álabes, y 2 para referirnos a la salida.

2.3.2 Ecuación fundamental de las turbomáquinas o ecuación de Euler: Primera forma

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental a la hora del estudio de las turbomáquinas, tanto de las térmicas como de las hidráulicas. Por lo tanto, se procederá a su deducción, que servirá más tarde para determinar los parámetros de la turbina que se diseñará en este proyecto. Antes de comenzar con la deducción de la primera forma de la ecuación de Euler, en nuestro caso se supondrá que la turbina opera en régimen permanente. También se aplicará la teoría conocida como teoría unidimensional, o del número infinito de álabes, la cual dice que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, implicando así que el número de álabes es infinito.

Se comenzará la hipótesis a partir del teorema de la cantidad de movimiento aplicada a un hilo de corriente:

$$dF = dQ\rho(\vec{C}_1 - \vec{C}_2) \quad (2.1)$$

Después se procederá a tomar momentos en relación con el rodete de la turbina, tanto en la entrada como en la salida, aplicando el teorema del momento cinético:

$$dM = dQ\rho(l_1C_1 - l_2C_2) \quad (2.2)$$

Posteriormente, como ya se ha comentado, aplicando la hipótesis de la teoría del número infinito de álabes, se integra la Ec. (2.2):

$$l_1 = r_1 * \cos(\alpha_1)$$

$$l_2 = r_2 * \cos(\alpha_2)$$

Quedando de la siguiente manera la expresión ya integrada:

$$M = Q\rho[r_1 * \cos(\alpha_1) * C_1 - r_2 * \cos(\alpha_2) * C_2] \quad (2.3)$$

El momento obtenido, multiplicado por la velocidad angular, dará como resultado la potencia que en este caso el fluido habrá transmitido al rodete:

$$P = w * Q\rho[r_1 * \cos(\alpha_1) * C_1 - r_2 * \cos(\alpha_2) * C_2] \quad (2.4)$$

Y sabiendo que $P = \rho g Q H$, podemos simplificar y despejar la altura, por lo tanto:

$$H = \frac{w[r_1 * \cos(\alpha_1) * C_1 - r_2 * \cos(\alpha_2) * C_2]}{g} \quad (2.5)$$

Sabiendo además las expresiones de las proyecciones de las velocidades tanto relativas como absolutas:

$$\begin{aligned} r_1 \omega &= u_1 & r_2 \omega &= u_2 \\ c_1 \cos \alpha_1 &= c_{1u} & c_2 \cos \alpha_2 &= c_{2u} \end{aligned}$$

Figura 2.3: Relaciones geométricas. [6]

Obtenemos finalmente obtenemos así la primera forma de la ecuación de Euler, expresada en forma de altura hidráulica H , la cual hemos definido para una turbina ideal. Cabe destacar también, que, en el caso de las turbinas hidráulicas, la altura obtenida mediante el uso de la hipótesis de la teoría de número infinito de álabes, y la altura obtenida para un número finito de álabes son prácticamente iguales.

2.3.3 Segunda forma de la ecuación de Euler

Para la obtención de la segunda forma de la ecuación de Euler, hacemos uso del teorema del coseno, aplicando este teorema en el triángulo de velocidades, obteniendo así tanto en la entrada como en la salida la siguiente expresión:

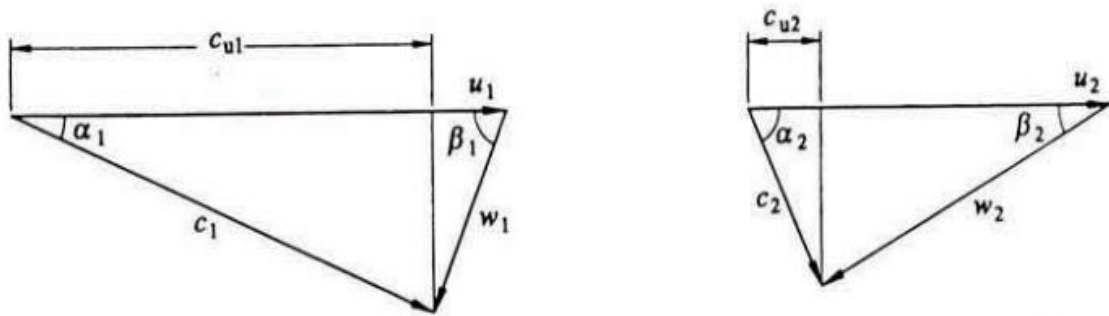


Figura 2.4: Teorema del coseno en triángulo de velocidades. [1]

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2 * u * c * \cos(\alpha) \quad (2.6)$$

Esta expresión que se ha obtenido se aplica a la primera ecuación de Euler obtenida en el apartado anterior, quedando de la manera:

$$H = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (2.7)$$

Obteniendo así la segunda forma de la ecuación de Euler.

2.3.4 Altura de presión y altura dinámica del rodete

Para llevar a cabo la obtención de estas dos expresiones, partimos de la ecuación de Bernoulli para los puntos 1 y 2, es decir, entrada y salida del rodete, sin tener en cuenta las pérdidas y se obtiene:

$$z_1 + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} - H = z_2 + \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} \quad (2.8)$$

Despejando la altura quedaría la expresión de la forma:

$$H = (z_1 - z_2) + \frac{(c_1^2 - c_2^2)}{2g} + \frac{(p_1 - p_2)}{\rho g} \quad (2.9)$$

Igualando ahora la Ec. (2.9) a la segunda forma de la ecuación de Euler se llega a la expresión:

$$H_p = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho g} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (2.10)$$

Denominada altura de presión del rodete.

Y el término $\frac{(c_1^2 - c_2^2)}{2g}$ es la altura dinámica que da el fluido al rodete.

2.3.5 Grado de reacción

El grado de reacción, es un parámetro que en las turbomáquinas nos indica principalmente cómo trabaja el rodete. Dependiendo del valor del grado de reacción se pueden observar diferentes situaciones:

$$\sigma = \frac{H_p}{H_u} \quad (2.11)$$

Podemos definirlo por tanto como el cociente entre la altura de presión del rodete y la altura hidráulica de Euler, es decir, la relación entre la energía que el fluido cede al rodete en forma de presión y la energía que posteriormente es suministrada a la máquina. Dependiendo del valor del grado de reacción se pueden observar diferentes situaciones:

- $H_p < 0$, el grado de reacción es negativo
- $H_p = 0$, el grado de reacción es 0, estas máquinas se denominan de acción, como el caso de algunas turbinas Pelton.
- $0 < H_p < H_u$, se trata del caso normal.
- $H_p > H_u$, el grado de reacción es mayor que 1

Posteriormente se profundizará en las diferencias entre las turbinas de acción y de reacción.

3 TURBINAS HIDRÁULICAS

3.1 Introducción

Las turbinas hidráulicas forman parte de las turbomáquinas generadoras, su función principal es absorber la energía del fluido y transformarla en energía mecánica.

A continuación, se describirán las partes que constituyen una turbina hidráulica, así como su clasificación y los tipos de turbina que se encuentran en el mercado, y sobre todo, ver los parámetros que deben ser tenidos en cuenta a la hora de elegir la turbina más adecuada. Estas turbinas son las cuales, mediante los distintos tipos de centrales y saltos de agua permiten la obtención de energía a través de la energía cinética del fluido, la cual adquiere al transformarse de la energía potencial que este tenía previamente.

En este trabajo se hará hincapié en las turbinas Kaplan, ya que será el tipo de turbina que se diseñará a partir de los datos de una central hidroeléctrica real.

3.2 Clasificación

3.2.1 Clasificación según el grado de acción

Según esta clasificación, las turbinas hidráulicas se pueden clasificar en dos grupos: turbinas de reacción y turbinas de acción.

- Turbinas de acción: como se ha mencionado previamente hablando del grado de reacción, estas turbinas son aquellas en las que el grado de reacción es igual a cero. La principal característica de estas turbinas es que el fluido no sufre una modificación de su presión durante el paso de este a través de los alabes, por lo que el rodete no está inundado y se encuentra a presión atmosférica.

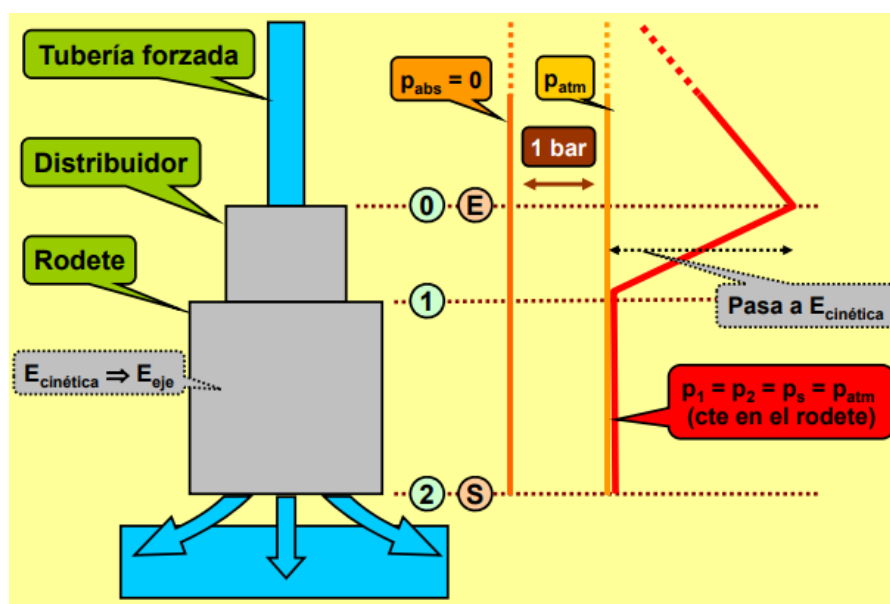


Figura 3.1: Turbina de acción. [8]

- Turbinas de reacción: las turbinas de reacción, a diferencia de las de acción, son aquellas en las que el grado de reacción es distinto de cero. El agua en la entrada del rodete es superior a la atmosférica en este caso, e inferior a la salida de este. Cabe destacar también, que en este caso el rodete está inundado.

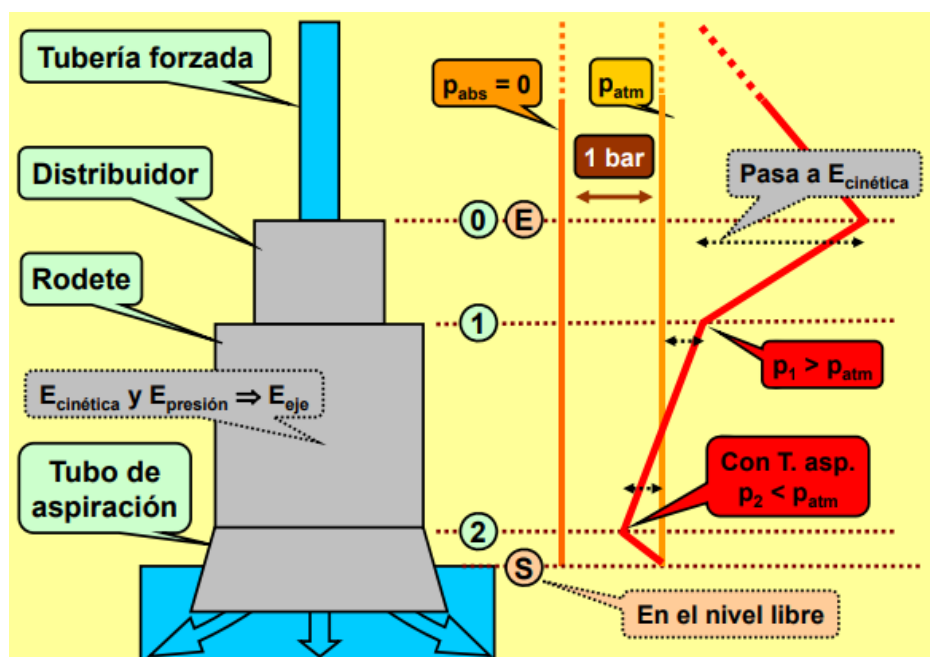


Figura 3.2: Turbina de reacción. [8]

3.2.2 Clasificación según el número específico de revoluciones

Esta clasificación divide las turbinas en: lentas, normales, rápidas y extra rápidas. Se conoce como la clasificación más precisa, asignando así a todo un conjunto de turbinas semejantes, un número, conocido como número específico de revoluciones que puede ser calculado a través de la siguiente fórmula:

$$n_s = \frac{n * P_u^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (3.1)$$

Siendo, n el número de revoluciones, H la altura neta y Pu la potencia útil.

3.3 Elementos que constituyen una turbina

Una turbina está formada por los siguientes elementos, también cabe destacar, que, en el caso de las bombas, estos serán los mismos pero dispuestos de manera inversa, y que a veces no todos estos elementos pueden ser encontrados en todas las turbinas:

- Canal de llegada o tubería forzada: se trata principalmente del elemento encargado de dirigir el fluido hasta su llegada a la cámara espiral, por norma general dispone de una válvula de cierre lente para así evitar el golpe de ariete.
- Caja espiral: es el elemento encargado de transformar la presión que lleva el fluido, en velocidad, en el caso de una bomba sería justo el caso contrario.



Figura 3.3: Caja espiral. [11]

- Distribuidor: El distribuidor se encarga de guiar al fluido para que este realice una interacción adecuada con el rodete. Hay turbinas en las que no encontramos este elemento. Especialmente en las turbinas Kaplan, como la que se va a realizar, el distribuidor está formado por una serie de álabes regulables, permitiendo así la posibilidad de, según la orientación de estos, regular el caudal que llega al rodete.

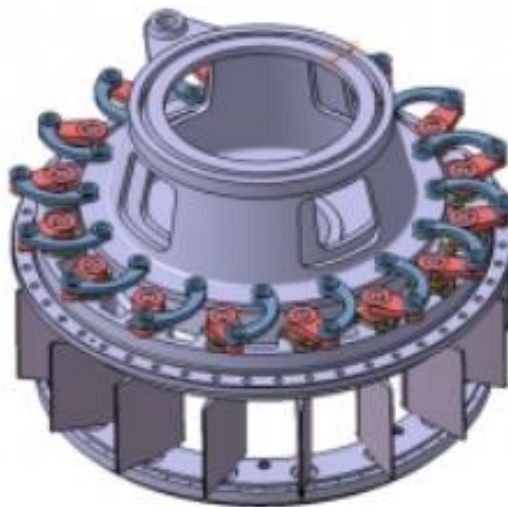


Figura 3.4: Distribuidor. [10]

- Rodete: Se trata del elemento más importante de la turbina, este es el encargado de transformar la energía cinética del agua, en energía mecánica. Absorbe la energía cinética del agua gracias a los álabes, y cuando el agua los empuja, estos transmiten esa energía al movimiento del rodete, es decir, en energía mecánica.

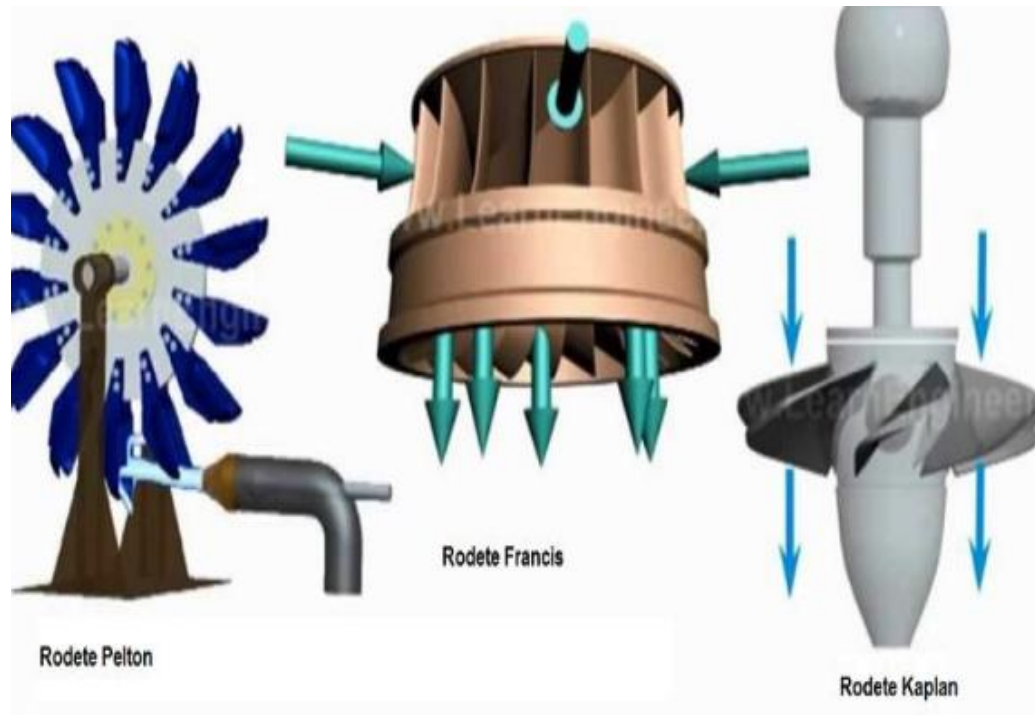


Figura 3.5: Rodete de turbina Pelton, Francis y Kaplan. [13]

- Tubo de aspiración: Se trata del elemento de desagüe de la turbina, que conecta esta con el lugar donde finalmente se expulsará el agua, este crea una depresión a la salida del rodete que facilita precisamente el desagüe del agua después de ya haber cedido la energía cinética al rodete.

3.3 Tipos de turbinas hidráulicas

Podemos distinguir entre principalmente, tres tipos más conocidos de turbinas hidráulicas, turbinas Pelton, Francis y Kaplan.

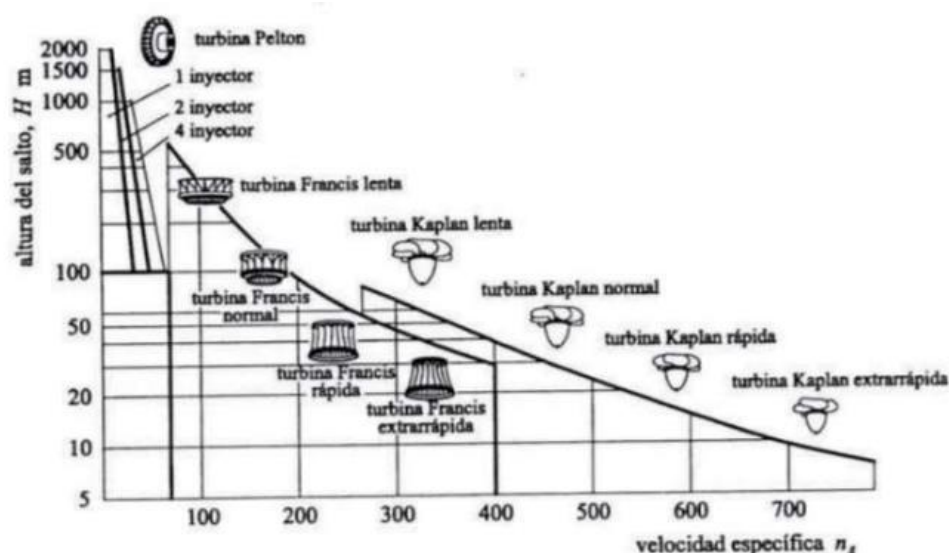


Figura 3.6: Elección según velocidad específica y salto neto. [1]

3.3.1 Turbina Pelton

La turbina Pelton, fue inventada por Lester Allan Pelton en la década de 1870. Su principal objetivo fue desarrollar la rueda de agua tradicional, y crear así una turbina para transformar energía hidráulica aprovechando el impulso del agua a velocidades altas. Se trata de una turbina radial, en la que los álabes de la turbina tienen forma de cucharas o tazones, de manera que el chorro de agua a presión toque de manera eficiente cada pala durante un instante.

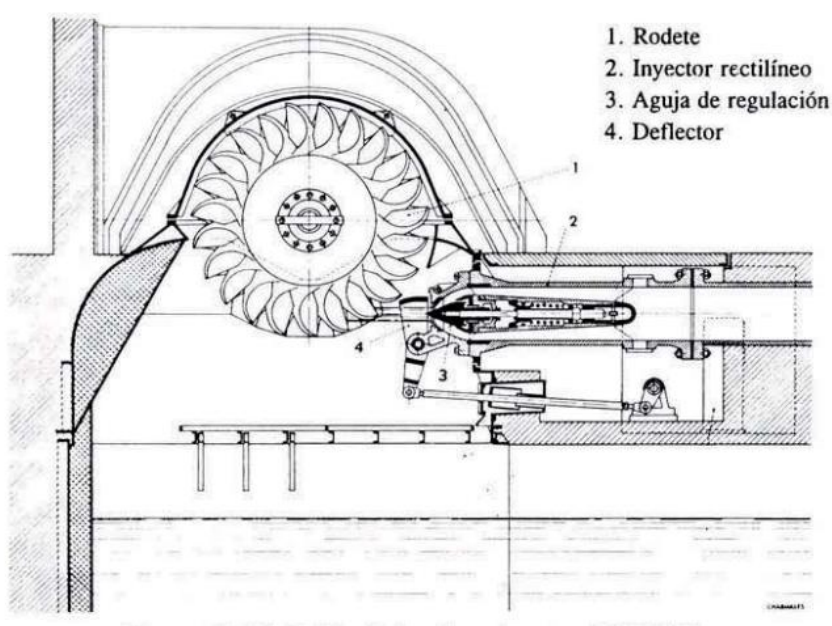


Figura 3.7: Turbina Pelton de 1 inyector. [1]

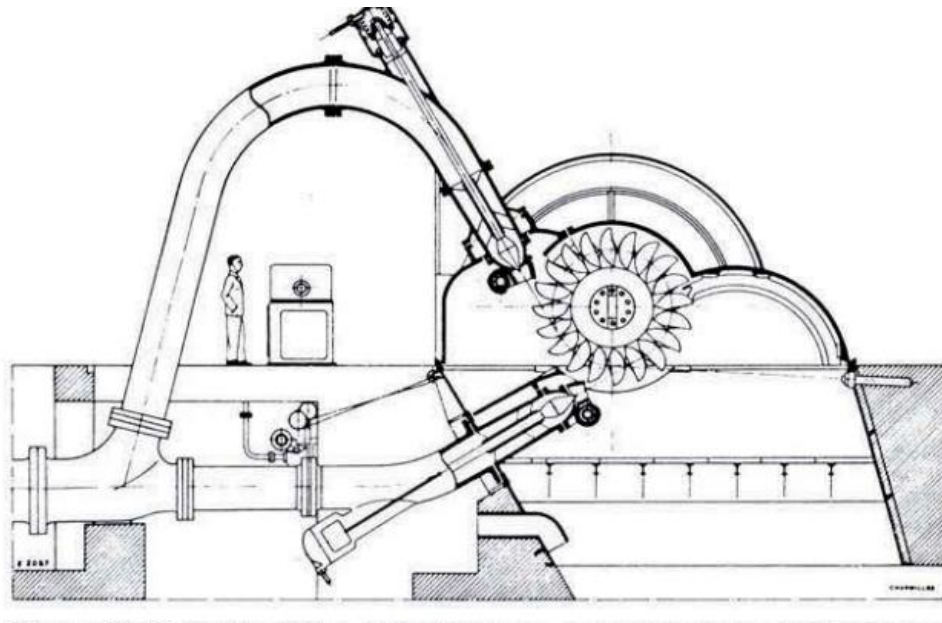


Figura 3.8: Turbina Pelton de 2 inyectores. [1]

Este tipo de turbinas es usado normalmente para grandes saltos de agua, que se traten también de un caudal de agua pequeño. Operan de manera que el agua llega a la cámara de distribución, la cual reparte a los diferentes distribuidores. Después, el agua entra en una o más boquillas o inyectores, que provocan la aceleración de esta, golpeando después las palas produciendo así la rotación del eje de la turbina. Las palas de esta turbina fueron diseñadas para que el chorro de agua gire un ángulo de casi 180° en la pala, provocando así que el agua abandonase la pala casi en la misma dirección en la que entró, eso si, a una escasa velocidad, ya que la mayoría de la energía cinética se ha traspasado al eje de la turbina en forma de energía mecánica.

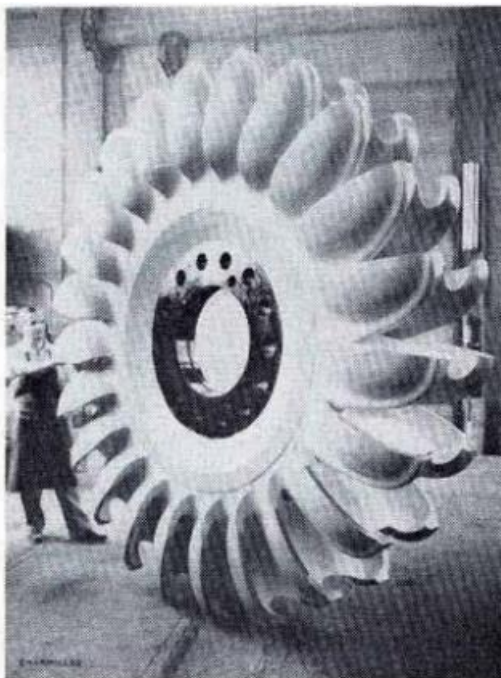


Figura 3.9: Álabes de turbina Pelton. [1]

3.3.2 Turbina Francis

Este tipo de turbina fue desarrollada por James Bicheno Francis en el siglo XIX. Es el tipo más común de turbina que se puede encontrar en las plantas de generación de energía a través de un flujo de agua.

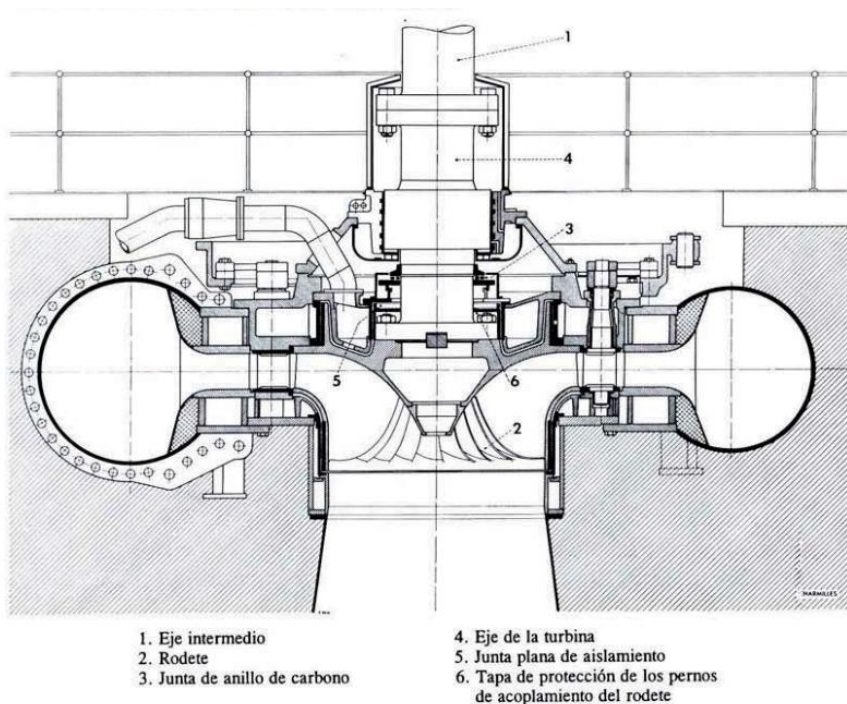


Figura 3.10: Turbina Francis. [1]

La turbina Francis es una turbina de reacción, debido a que la presión del fluido varía a través de su paso por el rodete. Son turbinas que pueden ser diseñadas para un amplio rango de caudales y saltos, con un diseño hidrodinámico que garantiza el alto rendimiento debido a las bajas pérdidas hidráulicas, alcanzando normalmente valores de rendimiento superiores al 90% en condiciones óptimas de trabajo. Algunas características a tener en cuenta sobre estas turbinas es que son muy robustas, tienen un bajo coste de mantenimiento, pero al mismo tiempo no se recomienda su instalación en grandes saltos de agua ni en variaciones grandes de caudal.

Los saltos de agua donde se haya la óptima la utilización de este tipo de turbinas son en los saltos medios, entre los 25 y los 450-500 metros, y en las velocidades específicas de entre 70 y 400 rpm.

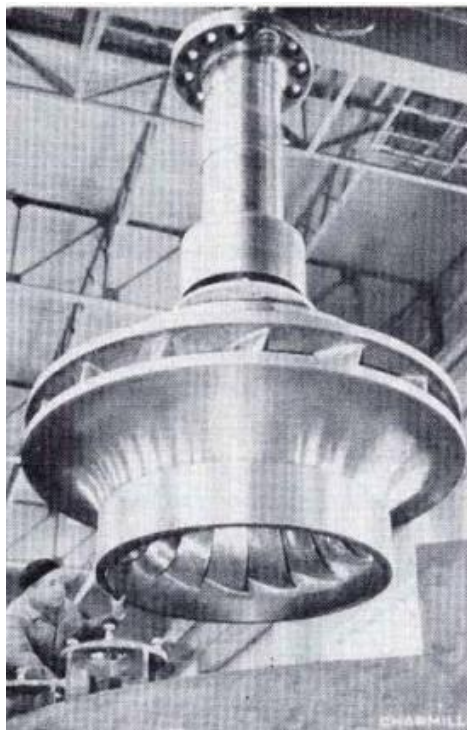


Figura 3.11: Rodete turbina Francis. [1]

3.4 Turbina Kaplan

La turbina Kaplan es una turbina axial, de reacción, es básicamente una hélice, en la es posible orientar los álabes dependiendo del flujo en cada instante. Gracias a esta

capacidad de regulación, mediante el grado de inclinación de los álabes, este tipo de turbinas puede mantener un alto rendimiento incluso desviándose del valor del flujo nominal.

Esta turbina fue desarrollada en 1913 por el austriaco Viktor Kaplan. Estas turbinas son capaces de trabajar con rendimientos de hasta el 90% en un muy amplio rango de caudales, es por esto, por lo que algunas de estas turbinas se construyen con doble regulación y disponen de álabes móviles tanto en el rodete como en el distribuidor.

Estas turbinas suelen utilizarse para caídas máximas de alrededor de 80 metros, denominados como saltos de agua pequeños, pero, por lo contrario, debido a que sus velocidades específicas abarcan desde las 300 hasta las 850 rpm aproximadamente, se requerirán caudales mayores que en las dos anteriores tipologías de turbinas.



Figura 3.12: Turbina Kaplan. [12]

Este tipo de turbina será el cual se diseñará, y posteriormente simulará en este trabajo, mediante el uso de la dinámica de fluidos computacional, debido principalmente a la gran polivalencia y capacidad de adaptación a muchos tipos diferentes de entorno.

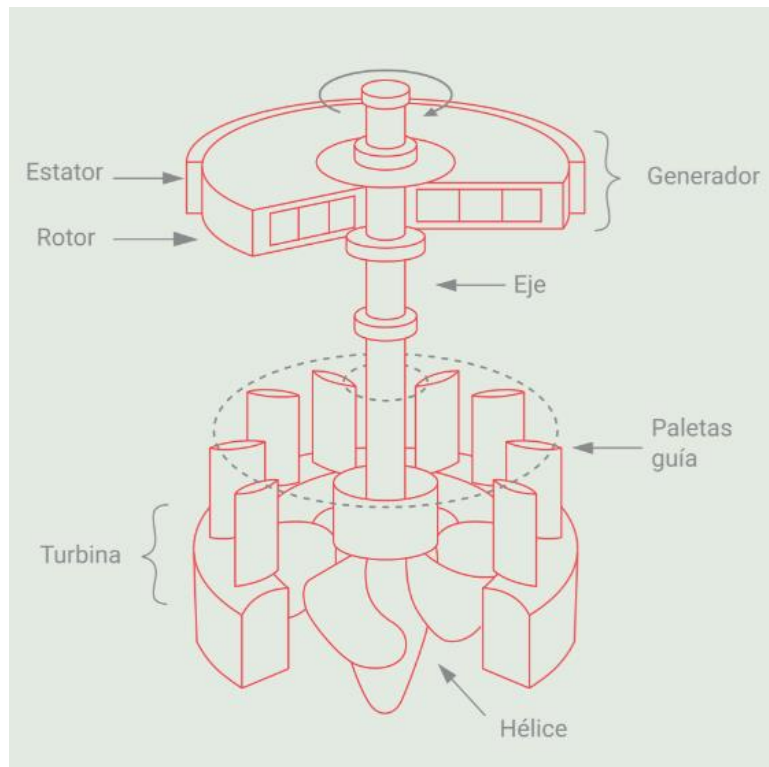


Figura 3.13: Partes de turbina Kaplan. [12]

En el siguiente apartado, se irán introduciendo algunos de los cálculos necesarios para el dimensionamiento y posterior diseño de la turbina, que en este caso estarán particularizados para la turbina Kaplan.

3.4.1 Potencias

- Potencia teórica: Se trata de la potencia que el rodete absorbe a través del intercambio de energía entre los alabes y el fluido. También es referida como potencia neta, depende de la altura neta y del caudal:

$$P = \rho g Q H \quad (3.2)$$

- Potencia útil: Definida como la potencia que se transfiere al eje del generador acoplado a la turbina, depende del momento mecánico M y del número de revoluciones del eje n . Se calcula

$$P_u = \frac{\pi}{30} n * M \quad (3.4)$$

- Potencia interna: Se define como la suma de la potencia útil y las pérdidas mecánicas, es decir, es la potencia suministrada por el rodete sin tener en cuenta las pérdidas mecánicas.

$$P_{interna} = P_u + P_m \quad (3.5)$$

3.4.2 Pérdidas

Las pérdidas en las turbinas se pueden clasificar en tres grupos:

3.4.2.1 Pérdidas hidráulicas

Son las pérdidas que más se deben tener en cuenta en las máquinas hidráulicas, las principales son:

- Pérdidas por rozamiento: son aquellas pérdidas producidas por la rugosidad de las superficies con las que el fluido entra en contacto, debido a que no son completamente lisas. También se consideran dentro de este grupo las pérdidas por rozamiento de forma, las cuales son causadas por la variación de la velocidad del flujo.
- Pérdidas por choque: Se deben principalmente a las turbulencias que aparecen en el fluido a través de su paso por la turbina, debido a que es energía que no podrá aprovecharse. Gracias a la doble regulación de las turbinas Kaplan, estas pérdidas pueden ser minimizadas ajustando los ángulos de los álabes tanto del distribuidor como del rodete.

3.4.2.2 Pérdidas volumétricas

Las pérdidas volumétricas son aquellas producidas por fugas en el recorrido del fluido, que causan una pérdida de caudal. Causando así que parte del caudal no sea aprovechado y por lo tanto que no pueda transmitir la energía de flujo al rodete. Se tratan de pérdidas internas.

3.4.2.3 Pérdidas Mecánicas

Las pérdidas mecánicas pertenecen a las pérdidas externas, y se producen debido al rozamiento entre los componentes mecánicos, como en las rotaciones de los ejes al rozar con los cojinetes.

3.4.4 Rendimientos

- Rendimiento hidráulico: el cual solo tiene en cuenta las pérdidas de altura total:

$$\eta_h = \frac{H}{H_u} \quad (3.6)$$

- Rendimiento volumétrico: tiene en cuenta todas las pérdidas volumétricas:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_e + q_i} \quad (3.7)$$

- Rendimiento interno: teniendo en cuenta solo las pérdidas internas, es decir, las volumétricas y las hidráulicas:

$$\eta_i = \frac{P_i}{P} = \eta_h * \eta_v \quad (3.8)$$

- Rendimiento mecánico: considerando solo las pérdidas mecánicas.

$$\eta_m = \frac{P_i}{P} \quad (3.9)$$

- Rendimiento total: En el cual se engloban todas las pérdidas previamente mencionadas:

$$\eta_m = \frac{P_u}{P} \quad (3.10)$$

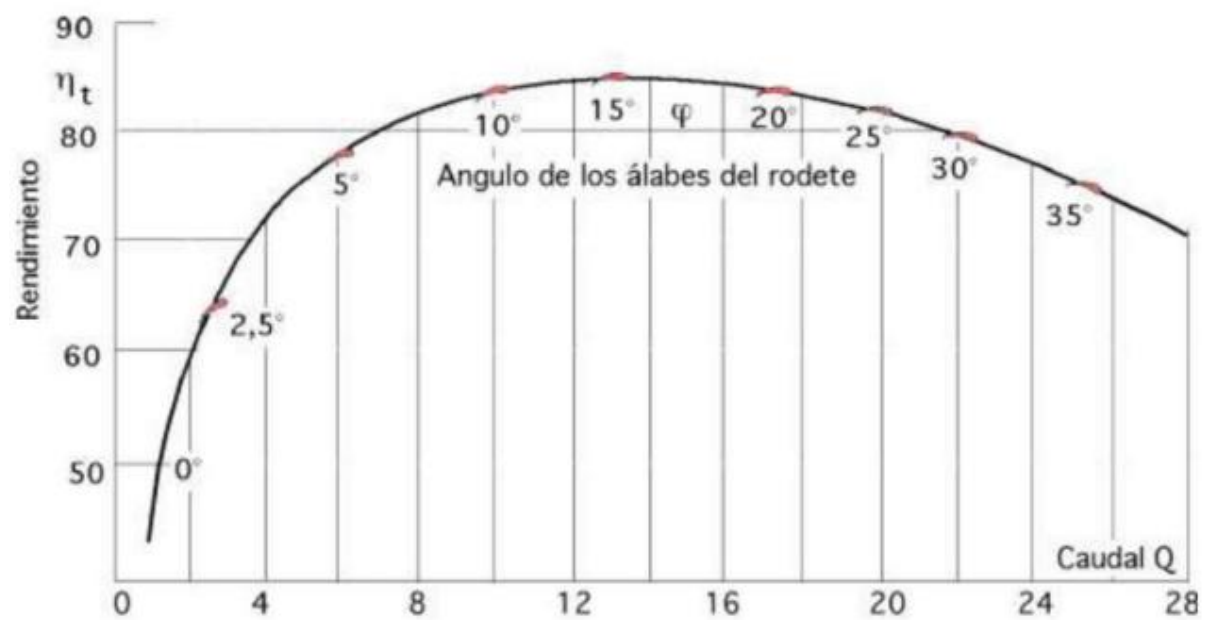


Figura 3.14: Gráfica Caudal-Rendimiento. [17]

4 CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Una central hidroeléctrica se trata de una central en la que, a partir de la energía potencial de un agua almacenada, ya sea procedente de un río o un embalse, esta energía potencial se transforma en energía cinética que a su paso por una turbina pasa a ser energía mecánica y posteriormente mediante un generador, energía eléctrica. Se verán por tanto los tipos de centrales hidroeléctricas que existen, y además se hará una introducción a la central escogida para la realización del trabajo, explicando así el tipo de central hidroeléctrica al que pertenece, y comentando los parámetros necesarios para el posterior diseño de la turbina. También es preciso comentar, que, pese a que la electricidad que se genera en estas centrales siempre se ha considerado como energía limpia, la infraestructura que necesitan estas centrales puede llegar a generar un gran impacto ambiental. Alterando el territorio y llegando a poder modificar los ciclos de vida de tanto flora como fauna. Es por ello que cada vez se intenta recurrir a centrales eléctricas más pequeñas y eficientes, haciendo así que ese impacto ambiental que se estaba produciendo sea cada vez menor.

4.1 Tipos

4.1.1 Centrales de bombeo o reversibles

Estas centrales disponen de dos embalses, los cuales están situados a dos cotas diferentes. Estas centrales poseen una gran versatilidad. Ya que, en horas de alta demanda, funcionan como una central hidroeléctrica convencional. Sin embargo, cuando la demanda de energía es baja, estas centrales pueden ser usadas para almacenar energía, ya que el agua almacenada en el embalse de cota inferior es bombeada al embalse superior, y, por lo tanto, podrá ser utilizada nuevamente en momentos de alta demanda cuando sea necesario. Estas centrales suelen utilizar turbinas reversibles, pudiendo trabajar como bomba o turbina dependiendo de la situación.

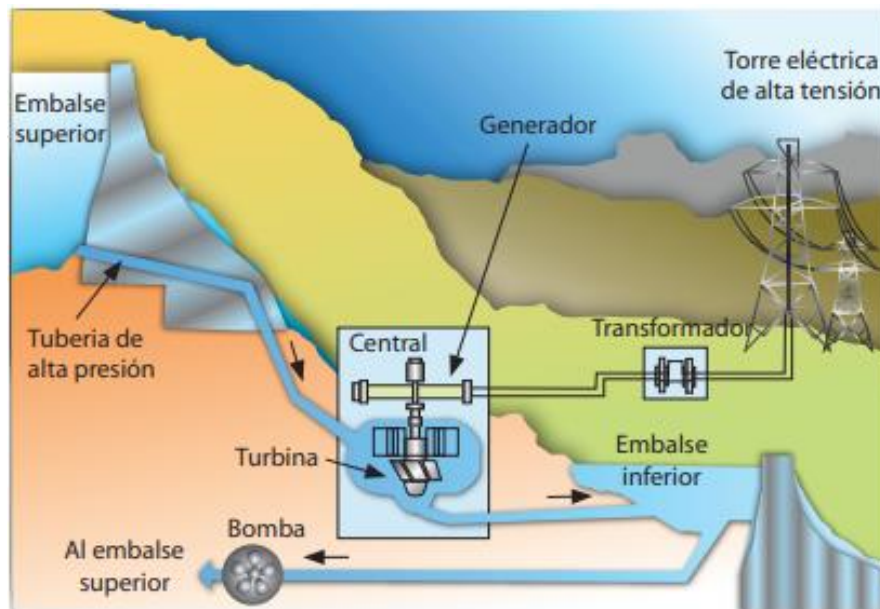


Figura 4.1: Central de bombeo. [15]

4.1.2 Centrales de agua fluyente

Son centrales cuya característica principal es que presentan poco desnivel en el terreno, no poseen embalse y por lo tanto el salto de agua será reducido. Se construyen en el propio cauce del río, siguiendo su descenso. Debido a no tener embalse, el caudal del agua no podrá ser constante y asegurarse durante todo el año, por lo que desarrollarán su potencia máxima durante la época de precipitaciones abundantes y durante la época de menores precipitaciones disminuirán su producción de energía, pudiendo llegar a ser esta nula.



Figura 4.2: Central de agua fluyente. [14]

4.1.3 Centrales de embalse

Estas centrales se caracterizan por contar con una o más presas, las cuales forman embalses donde es posible almacenar un gran volumen de agua. La gran ventaja que ofrece disponer de un embalse es que las centrales tendrán agua almacenada disponible para generar energía durante todo el año, incluyendo las épocas de sequía. Al contrario que las centrales de agua fluyente, debido a que estas centrales suponen la construcción de una o varias presas, conllevan una inversión mucho mayor, y a su vez un impacto medioambiental, sin embargo, tienen mayor versatilidad, como se ha mencionado previamente. Estarán disponibles para generar energía durante todo el año. Dentro de este grupo podemos distinguir dos tipos de centrales de embalse:

- Centrales a pie de presa: en estas centrales, la presa se construye en un tramo del río cuyo desnivel es considerable, y la sala con las turbinas se sitúa después de la presa.

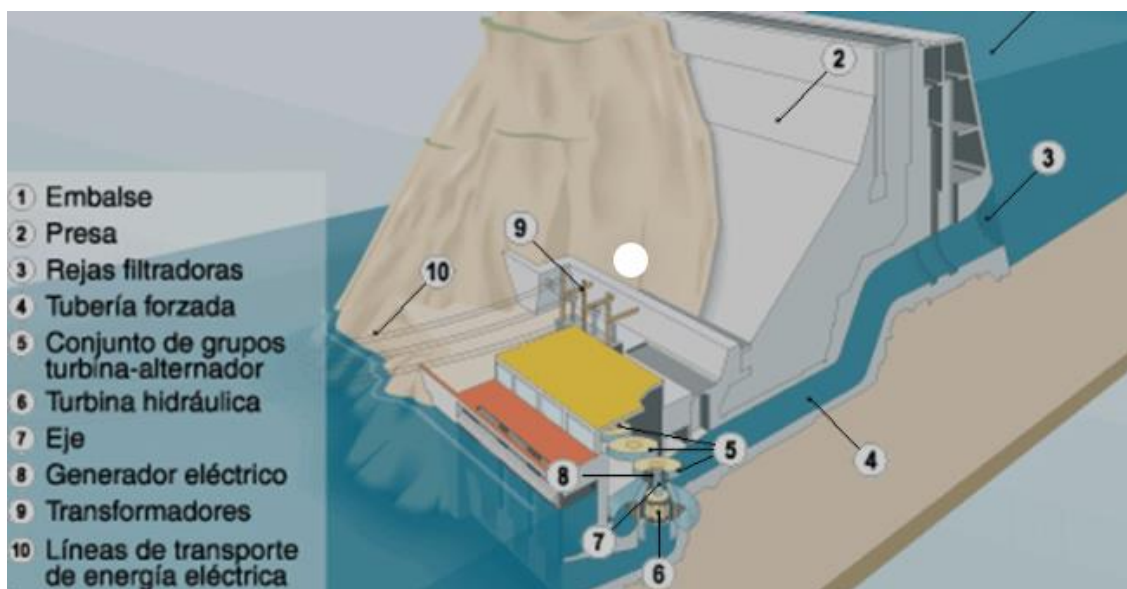


Figura 4.3: Central de embalse. [16]

- Centrales por derivación de aguas: en este caso, se hace uso de una pequeña presa para desviar el agua del río, intentando perder el menor desnivel posible. Seguidamente esa agua llega hasta un depósito llamado cámara de carga, y de aquí pasa a la sala de turbinas a través de una tubería forzada. Siendo posteriormente el agua devuelta a su cauce natural.

4.2 Central hidroeléctrica La Flor

La central hidroeléctrica de La Flor es una central de agua fluyente, situada en el municipio de Reocín, en Cantabria, a orillas del río Saja. Fue adquirida 1890 con el objetivo de generar electricidad para la ciudad de Torrelavega y a las minas cercanas de Udías y Reocín. Previamente esta central había funcionado como molino de harina, y fue en 1895 cuando la Compañía General de Electricidad Montaña S.A., compró el molino para así reconvertirlo en central hidroeléctrica [19]. Se encuentra situada a unos seis kilómetros de la ciudad aproximadamente.



Figura 4.4: Central de La Flor. [18]

No fue hasta 1993, cuando la empresa Ibérica de Minicentrales se hizo cargo de la central, y se cambió la antigua disposición, formada por turbinas Francis, a una nueva formada únicamente por una turbina Kaplan de $6,6 \text{ m}^3/\text{s}$ de caudal, y un salto de 8,49 metros.

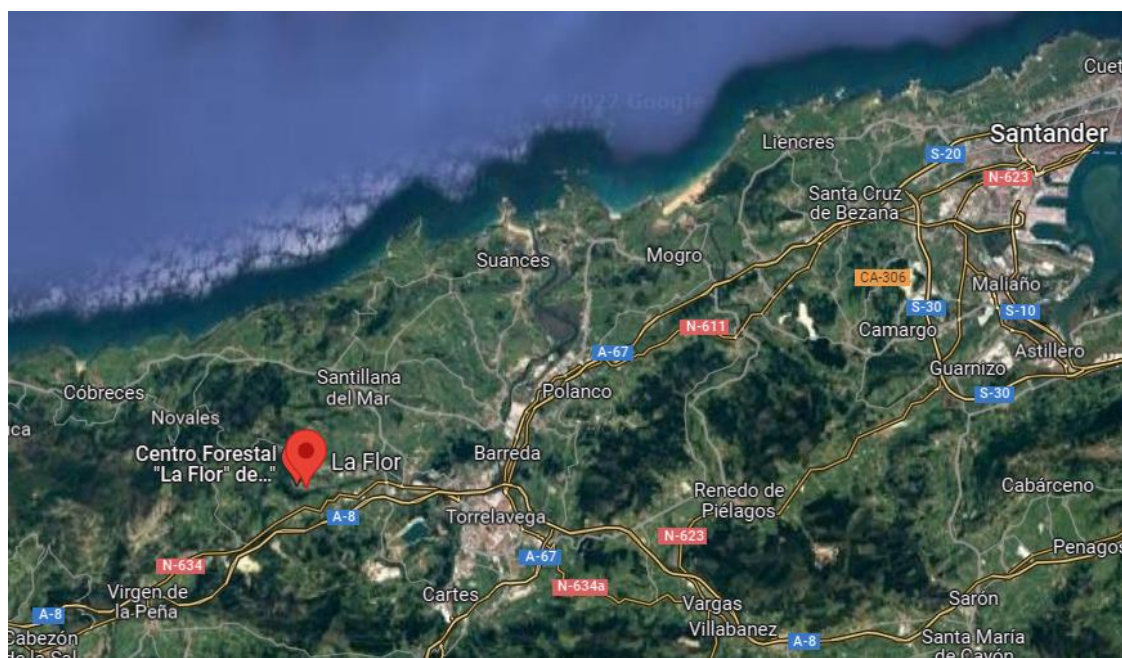


Figura 4.5: Localización central de La Flor. [18]

Desde mediados del 2018 es la empresa Endesa S.A. quien está coordinando y explotando la central. La energía que se genera en esta central es posteriormente transportada y distribuida a Torrelavega por la empresa Viesgo.

El equipamiento del que dispone la central es de una turbina Kaplan vertical de 464 KW y un alternador asíncrono de 400 KW (660 V). Y la producción estimada de esta central es de unos 2500 MWh/año, y una potencia instalada de 400 KW.

Esta será la central en la cual se centre el proyecto, en diseñar y posteriormente simular la turbina Kaplan de esta central hidroeléctrica. La principal razón por la que ha sido elegida es debido a que se encuentra en Cantabria y lleva detrás una gran historia de innovación hasta convertirse en la central que es hoy en día, habiendo partido inicialmente de un molino de agua situado en ese mismo lugar.

5 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

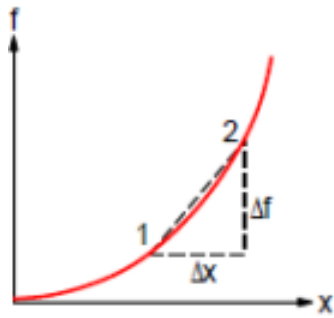
Para la realización del proyecto, se ha tenido que hacer uso de un software para resolver las distintas ecuaciones por las que se rige el comportamiento de los fluidos, para ello el software elegido ha sido Ansys Fluent. Este programa tiene su base teórica en la dinámica de fluidos computacional (CFD), y será el cual se utilice para llevar a cabo la simulación de la turbina Kaplan. Antes de proceder al diseño y simulación de la Turbina, se detallarán los principios, y los diversos usos de la dinámica de fluidos computacional, a la que se hará referencia como (CFD). Mediante este software se podrá realizar también la geometría de la turbina, definir el mallado y finalmente proceder a la resolución.

5.1 Funcion

El CFD el uso de métodos matemáticos y ordenadores para realizar estudios de flujos de fluidos y resolver problemas de hidráulica en general. Este método de resolución tiene la gran ventaja de analizar el sistema completo, incluyendo así tanto el comportamiento de los fluidos, los fenómenos físicos, el flujo, como la transferencia de calor producida en estas interacciones, etc.

Gracias a esto, el CFD tiene infinidad de aplicaciones en la industria y la investigación, en campos como la aerodinámica, la hidrodinámica, procesos químicos (simulación de combustiones), aplicaciones médicas (simulación de flujos de sangre), etc. Ya que gracias al CFD, y poder obtener resultados previamente mediante una simulación, permitirá que no sea necesaria la construcción del producto final hasta que los resultados analizados con CFD sean los deseados. Esto ira incrementando cada vez más, debido a la gran velocidad con la que se desarrolla la computación.

El CFD, para realizar la solución de los sistemas de ecuaciones, hace una discretización de las variables que son usadas, con el objetivo de limitar el número de nodos a un número finito.



$$\frac{df}{dx} \approx \frac{\Delta f}{\Delta x} = \frac{f_2 - f_1}{x_2 - x_1}$$

Figura 5.1: Linealización. [2]

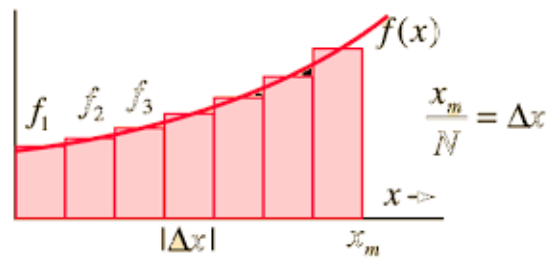


Figura 5.2: Discretización. [2]

Del mismo modo también se discretizan las ecuaciones de movimiento, y las derivadas se convierten así en aproximaciones algebraicas, sin embargo, al realizar esta operación puede que estas sean no lineales, por lo que habrá que linealizarlas primero antes de proceder a su resolución.

5.2 Métodos de discretización

El programa hace uso de ecuaciones basadas en las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento, y energía. En este caso particular de estudio, estas serán las tres ecuaciones necesarias, sin embargo, si por el contrario, se estuviese trabajando con fluidos no homogéneos, se requeriría del uso de más ecuaciones.

Estas ecuaciones, matemáticamente pueden ser expresadas de forma integral, o bien diferencial.

- Ecuaciones integrales: En ellas se considera el cambio del valor de una variable, en un determinado volumen finito de control.
- Ecuaciones diferenciales: Estas, por el contrario, indican, en regiones sin discontinuidades lo que sucede en cada punto, y no en un volumen total de control.

Es en la aproximación de la forma diferencial de las ecuaciones, en la que se basa el método de las diferencias finitas.

5.2.1 Método de las diferencias finitas

El método de las diferencias finitas es un método de discretización que está basado en las funciones de Taylor. La discretización se realiza como se muestra en la figura:

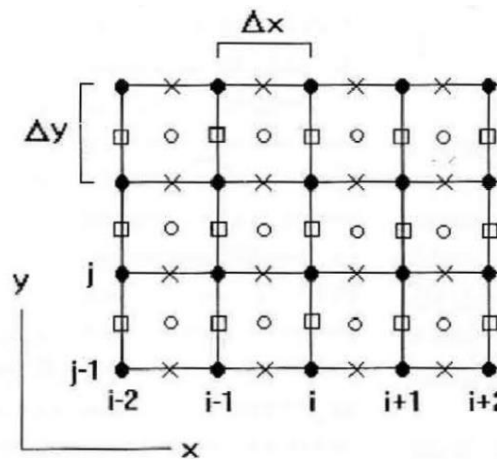


Figura 5.3: Nodos de discretización. [2]

$$0 = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \approx \frac{u_{i+1,j} - u_{i-1,j}}{2\Delta x} + \frac{v_{i,j+1} - v_{i,j-1}}{2\Delta y}$$

Figura 5.4: Discretización. [2]

Cabe mencionar también, que este método requiere de una malla que disponga de una estructuración adecuada.

5.2.2 Método de los elementos finitos

Este método hace uso de funciones simples a trozos, como pueden ser funciones lineales o cuadráticas para así describir las variaciones locales de las incógnitas. La solución es expresada como suma ponderada de las funciones de forma, como se puede observar:

5.2.3 Métodos de los volúmenes finitos

El método de los volúmenes finitos es el cual usan diversos softwares de CFD como es el caso de Fluent, mediante el cual se realizará la resolución de los cálculos de la turbina de este trabajo. En este método, es sobre las ecuaciones integrales sobre las que se realiza la discretización, concretamente, se aplica la conservación en cada

volumen finito de control. Su principal razón de uso es que este método es flexible en cuanto a los tipos de fluido y las geometrías.

El proceso para la realización de este método es el siguiente:

- 1: Se debe definir la geometría por la cual circula el fluido.

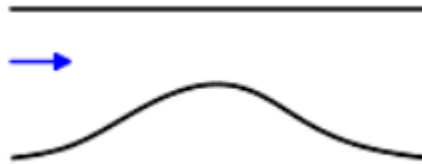


Figura 5.5: Definición de geometría. [2]

- 2: Se divide esta geometría en celdas pequeñas, creando así una malla.

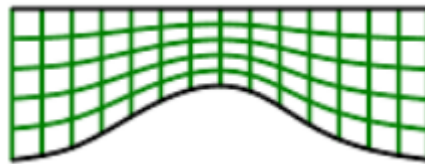


Figura 5.6: Creación del mallado. [2]

- 3: Se obtiene el conjunto de ecuaciones algebraicas, esto se consigue como se ha mencionado previamente, discretizando las ecuaciones y por lo tanto aproximando así los valores en los diferentes nodos.

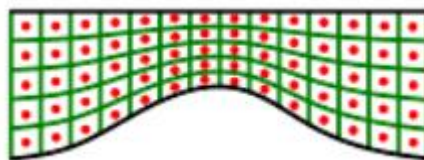


Figura 5.7: Nodos en la malla. [2]

- 4: Finalmente se procede a resolver el sistema de ecuaciones planteado en el paso 3.

$$\begin{pmatrix} \text{---} \\ \text{---} \\ \text{---} \\ \text{---} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \phi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b \end{pmatrix}$$

Figura 5.8: Sistema de ecuaciones obtenido. [2]

5.3 Metodología de Resolución

Una vez ya se tiene definido el problema, el cual en nuestro caso se trata de la simulación de una turbina Kaplan, se debe de hacer uso de un software de CFD para realizar esta solución. En este caso en concreto, se hará uso de Ansys Fluent para realizar esta simulación. Como ya se ha comentado, este software trabaja mediante el método de los volúmenes finitos, y para proceder a la resolución del problema se deberán seguir los siguientes pasos:

- Pre-proceso: En este primer paso, se realizará la entrada de los valores iniciales que serán necesarios para resolver el problema. Seguidamente será necesaria la creación de la geometría, la que, particularizada para este caso concreto, será la turbina con los álabes y el rodete. Una vez se tiene ya la geometría, se realizará el mallado, dividiendo la geometría en una serie de volúmenes de control.
Seguidamente se seleccionarán las propiedades del fluido en cuestión, además de los fenómenos físicos a los que este será sometido. Por último, se crearán las condiciones de contorno de los volúmenes finitos que conforman el mallado para que pueda ser posible la resolución de las ecuaciones.
- Solver: Se trata de la parte en la cual, serán aplicados los métodos de discretización para la realización de la solución del problema. Es el elemento principal del software de CFD. Sus principales funciones son: la discretización de las distintas ecuaciones para obtener la solución más óptima posible, eso sí, siempre teniendo en cuenta unos valores de precisión mínimos.
- Post.procesado: Finalmente, es en este apartado, en el cual, a partir de las soluciones que previamente se habían obtenido en el Solver, el post.procesador se encarga de obtener expresiones numéricas y gráficas de los parámetros que interesan para el estudio, pudiendo también, dependiendo del software crear representaciones 3D de los parámetros que se quieren estudiar.

5.4 Ecuaciones

Como previamente se ha comentado, la dinámica de fluidos se rige las ecuaciones de conservación de masa, movimiento y energía, lo cual se cumple cuando se refiere a fluidos homogéneos, como es este caso. Trabajando con el método de los volúmenes finitos, si se trabaja con volúmenes fijos de control, las ecuaciones serán vistas en su forma conservativa, siendo el caso contrario si se tratase de volúmenes finitos que cambian en forma y posición con el fluido, en ese caso se verían en su forma no conservativa. Debido a la complejidad que presenta la obtención de las ecuaciones para el caso no conservativo, no será el que se aplique en el trabajo.

Cabe también mencionar que, para la obtención de las ecuaciones, el fluido se considerará un medio continuo, teniendo solo en cuenta el comportamiento macroscópico de este. Velocidad, presión, temperatura y densidad serán las propiedades que definan al fluido.

5.4.1 Ecuación de conservación de masa

Se debe partir del siguiente volumen de control, para obtener la ecuación de conservación de la masa. Analizando el volumen y haciendo equilibrio de la masa que sale y entra en el volumen de control mostrado:

Como se puede ver en la imagen, realizando el equilibrio en el volumen de control, hay producida una variación de la masa en función del tiempo, y por tanto la ecuación quedaría de la siguiente manera:

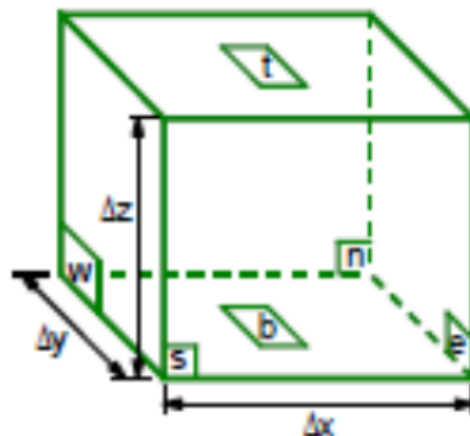


Figura 5.9: Volumen de control. [2]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{(\rho u)_e - (\rho u)_w}{\Delta x} + \frac{(\rho v)_n - (\rho v)_s}{\Delta y} + \frac{(\rho w)_t - (\rho w)_b}{\Delta z} = 0 \quad (5.1)$$

Si se tienden los límites $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ a 0, se trabaja entonces con volúmenes de control diferenciales:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (5.2)$$

Y finalmente si tenemos en cuenta, que la densidad es constante a lo largo del tiempo, el término de la ecuación que la comprende se elimina quedando:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (5.3)$$

5.4.2 Ecuación de la cantidad de movimiento

Para la obtención de la ecuación de la cantidad de movimiento, se procederá en este caso a trabajar con las fuerzas aplicadas sobre el volumen de control infinitesimal.

Se realizará sobre el por lo tanto el equilibrio de fuerzas, obteniendo el sumatorio total en cada dirección. Siendo las fuerzas a tener en cuenta, la de gravedad y la de presión. Partiendo de la siguiente figura en la que podemos apreciar el volumen de control referido, se procede a realizar el equilibrio, particularizando para la componente X introduciendo ya la fórmula del volumen:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{(\rho u u)_3 - (\rho u u)_1}{\Delta x} + \frac{(\rho u v)_2 - (\rho u v)_4}{\Delta y} + \frac{(\rho u w)_5 - (\rho u w)_6}{\Delta z} \\ = -\frac{p_e - p_w}{\Delta x} + f v \end{aligned} \quad (5.4)$$

Si ahora se considera el elemento como diferencial, y se tienden $\Delta x, \Delta y$ y Δz a 0:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial \rho u}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial x} - \mu \nabla^2 u = 0 \quad (5.5)$$

5.4.3 Ecuación de la conservación de energía

Para obtener la ecuación de la conservación de la energía, se parte de la ecuación de la primera ley de la termodinámica, la cual dicta que, en un sistema cerrado, el cambio de energía que se produce en dicho sistema viene dado por la suma del trabajo realizado sobre ese sistema y la transferencia neta de calor que hay desde o hacia el sistema en cuestión.

Particularmente, para el caso de estudio de este trabajo, se despreciarán tanto los efectos del calor como los de la temperatura, debido a que no son relevantes en cuanto al comportamiento de las turbomáquinas.

Pese a todo, esta ecuación también es relevante a la hora de resolver los problemas en el Solver y por lo tanto se tendrá en cuenta la ecuación de la energía en función de la temperatura:

$$\frac{\partial (\rho h)}{\partial t} + \nabla \rho v h = \nabla h \nabla T + S_h \quad (5.6)$$

5.5 Adimensionalización

En el campo de la mecánica de fluidos, la adimensionalización nos permite tener una serie de ventajas a la hora de resolver los problemas. Pudiendo así trabajar con estos parámetros adimensionales en vez de con las magnitudes físicas reales.

Esto aporta a la resolución una serie de ventajas, como pueden ser:

- Los problemas que son dinámicamente semejantes, es decir, los cuales tienen fuerzas actuando en puntos similares y son semejantes geométricamente,

tendrán los números adimensionales iguales, y por tanto se resolverán de igual forma.

- Otra ventaja importante, es que permite reducir el número de parámetros relevantes, lo que ayuda a visualizar mejor la solución.

Mediante el Teorema de Buckingham, se podrá determinar el número de parámetros adimensionales necesarios para la resolución del problema.

Si se sabe que intervienen “n” magnitudes físicas, y “m” de ese número total de ecuaciones son fundamentales, el número de parámetros adimensionales se podrá calcular como n-m.

- Estas variables adimensionales, permiten trabajar con una mayor precisión numérica, debido a que tienen un orden de magnitud similar.

Los números adimensionales más utilizados son los siguientes:

Número adimensional	Símbolo y definición	Significado físico	Observaciones
Strouhal	$St = \frac{L_a}{V_a t_a}$	$\frac{\text{Tiempo de residencia}}{\text{Tiempo característico}}$	$St \ll 1$: Movimiento casi-estacionario
Reynolds	$Re = \frac{\rho_0 V_0 L_0}{\mu_0}$	$\frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}}$	$Re \gg 1$: Movimiento ideal $Re \ll 1$: Movimiento reptante Caracteriza transición a la turbulencia
Mach	$M = \frac{V_a}{a_a}$	$\frac{\text{Velocidad característica}}{\text{Velocidad del sonido}}$	$M^2 \ll 1$: Movimiento incompresible
Froude	$Fr = \frac{V^2}{g_0 L_0}$	$\frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas gravitatorias}}$	$Fr \gg 1$: Fuerzas gravitatorias despreciables
Prandtl	$Pr = \frac{\nu_a}{\alpha_a}$	$\frac{\text{Difusión viscosa (fricción)}}{\text{Conducción de calor}}$	Gases y líquidos comunes: $Pr = O(1)$ Metales líquidos: $Pr \ll 1$ Aceites, glicerina, ... : $Pr \gg 1$
Peclet	$Pe = Re Pr$	$\frac{\text{Convección energía interna}}{\text{Conducción de calor}}$	$Pe \gg 1$: Conducción de calor despreciable

Figura 5.10: Números adimensionales. [20]

Nombre	Símbolo	Expresión	Significado físico
Nusselt	Nu	$\frac{hL}{k}$	$\frac{\text{Calor transmitido por conducción y convección}}{\text{Calor transmitido por conducción}}$
Stanton	$St = Nu/Pe$	$\frac{h}{\rho c_p V}$	$\frac{\text{Calor transmitido por conducción y convección}}{\text{Calor transmitido por convección}}$

Figura 5.11: Números adimensionales adicionales. [20]

Euler	Eu	$\frac{\Delta p}{\rho V^2}$	$\frac{\text{fzas. de presión}}{\text{fzas. de inercia}}$
Froude	Fr	$\frac{V^2}{gL}$	$\frac{\text{fzas. de inercia}}{\text{fzas. de gravedad}}$
Grashof	Gr	$\frac{\rho^2 L^3 g \bar{\beta} \Delta T}{\mu^2}$	$\frac{(\text{fzas. de inercia})(\text{fzas. de convección térmica})}{(\text{fzas. de rozamiento viscoso})^2}$
Grashof de concentración	Gr_{AB}	$\frac{\rho^2 L^3 g \bar{\xi}_A \Delta \rho_A}{\mu^2}$	$\frac{(\text{fzas. de inercia})(\text{fzas. de convección concentración})}{(\text{fzas. de rozamiento viscoso})^2}$
Weber	We	$\frac{\rho V^2 L}{\sigma_s}$	$\frac{\text{fzas. de inercia}}{\text{fzas. de tensión superficial}}$

Figura 5.12: Números adimensionales adicionales. [20]

5.6 Aproximación y simplificación de las ecuaciones

Previamente se han presentado y comentado, las ecuaciones por las que se rige y en las que se sustenta la dinámica de fluidos, conservación de masa, cantidad de movimiento y conservación de energía. Estas tres ecuaciones son tridimensionales, estacionarias, compresibles, acopladas, no lineales, y con termino de viscosidad.

Seguidamente, se presentará como estas ecuaciones se pueden simplificar según el caso que se presente.

5.6.1 Flujo incomprensible o compresible

Se puede considerar un flujo compresible, cuando la variación de temperatura o presión cause cambios en la densidad del fluido, si por el contrario, la densidad del fluido no varía, se trataría de un fluido incomprensible.

En el caso particular de este trabajo, el fluido a tratar será el agua líquida, esto quiere decir que se tratará de un fluido incomprensible, debido a que es como se trata comúnmente a los líquidos y a los gases a velocidades mucho menores que las del sonido.

Debido a que trataremos como ya se ha comentado, con un fluido incomprensible, determinará la forma en la que serán resueltos los problemas en el programa de CFD.

Esto se debe a que, al ser incomprensible, nos condicionará en que a la hora de resolver el problema en Ansys, se deberá optar por el método de la presión, en caso contrario, de ser el fluido comprensible, Ansys usaría el método basado en la densidad para la resolución.

Esto permitirá simplificar el cálculo de las ecuaciones, al poder sacar el término de la densidad de las derivadas, debido a que es constante.

5.6.2 Dimensionalidad del flujo

A la hora de la resolución de las ecuaciones con Ansys, dependiendo de si el flujo se encuentra en dos o tres dimensiones, se verán requeridas diferentes cantidades de recursos.

Cuando el flujo con el que se trabaja es tridimensional, aumentarán el número de incógnitas a resolver, y por lo tanto, computacionalmente resultará más complicado de resolver para el programa.

Normalmente, la clave que mostrará si el flujo será bidimensional o tridimensional, será la geometría que se esté tratando.

En el caso particular de este trabajo, el flujo será tridimensional, debido a que la geometría de los álabes y el rodete son tridimensionales.

5.6.3 Flujo estacionario o no estacionario

Que el flujo sea o no sea estacionario, dependerá de si el patrón de líneas de corriente permanece o no alterado a lo largo del tiempo. Todas las partículas del flujo pasarán por los mismos puntos con la misma velocidad, en modulo, dirección y sentido, y el campo de velocidades del flujo estacionario dependerá solamente de las coordenadas en el espacio.

Sin embargo, habrá régimen no estacionario cuando el patrón de líneas de corriente tenga una variación a lo largo del tiempo.

5.6.4 Flujo Viscoso o no viscoso

Llegado el momento, trabajar con un fluido considerado como no viscoso puede tener una serie de ventajas. Esto se debe a que al ser considerado como no viscoso, en las ecuaciones de Navier-Stokes el término de la viscosidad puede despreciarse, haciendo así que disminuyan las condiciones de contorno, y haciendo así que se agilice la resolución del problema. Quedando las ecuaciones de la siguiente manera:

$$\rho \frac{Du}{Dt} + \frac{DP}{Dx} - fi = 0 \quad (5.7)$$

$$\rho \frac{Du}{Dt} + \frac{DP}{Dy} - fj = 0 \quad (5.8)$$

$$\rho \frac{Du}{Dt} + \frac{DP}{Dz} - fk = 0 \quad (5.9)$$

El mayor inconveniente que esto supone es que la viscosidad tiene un efecto muy importante sobre el flujo de los fluidos, y al prescindir de ella, por muy pequeña que sea podría variar mucho el resultado, por lo tanto, solo es recomendable realizar esta aproximación cuando se trate de casos ideales.

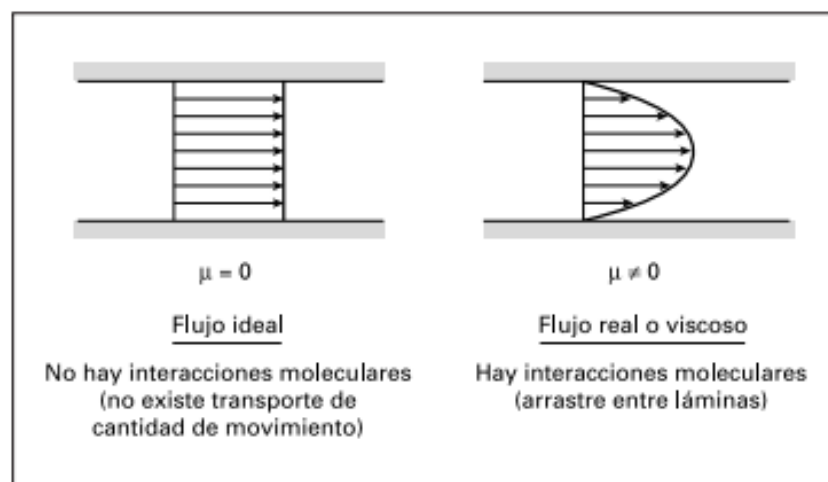


Figura 5.13: Flujo real y flujo viscoso. [20]

5.6.5 Flujo hidrostático o no hidrostático

En este apartado, comenzaremos a partir de la ecuación de la cantidad de movimiento, en concreto, de la componente vertical:

$$\rho \frac{Dw}{Dt} + \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g = f_v \quad (5.10)$$

Ahora se procede a considerar, que, para casos, en los que se extienda muy ampliamente en el plano horizontal, es decir, en los cuales haya una gran escala horizontal, la gravedad será mucho mayor que la aceleración vertical. De la misma forma, las fuerzas viscosas tendrán valores muy pequeños, por lo que se procederá a despreciarlas, quedando la expresión de la siguiente forma:

$$\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g \approx 0 \quad (5.11)$$

Ahora también se deben tener en cuenta las aproximaciones que se han realizado previamente, hay que tener en mente que, al tratarse de un fluido incomprensible, debido a que la turbina está trabajando con agua líquida, la densidad es considerada constante. Para obtener ahora la expresión que nos ofrecerá la presión en cada punto, habrá que integrar la presión teniendo en cuenta lo previamente comentado, resultando así:

$$P = P_{atmosferica} + g\rho(h - z) \quad (5.12)$$

Gracias a esta simplificación, se produce un gran ahorro de tiempo y ayuda a que el cálculo de las soluciones conlleve menos tiempo y sea más sencillo, debido a que se realiza la resolución del campo de presiones directamente, sin ser necesario resolver las ecuaciones de presiones a parte.

5.6.6 Aproximación de Boussinesq

En lo que a la densidad se refiere, esta puede sufrir variaciones significativas en su valor, esto puede deberse a factores como la temperatura, la salinidad, etc.

En el caso de suponer la densidad, como función de la temperatura, la expresión quedaría de la siguiente manera:

$$\rho = \rho_0(1 - \alpha(\theta - \theta_0)) \quad (5.13)$$

Es necesario también mencionar que, en aquellos flujos inducidos por convección natural, la densidad se supondrá constante menos en la componente Z en la ecuación de la cantidad de movimiento.

Una vez se tiene ya la expresión de la densidad en función de la variación de temperatura, mediante la aproximación de Boussinesq, se pretende tener en consideración la variación en el término de la gravedad, pero sin embargo no tenerla en cuenta en el término de la inercia. De manera que la expresión quedaría:

$$\rho_0 \frac{Dw}{Dt} + \frac{\partial P'}{\partial z} + (\rho - \rho_0)g = fv \quad (5.14)$$

Siendo $P' = P + \rho gz$, y sustituyendo también la densidad por la expresión (5.13), se obtiene finalmente:

$$\rho_0 \frac{Dw}{Dt} + \frac{\partial(P + \rho gz)}{\partial z} + \rho g \alpha(\theta - \theta_0) = fv \quad (5.15)$$

5.7 Turbulencia

Las turbulencias son fenómenos que se producen en los fluidos cuyo número de Reynolds es elevado, los cuales suponen una importante fuente de pérdidas de energía, las cuales llevan a la disminución de los rendimientos.

Estos flujos turbulentos, conforman la mayor parte de los flujos de interés en la tecnología, son los más comunes, y por tanto es necesario su estudio y su comprensión.

Fue Reynolds, en 1883, quien estableció las diferencias entre los flujos turbulento y laminar. Se puede definir un flujo turbulento por lo tanto como un flujo irregular, tridimensional, no estacionario, el cual se origina debido a la inestabilidad de flujos laminares, cuando el flujo se hace inestable a partir de un cierto valor del número de Reynolds.

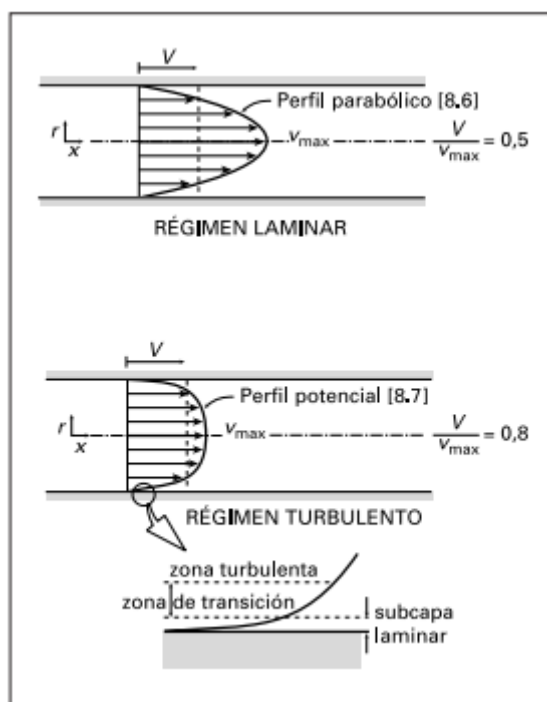


Figura 5.14: Flujo laminar y flujo turbulento. [20]

5.7.1 Cantidad de movimiento en flujo laminar y turbulento

En un flujo se pueden diferenciar principalmente dos zonas a lo largo de su desarrollo, estas zonas son: la zona de flujo laminar, y la de flujo turbulento.

Cuando se observa el movimiento del fluido en la zona de flujo laminar, las diferentes capas que conforman el fluido se encuentran en movimiento en la misma dirección y sentido, sin colisionar unas con otras. En este caso, la transferencia de cantidad de movimiento se produce debido a los esfuerzos viscosos, que causa el movimiento de capas a distintas velocidades.

Por otro lado, en el flujo turbulento, estas capas que conforman el flujo si colisionan y se mezclan unas con otras. Es esta mezcla de las diferentes capas, la que implica la transferencia de cantidad de movimiento, la cual es además más efectiva que la transferencia a través de los esfuerzos viscosos. Esto conlleva a que el campo de velocidades en el flujo turbulento sea más uniforme.

5.7.2 Modelos de turbulencia

Llegada la hora del estudio del flujo turbulento, a la hora de analizarlo encontramos una gran variedad de modelos que permitirán realizar el estudio de los flujos. La simulación de estos flujos resulta muy compleja, y dependiendo del modelo de simulación escogido esta dificultad podrá ser menor o mayor.

5.7.2.1 Modelos de viscosidad turbulenta

Para comenzar, en este modelo se parte con las dos partes de la tensión, la parte viscosa y la parte turbulenta:

$$\tau = \mu \frac{\partial U}{\partial Y} - \rho \bar{u} \bar{v} \quad (5.16)$$

Siendo la parte viscosa el primer término, y la parte turbulenta el segundo.

Dentro de los modelos de turbulencia, el modelo que usado y por tanto el más popular es el modelo de viscosidad, el que en inglés es denominado como Eddy-Viscosity Model o EVM. Se caracteriza principalmente por asumir que la parte del flujo turbulento, es proporcional al gradiente de velocidad. De esta forma consiguiendo la siguiente expresión:

$$\mu_t \frac{\partial U}{\partial Y} = -\rho \bar{u} \bar{v} \quad (5.17)$$

Pero en este caso, μ_t será la viscosidad turbulenta, quedando por tanto la expresión final de la tensión como:

$$\tau = (\mu_t + \mu) \frac{\partial U}{\partial Y} \quad (5.18)$$

Una vez obtenida la expresión de la tensión, es necesario tener en cuenta la diferencia entre las dos viscosidades. Mientras que μ por un lado, es propia del fluido en cuestión y podrá medirse en cada caso, sin embargo, μ_t es una viscosidad teoría que

se introduce, y al ser ficticia no podrá medirse y deberá ser modelada, la cual además no será constante y sufrirá variaciones con los cambios de posición.

5.7.2.2 Modelo K- ϵ

Se trata del modelo que posiblemente sea más usado en la actualidad. Se caracteriza por ser un modelo de viscosidad de torbellino con dos ecuaciones.

$$\mu_t = \rho v_t \quad (5.19)$$

$$v_t = C_\mu \frac{K^2}{\epsilon} \quad (5.20)$$

Siendo ϵ la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta, K la energía cinética turbulenta y C_μ un valor constante.

Para la determinación de los valores de ϵ (poner la letra) y K, será necesario resolver las ecuaciones de transporte. El problema radica, en que el método k- ϵ no es un único modelo, sino que pertenece a un conjunto de modelos, los cuales varían en función de los valores que se atribuyan a los coeficientes. Por lo que se podrán observar diferentes variaciones dentro de este modelo.

Dentro de esos modelos se deben destacar:

- RNG: es el método más adecuado para los casos en los que el número de Reynolds sea pequeño, esto se debe a que es un modelo especialmente adecuado para la predicción de los flujos circulares y planos. Esto es debido principalmente a que contiene modelos de viscosidad diferenciales para los flujos con números de Reynolds reducidos. Haciendo que este modelo sea preferible al estándar cuando se trate de formas complejas.
- SKE: Se trata del modelo estándar dentro de los modelos de turbulencia K- ϵ . Es el modelo más usado para todo tipo de aplicaciones industriales, debido a que se trata de un modelo suficientemente preciso y contrastado. Pese a que posee submodelos dentro del propio modelo para la comprensibilidad, la ebullición y la combustión este modelo presenta alguna limitación. Estas limitaciones se dan principalmente debido a que no se recomienda su uso para

flujos con grandes diferencias de presión y con una fuerte separación, además de que la ecuación de ϵ contiene un término que no podrá calcularse en la pared.

- RKE: Finalmente, el modelo realizable, denominado así debido a que aporta una serie de ventajas al trabajar con él. Su uso, permite ser más precisos al trabajar con flujos circulares y planos, así como asegurar una mayor precisión en los casos en los que intervengan flujos rotativos, o la diferencia de presiones sea considerable.

5.7.2.3 Modelos K-W

Los modelos K-W poseen una serie de ventajas que han causado que, en la actualidad, se hayan empezado a tener más en cuenta y a ser cada vez más utilizados a la hora de resolver los problemas de flujos. Las razones por las que han ganado tanta popularidad son varias, pero principalmente se basan en que se trata de un modelo muy preciso para un gran abanico de flujos y diferencias de presión. Al mismo tiempo, otra gran ventaja es que las ecuaciones del modelo no contienen términos que no estén definidos en la pared, por lo que no será necesario el uso de funciones de pared que incrementarían la dificultad y aumentarían el tiempo de resolución.

Ansys Fluent ofrece para trabajar dos variedades de modelos K-W:

- El modelo estándar, también denominado SKW, denominado estándar debido a que dentro del propio modelo se encuentra una gran variedad de submodelos que pueden ser utilizados para los efectos de la compresibilidad, los flujos transitorios, etc. Debido a su gran versatilidad, es el modelo más utilizado en el campo aeroespacial, así como en las turbomáquinas.
- Por otro lado, se encuentra el modelo SSTKW que se trata del denominado modelo Shear Stress Transport. Este modelo se caracteriza por hacer uso de una función de mezcla, para realizar una transición de un modelo SKW cerca del muro, a un modelo K- ϵ que permita un número elevado de Reynolds, en la región exterior de la capa límite.

6 DISEÑO Y MALLADO DEL RODETE

Una vez desarrollada toda la teoría que define el comportamiento de las turbomáquinas, y mediante el uso de los cálculos obtenidos en el Anexo, se procederá ahora a realizar el diseño de la turbina.

Para la realización de la geometría, se ha decidido recurrir al módulo que se encuentra dentro del workbench de Ansys, Bladegen. Mediante este módulo, es posible realizar una turbina Axial, la cual, mediante la definición de unos cuantos valores, permite generar la turbina más eficiente y adecuada en cada caso.

La principal razón por la que Bladegen ha sido elegido para realizar la geometría del rodete y los álabes, es que al estar integrado ya en el propio Ansys, permite una serie de facilidades con respecto al uso de otros softwares de CAD, en los que el posterior mallado deberá ser más generalizado. En cambio, con Bladegen, este podrá ser más preciso y por lo tanto permitirá obtener valores más exactos. Al mismo tiempo, se ha considerado que realizar el modelo con Bladegen también agilizaría el proceso, debido a que una vez obtenidos todos los parámetros del rodete, la turbina se modela introduciendo estos dentro del software de manera intuitiva y muy visual.

6.1 Dimensiones del rodete

Para comenzar, lo primero de todo al abrir el programa será definir el tipo turbomáquina que se desea diseñar, en este caso en particular, dentro de las seis opciones que se ofrecen dentro de Bladegen, la elegida será la Normal Axial.

Una vez se ha elegido la geometría general que tendrá la turbina, se tendrán que definir las dimensiones de esta. En este apartado, se usan las dimensiones calculadas en el Anexo, en concreto, se requerirán los diámetros tanto interior como exterior además de la dimensión de la altura de los álabes. También cabe destacar que se seleccionará el número de álabes, que como se ha calculado anteriormente, es de seis.

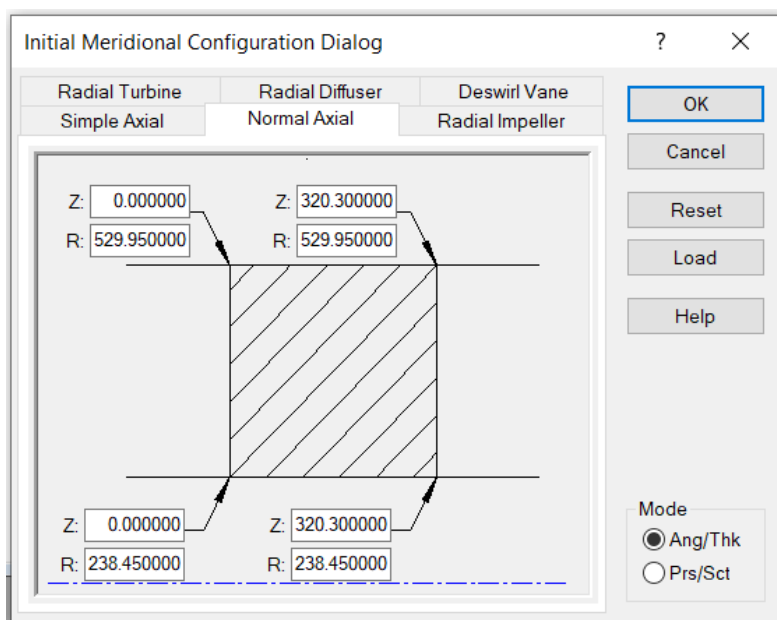


Figura 6.1: Dimensiones iniciales del rodete.

En esta misma pestaña, se decide el modo desde el que se tendrán en cuenta los parámetros iniciales de los álabes, sin embargo, debido a que posteriormente estos se definirán de una manera más precisa, en este apartado será suficiente con introducir unos valores iniciales coherentes.

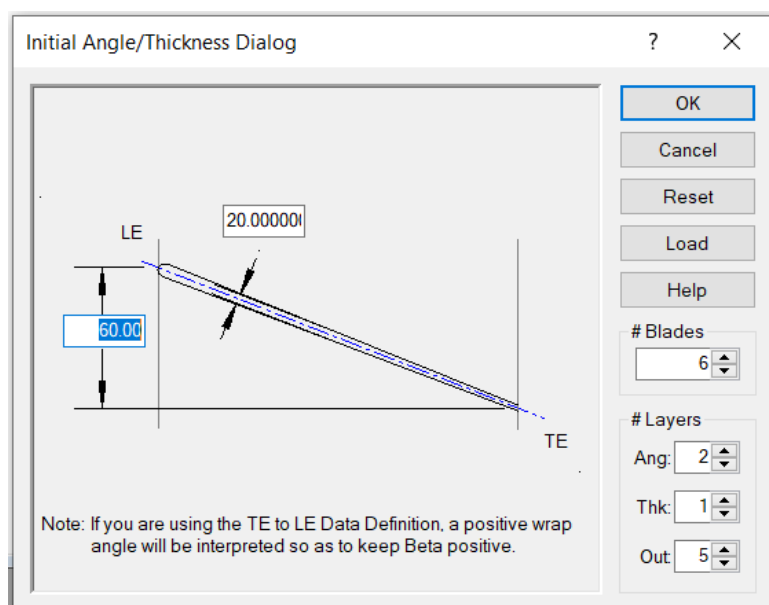


Figura 6.2: Anchura inicial y angulación de los álabes.

Ahora ya estará disponible gráficamente el esquema con el Hub (Rodete) y Shroud (Carcasa), en el que también se indica la dirección del flujo a través del rodete. Sin

embargo, este diseño no será el definitivo, ya que será necesario primero dimensionar los álabes de manera más exacta para así ceñirse también más a los datos obtenidos en los cálculos del Anexo.

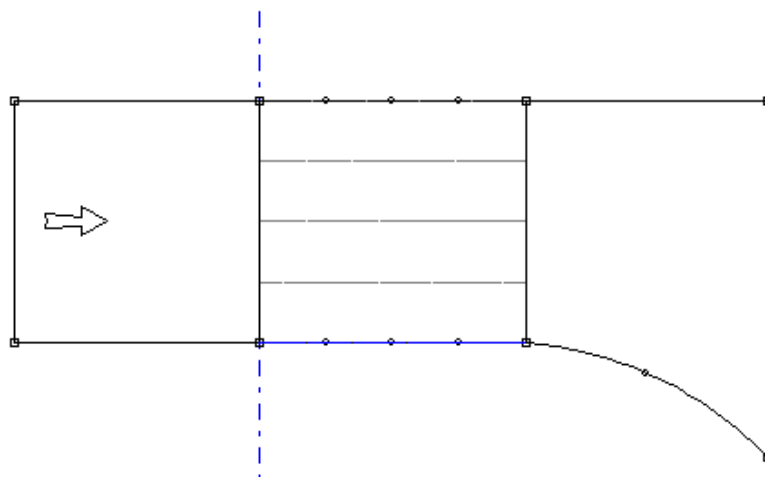


Figura 6.3: Esquema del paso entre rodete y carcasa.

El siguiente paso, será definir unidades y tipo de problema para que así el programa no falle al exportar el archivo a los siguientes módulos de trabajo. Esto se realizará entrando en model properties, y definiendo que se trata de una turbina, axial y finalmente que las unidades serán en mm. Una vez se tenga esto definido en la pestaña, Fig 6.4, se podrá comenzar a refinar la turbina.

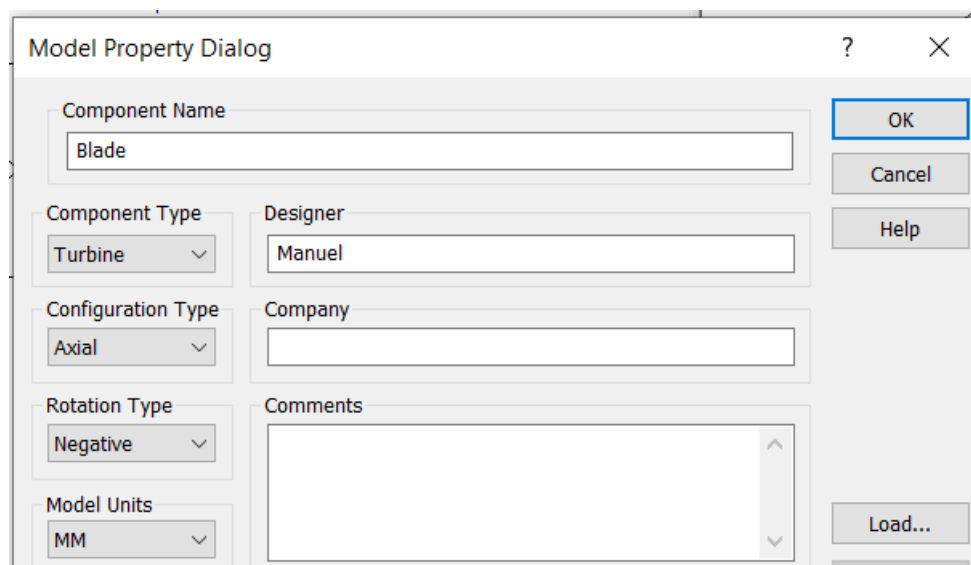


Figura 6.4: Definición del modelo de trabajo.

Lo primero será dotar a la salida del rodete, esto se realizará para que el flujo abandone este sin generar tanta cantidad de turbulencias, es decir, se modelará la

cubierta cónica que se calculó en el Anexo, esto se realizará modificando los puntos del rodete, indicado en el programa como Hub, como se puede apreciar a continuación:

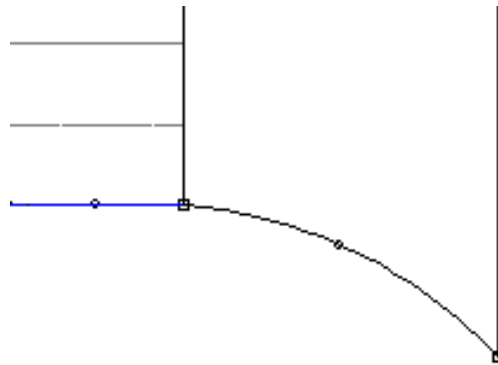


Figura 6.5: Modificación cubierta cónica.

Ahora sí, llegado este momento se procederá al modelado de los álabes, la cuál será la parte más tediosa ya que en cada capa habrá que definir parámetros para la entrada y la salida de los álabes.

Lo primero será activar todas las capas que serán necesarias para definir cada álabe. Como se indicó en el Anexo, se tomó la decisión de dividir el álabe en cinco regiones equiespaciadas para que así los valores totales fuesen más exactos y el rendimiento más preciso. Para generar estas cinco regiones y poder trabajar con cada una de ellas por separado, se deberá recurrir en la ventana de abajo a la izquierda y seleccionar layer control, una vez ahí solo será necesario activar las cinco capas que viene por defecto, y si más fuesen necesarias, sólo habría que crearlas en esta misma ventana.

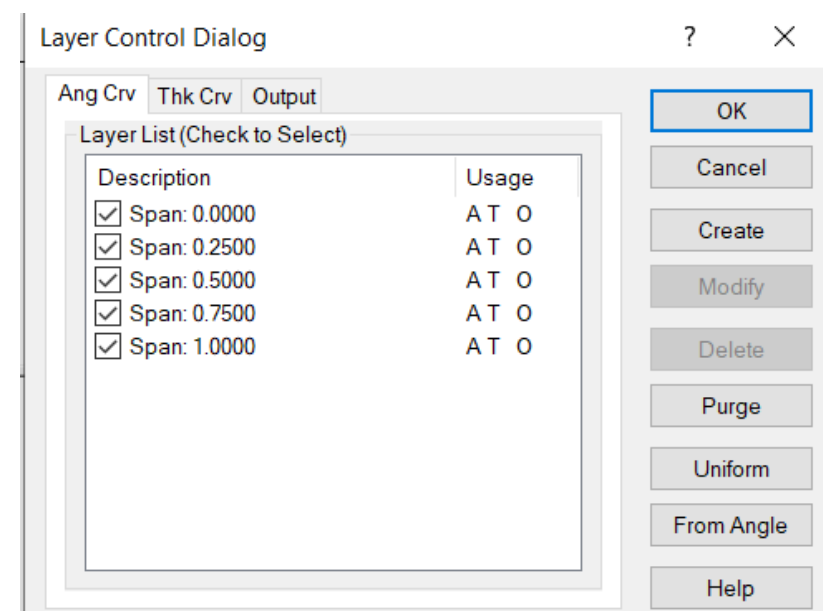


Figura 6.6: Capas de cada álabe.

Una vez estén activas, para navegar a través de ellas solo será necesario desde la columna derecha hacer seleccionar uno de los cinco puntos negros, siendo el inferior el correspondiente a la sección del álabe del Hub y así consecutivamente hasta la sección más alejada.

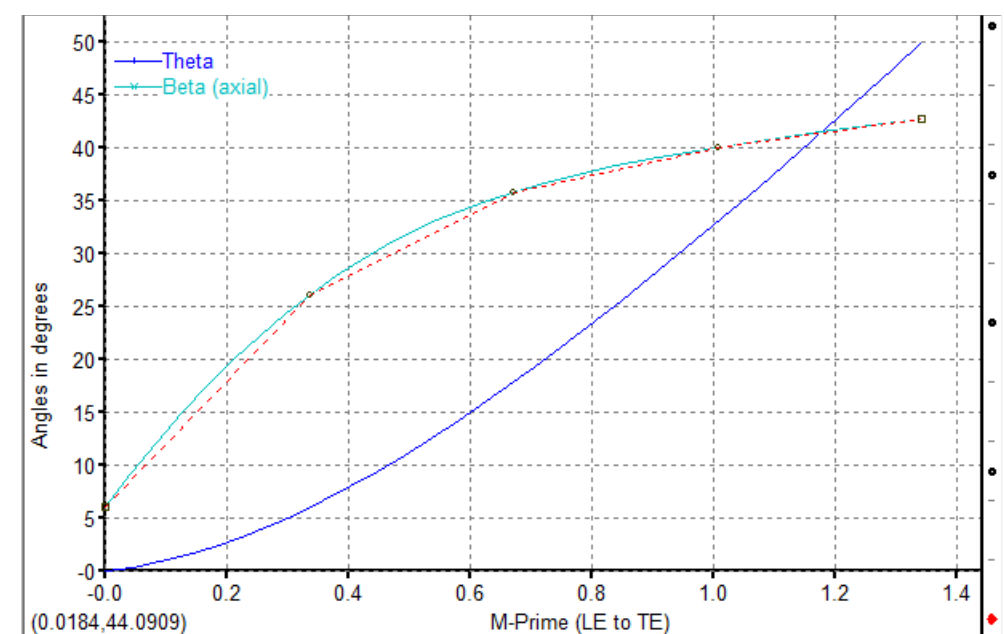


Figura 6.7: Modificación de la capa más cercana al rodete.

Ahora para modificar estas secciones, primero se deberá tener seleccionado Theta definition, y una vez se tenga esto seleccionado, se procederá seleccionar Adjust Blade Angles. Aquí se abrirá una pestaña con tres subsecciones. En cada una de

ellas se encuentra un esquema de una sección de álabe y es aquí donde se deberá comenzar.

En este apartado, se deberá modificar la (Tang Beta), con los datos obtenidos en el Anexo, en concreto, poniendo aquí los valores de Beta. En la pestaña Leading Edge, la cual se refiere a la entrada del álabe, se aplicarán las Betas con subíndice 1, y en la pestaña de Trailing Edge, la cual se refiere a la salida, las Betas con subíndice 2.

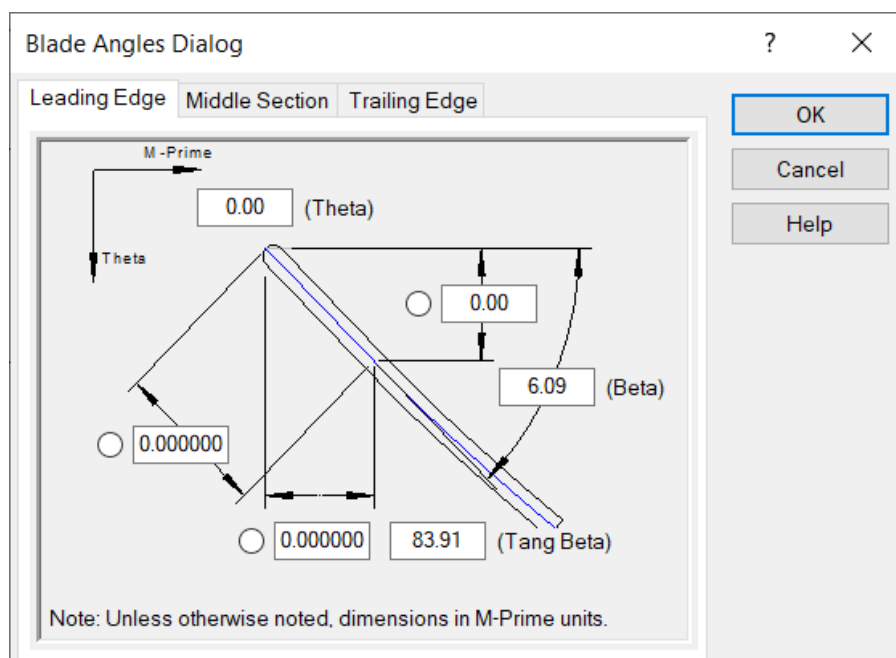


Figura 6.8: Modificación de los ángulos de entrada de la sección del álabe.

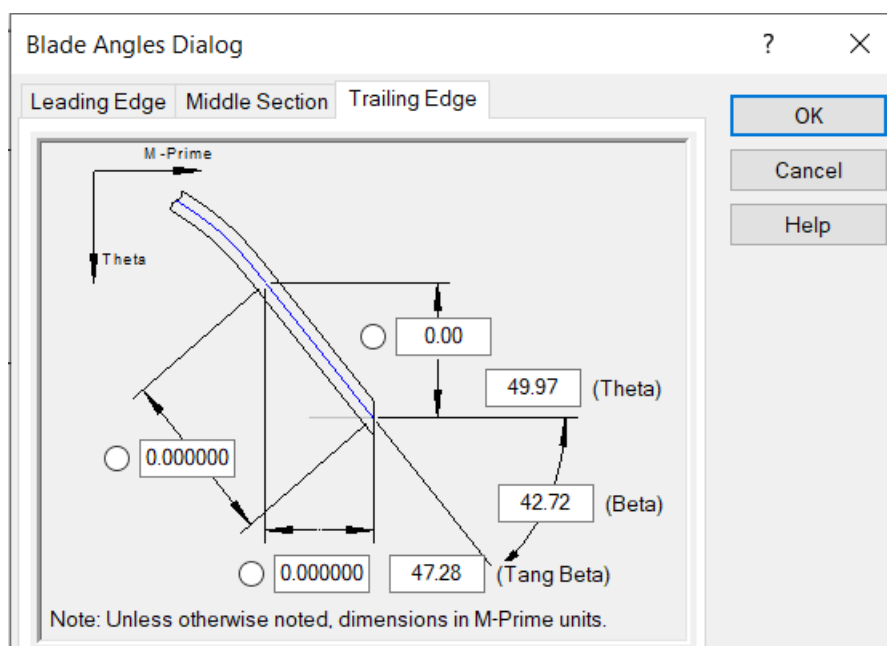


Figura 6.9: Modificación de los ángulos de salida de la sección del álabe.

A continuación, una vez se tiene ya en una capa definida Theta, tocará definir Beta, para ello se seleccionará esta vez Beta definition. Aquí para definir la Beta, se recurrirá a la manera en la que se indica en el tutorial de Ansys [3]. Para ello se seleccionará la línea de Beta y se elegirá Convert Points to Spline Curve Points, eligiendo la opción de cinco puntos para una mayor exactitud. El objetivo será crear una curva lo más suave posible mediante la modificación de la posición de los cinco puntos de la línea. Una vez esta curva suave se consiga, el proceso de dimensionamiento de esta sección del álabe estará completado, a falta de concretar el grosor que se definirá posteriormente.

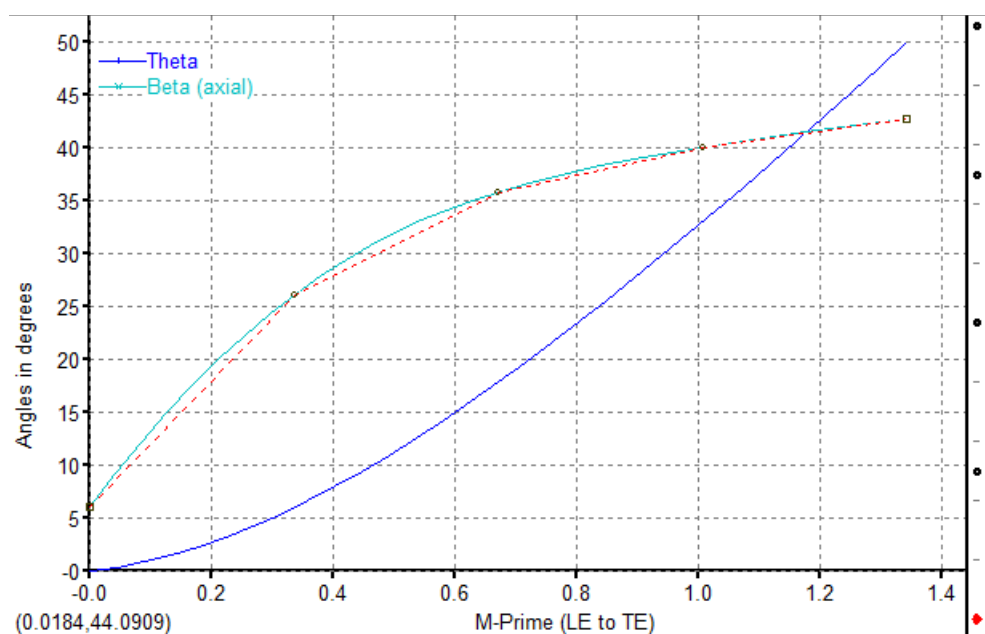


Figura 6.10: Modificación del ángulo Beta en la sección del rodete.

Ahora, una vez definida esta primera sección, solo será necesario repetir los mismos pasos en las secciones del álabe restantes para, ahora sí, proceder a definir el espesor en cada una de las secciones mencionadas.

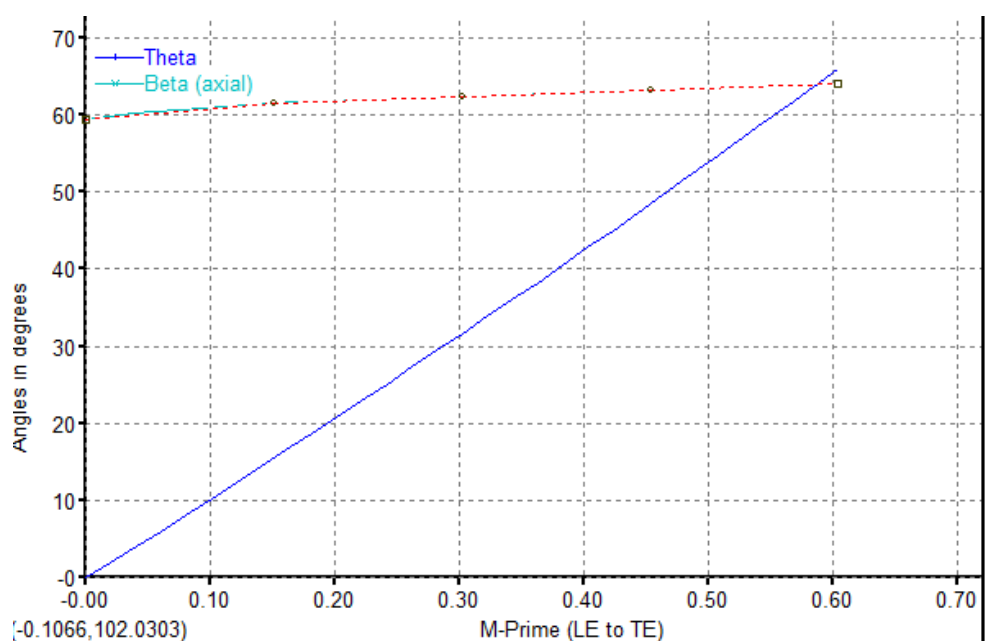


Figura 6.11: Modificación del ángulo Theta en la sección de la carcasa.

Para realizar este paso, será necesario ahora trabajar en la pestaña inferior derecha y volver a crear en este espacio de trabajo las cinco capas que representan cada sección del álabe. Este paso, al igual que en la modificación de las dimensiones de cada sección, se realizará seleccionando con click derecho la opción de Layer Control, y seleccionando las 5 secciones equiespaciadas.

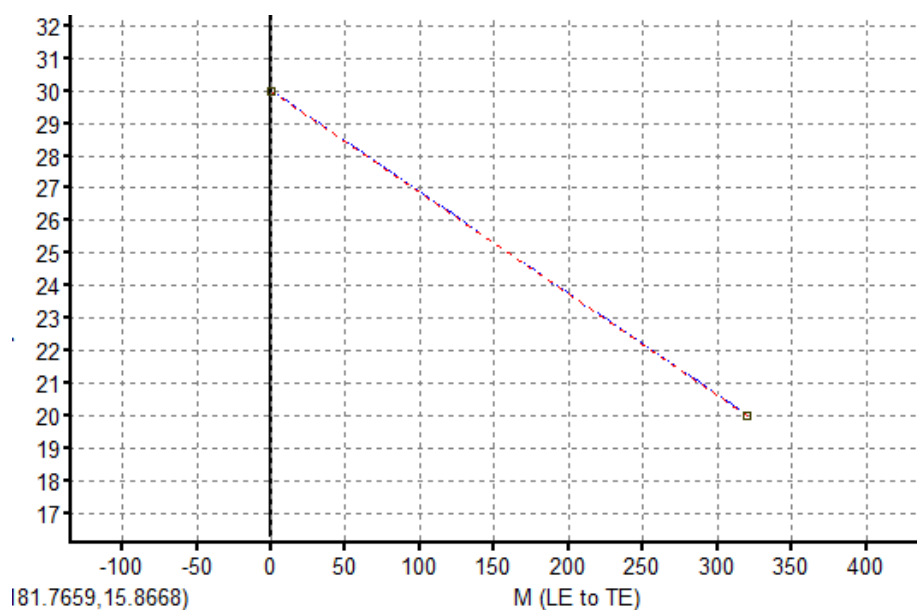


Figura 6.12: Modificación del espesor de la sección.

Nuevamente, al igual que en el caso anterior en el que se dimensionaron los ángulos de cada sección del álabe, habrá que seleccionar cada capa para modificar

individualmente cada una de ellas. En este caso resultará más sencillo ya que todas las capas tendrán la misma disposición de espesores.

Una vez terminada la distribución de espesores en cada una de las cinco secciones, la geometría de la turbina quedará definida. Una vez obtenida la geometría, el siguiente paso previo a la resolución será realizar el mallado del rodete.

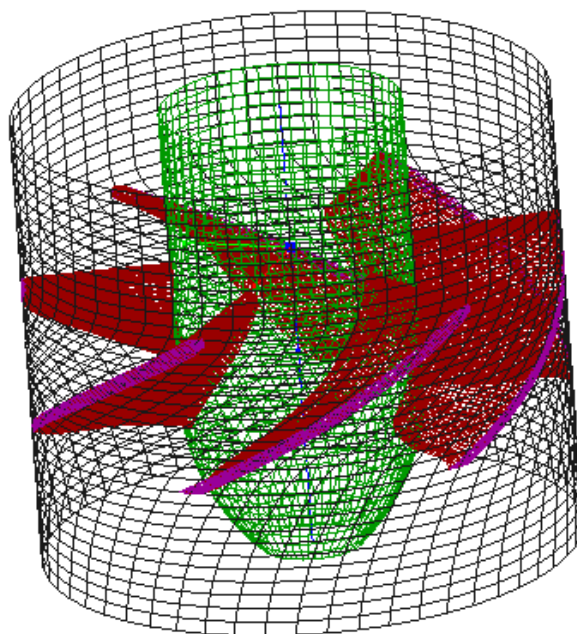


Figura 6.13: Representación 3D del rodete calculado ya diseñado.

6.2 Mallado del rodete

El mallado es un proceso clave a la hora de asegurar una solución exacta y fiable, cuanto mejor sea realizado el mallado, y por tanto tenga mayor calidad, más exactos serán los resultados.

La realización de este mallado se realizará a través del módulo de Ansys Turbogrid, el cual está diseñado para trabajar especialmente con archivos procedentes de Bladegen como es este caso.

La gran ventaja de utilizar Turbogrid para realizar el mallado habiendo importado la geometría desde Bladegen, es que gracias a la metodología de trabajo de Turbogrid, el programa reconoce ya la superficie de mallado, y además posteriormente, se encargará de centrar el mallado en solo uno de los seis álabes con su correspondientes dividiendo el rodete en seis partes simétricas. Al trabajar de este modo, el solver, en este caso Fluent, solo tendrá que realizar la solución de una de

las seis partes geométricamente idénticas, produciendo así un ahorro de tiempo y de capacidad computacional.

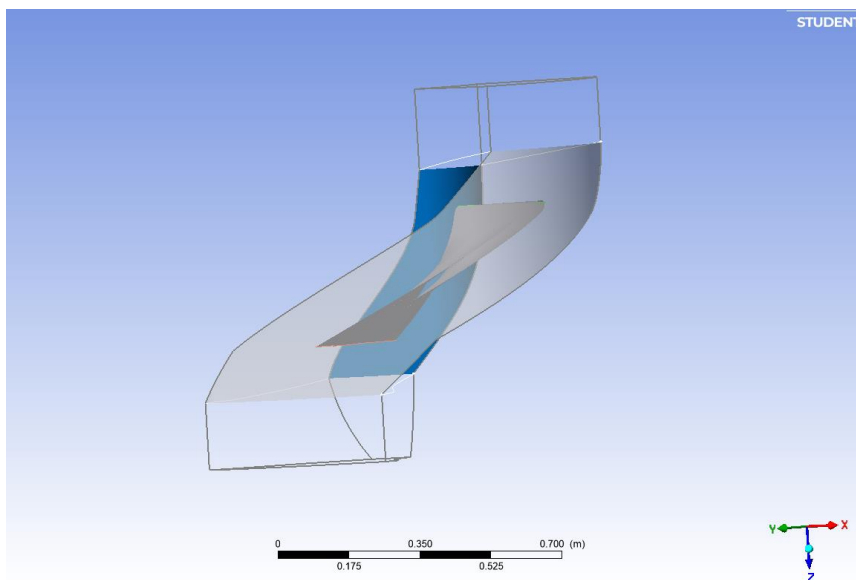


Figura 6.14: Mallado bidimensional de una de las seis regiones simétricas.

Para comenzar con el proceso de mallado, se deberá primero iniciar el Turbogrid eligiendo la opción de importar desde Bladegen, posteriormente, al abrir el programa aparecerá la geometría del rodete y una vez cargada la geometría totalmente, se deberá seleccionar en el árbol de opciones situado a la izquierda de la interfaz la opción de Topology Set, y dentro de esta la opción de Suspend Object Updates.

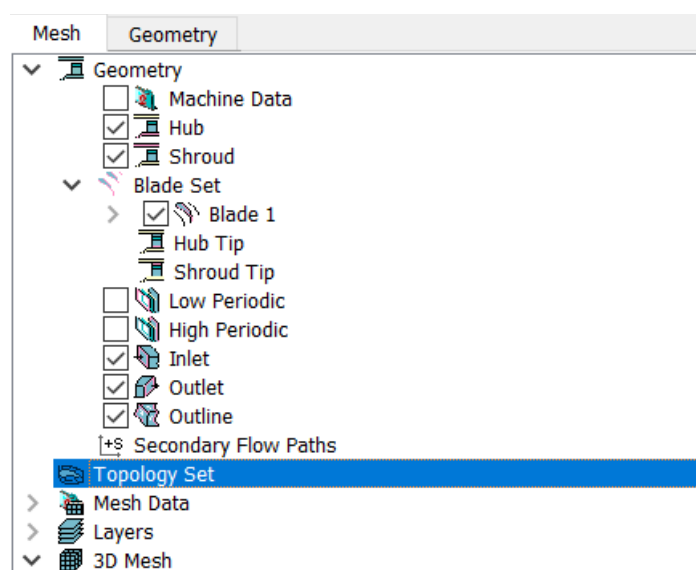


Ilustración 6.15: Activación del mallado tridimensional.

Una vez seleccionado, el programa se encargará de realizar el mallado presentando este en la derecha de la interfaz del programa. Este quedará representado entre dos capas, la interior y la exterior, las cuales son las mismas capas que anteriormente se dimensionaron en Bladegen correspondiendo a Hub y Shroud.

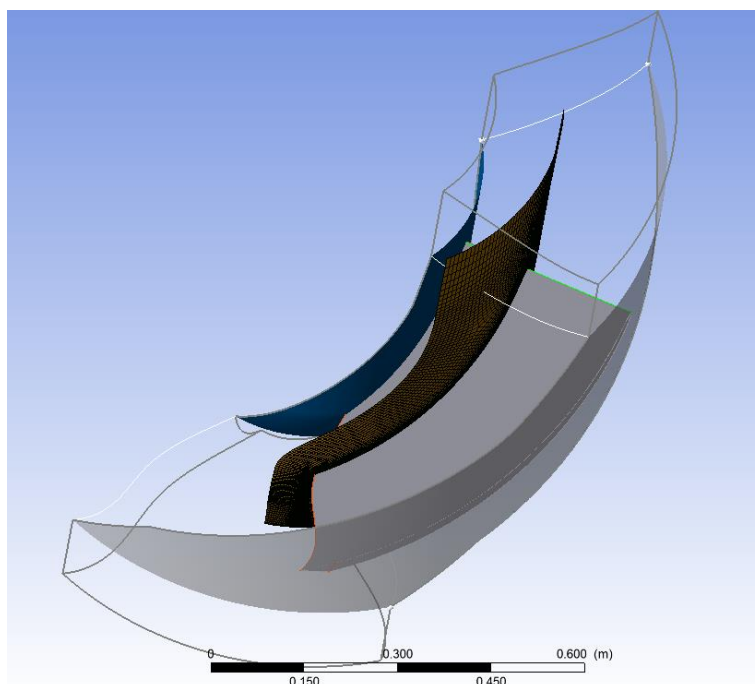
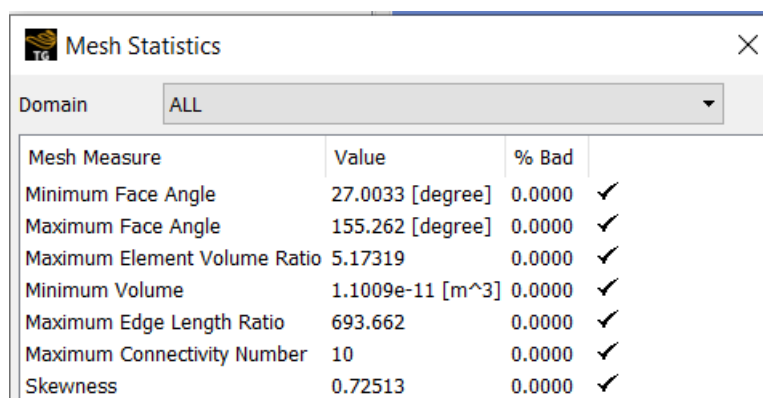


Figura 6.16: Comienzo del mallado tridimensional.

Nada más generar el mallado tridimensional, se presenta un error en este con el cual no se podrá continuar el proceso. Este error aparece en el apartado de Mesh Data y se debía principalmente al tamaño de las celdas tridimensionales de la malla, y para solucionarlo se decidió aumentar el número de celdas. Para realizar esta solución, se cambió el Size Factor en el apartado Mesh Data de 1 a 1.1. Gracias a esta solución adoptada, además de solucionar el fallo que aparecía en el mallado, se aumentaron el número de celdas tridimensionales, mejorando así la calidad del mallado, permitiendo que el solver disponga de más volúmenes donde calcular las soluciones y por lo tanto consiguiendo así una mejora en la precisión de la solución.

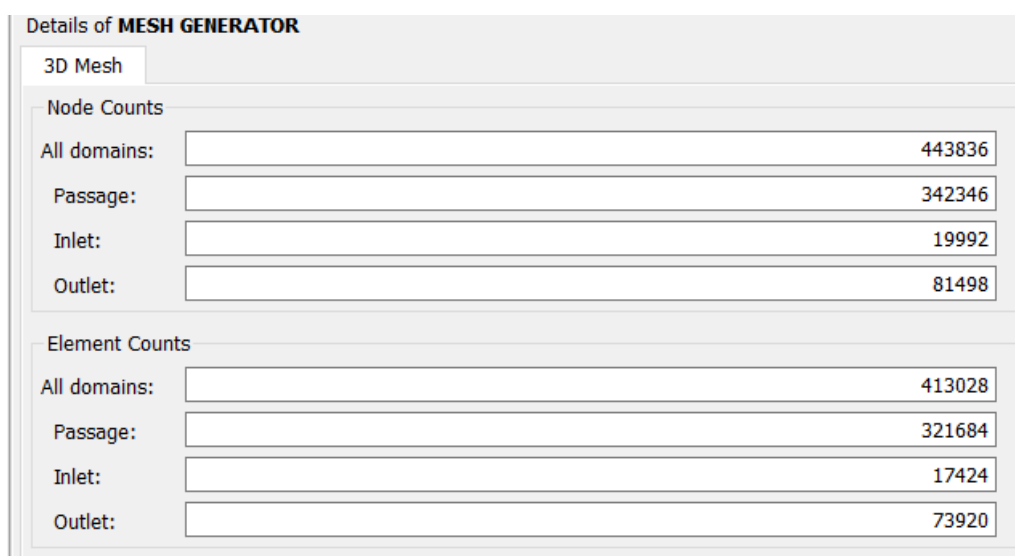
Finalmente, el mallado no presenta ningún error como puede observarse en el análisis del mallado:



Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face Angle	27.0033 [degree]	0.0000	✓
Maximum Face Angle	155.262 [degree]	0.0000	✓
Maximum Element Volume Ratio	5.17319	0.0000	✓
Minimum Volume	1.1009e-11 [m^3]	0.0000	✓
Maximum Edge Length Ratio	693.662	0.0000	✓
Maximum Connectivity Number	10	0.0000	✓
Skewness	0.72513	0.0000	✓

Figura 6.17: Porcentajes de error en el mallado.

La malla se compondrá de un total de 413028 elementos, abriendo la pestaña de 3D Mesh, además de observar de qué manera se distribuyen estos a lo largo de la malla.



Details of MESH GENERATOR	
3D Mesh	
Node Counts	
All domains:	443836
Passage:	342346
Inlet:	19992
Outlet:	81498
Element Counts	
All domains:	413028
Passage:	321684
Inlet:	17424
Outlet:	73920

Figura 6.18: Recuento de elementos del mallado.

Posteriormente es posible activar el mallado completo, tanto de una región que comprenda un solo álabe, como del rodete completo:

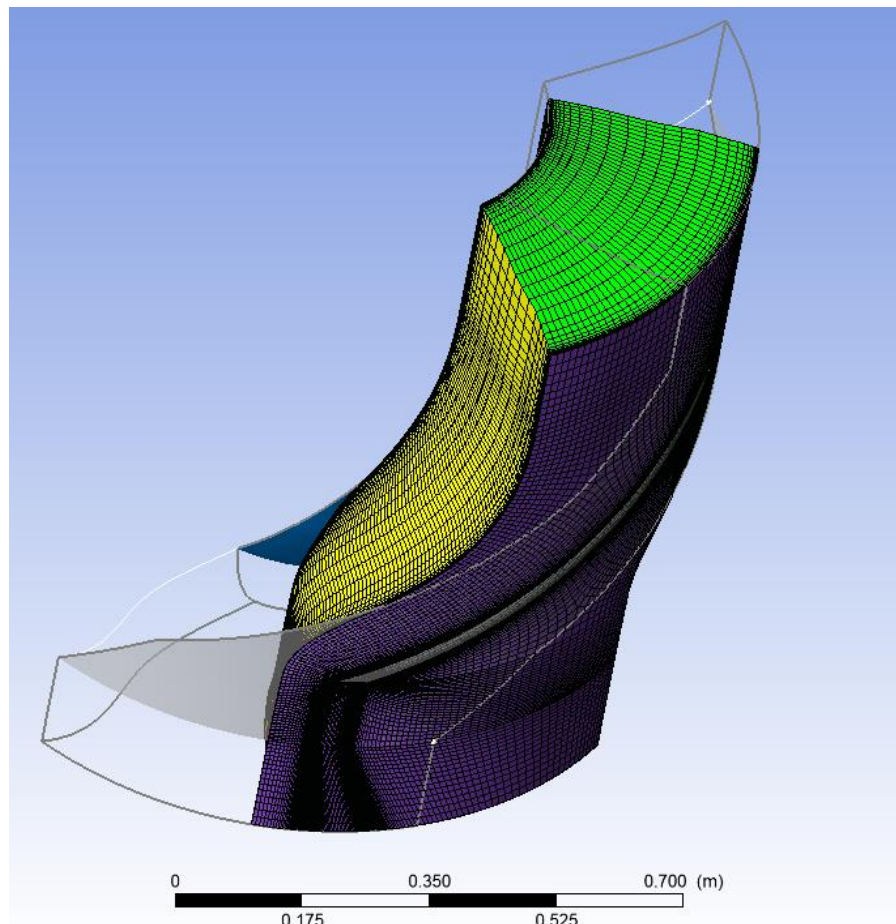


Figura 6.19: Mallado tridimensional de una región del rodete.

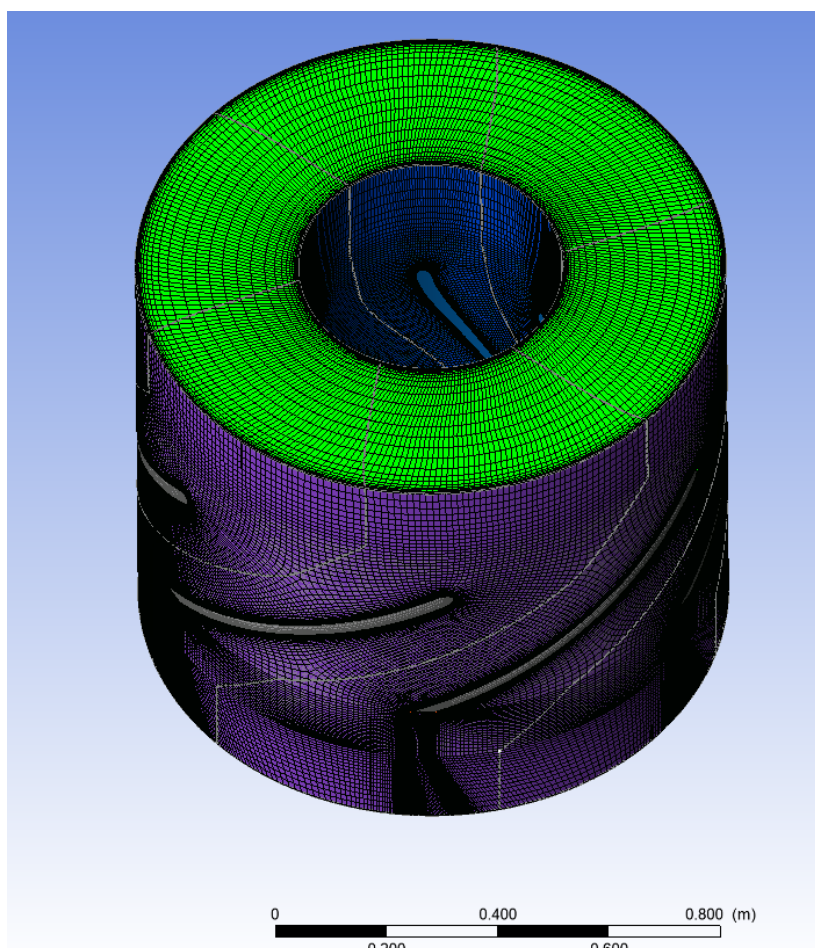


Figura 6.20: Mallado tridimensional del rodete completo en la vista del inlet.

También será posible visualizar las diferencias entre el inlet y el outlet, es decir, regiones de entrada, en verde, y salida, en rojo.

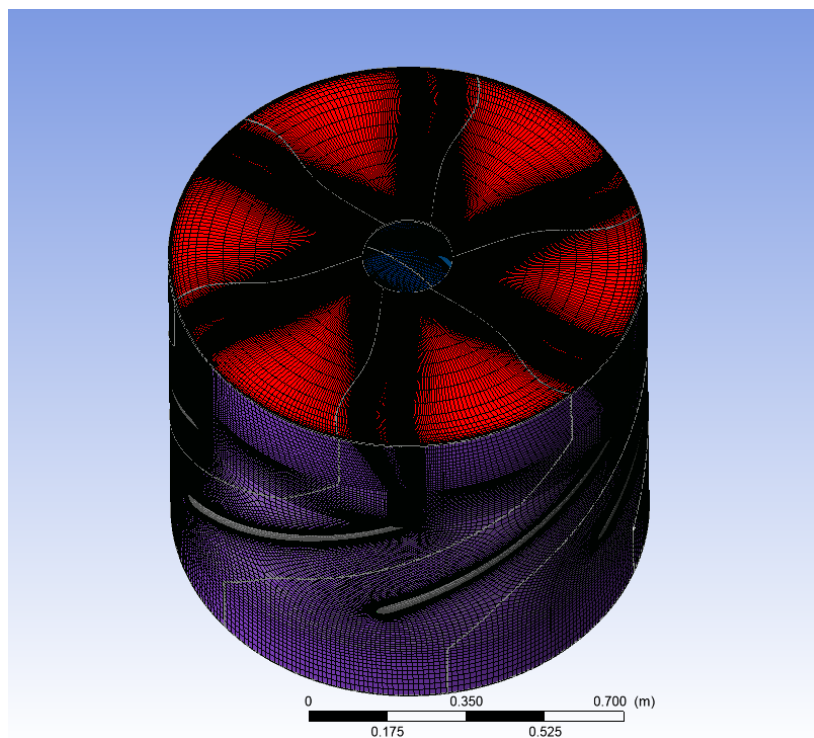


Figura 6.21: Mallado tridimensional del rodete completo en la vista del outlet.

7 PROCESO DE SIMULACIÓN

Una vez ya obtenida la geometría y su posterior mallado, es hora de proceder a la resolución del problema mediante el uso del módulo de Ansys Fluent. Primero, se deben compartir desde el workbench de Ansys, los datos procedentes de BladeGen y Turbogrid, y una vez realizado esto se procederá a abrir Fluent con estos datos ya determinados. Se consigue así que el solver se abra ya con el mallado sobre el que se va a trabajar y solo halla que proceder a establecer las diferentes condiciones de trabajo.

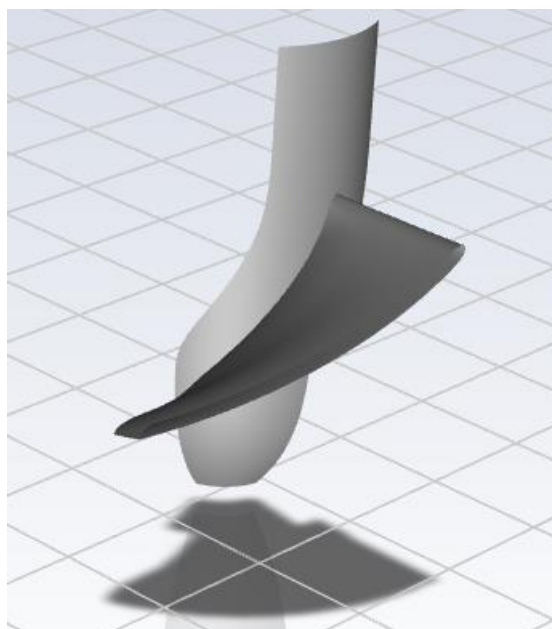
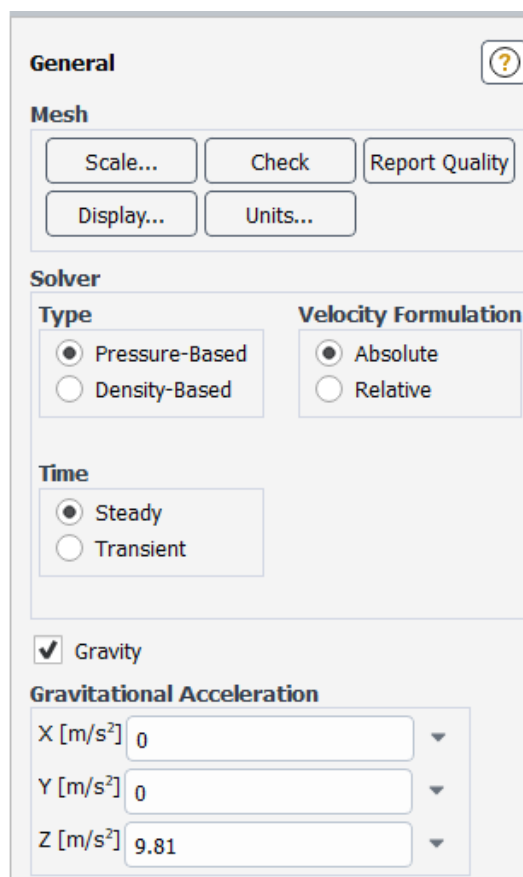


Figura 7.1: Modelo 3D del rodete en una de las seis regiones.

7.1 Setup y modelo viscoso

Para comenzar a establecer todas las condiciones de trabajo, el primer paso a realizar debe ser establecer el tipo de problema del que se trata. Para ello en la pestaña General dentro de Setup, debido a que se trata de un problema de fluidos no compresibles, se elegirá la opción de Pressure-Based. También cabe mencionar que se trabajará en régimen estacionario y se establecerá la gravedad en un valor de 9.81 en el eje paralelo al rodete de la turbina.



The image shows the 'General' settings panel in ANSYS Fluent. It is divided into several sections: 'Mesh' with buttons for 'Scale...', 'Check', 'Report Quality', 'Display...', and 'Units...'; 'Solver' with 'Type' (radio buttons for 'Pressure-Based' and 'Density-Based') and 'Velocity Formulation' (radio buttons for 'Absolute' and 'Relative'); 'Time' with radio buttons for 'Steady' and 'Transient'; a checked 'Gravity' checkbox; and 'Gravitational Acceleration' with input fields for X, Y, and Z components in m/s². The X and Y components are set to 0, and the Z component is set to 9.81.

Section	Parameter	Value / Option
Mesh	Scale...	Button
	Check	Button
	Report Quality	Button
	Display...	Button
	Units...	Button
Solver	Type: Pressure-Based	☒
	Type: Density-Based	☐
	Velocity Formulation: Absolute	☒
	Velocity Formulation: Relative	☐
Time	Steady	☒
	Transient	☐
Gravity: ☒		
Gravitational Acceleration	X [m/s²]	0
	Y [m/s²]	0
	Z [m/s²]	9.81

Figura 7.2: Datos principales de la simulación.

Posteriormente, se deberá definir el modelo viscoso, decir, a definir el método por el cual se resolverá el problema hidráulico. Dentro de todos los modelos que ofrece el solver Fluent, el que finalmente ha sido utilizado es el modelo K-epsilon, en concreto el modelo Realizable [4].

Viscous Model

Model

- ☐ Inviscid
- ☐ Laminar
- ☐ Spalart-Allmaras (1 eqn)
- ☒ k-epsilon (2 eqn)
- ☐ k-omega (2 eqn)
- ☐ Transition k-k-omega (3 eqn)
- ☐ Transition SST (4 eqn)
- ☐ Reynolds Stress (7 eqn)
- ☐ Scale-Adaptive Simulation (SAS)
- ☐ Detached Eddy Simulation (DES)
- ☐ Large Eddy Simulation (LES)

Model Constants

C2-Epsilon: 1.9

TKE Prandtl Number: 1

TDR Prandtl Number: 1.2

k-epsilon Model

- ☐ Standard
- ☐ RNG
- ☒ Realizable

Near-Wall Treatment

- ☒ Standard Wall Functions
- ☐ Scalable Wall Functions
- ☐ Non-Equilibrium Wall Functions
- ☐ Enhanced Wall Treatment
- ☐ Menter-Lechner
- ☐ User-Defined Wall Functions

Options

- ☐ Curvature Correction
- ☐ Production Limiter

User-Defined Functions

Turbulent Viscosity: none

Prandtl Numbers

TKE Prandtl Number: none

TDR Prandtl Number: none

Figura 7.3: Elección del modelo viscoso.

7.2 Materiales y movimiento del fluido.

Una vez ya establecido el modelo que el solver usará para resolver el problema, se deberán establecer las condiciones de movimiento del fluido en cada una de las tres partes en las que el software divide el mallado. Para ello primero deberá definirse un nuevo material, en este caso el fluido que se hará pasar a través del rodete que será el agua. Esto se conseguirá en el apartado de Materials, en el desplegado se deberá escoger Fluid y dentro de esta pestaña acceder a la biblioteca de materiales de Fluent y copiar el material water-liquid e incorporarlo a nuestro proyecto. Una vez se tenga esto realizado, se podrá comenzar a establecer las condiciones de movimiento del fluido.

Create/Edit Materials

Name: water-liquid

Material Type: fluid

Chemical Formula: h2o<I>

Order Materials by: ☒ Name ☐ Chemical Formula

Fluent Fluid Materials: water-liquid (h2o<I>)

Mixture: none

Properties:

Density [kg/m³]: constant 998.2

Viscosity [kg/(m s)]: constant 0.001003

Figura 7.4: Elección del fluido.

El solver diferencia tres zonas diferentes muy importantes dentro de la misma malla, el inlet, la zona por la cual entrará el fluido, outlet, por donde se evacuará, y finalmente la parte intermedia que Fluent denomina Passage, en la cual se producirá la interacción entre el fluido y los álabes y por lo tanto la cual que se encontrará rotando.

Para definir las condiciones, lo primero que se debe de realizar en cada una de las tres zonas será definir el material con el que van a interactuar, que en este caso concreto será agua para las tres zonas.

Fluid

Zone Name: inlet

Material Name: water-liquid

☒ Frame Motion ☐ 3D Fan Zone ☐ Source Terms

☐ Mesh Motion ☐ Laminar Zone ☐ Fixed Values

☐ Porous Zone

Reference Frame | Mesh Motion | Porous Zone | 3D Fan Zone | Embedded LES | Reaction | Source Terms | Fixed Values | Multiphase

Relative Specification: Relative To Cell Zone: absolute

UDF: Zone Motion Function: none

Rotation-Axis Origin: X [m]: 0, Y [m]: 0, Z [m]: 0

Rotation-Axis Direction: X: 0, Y: 0, Z: 1

Rotational Velocity: Speed [rev/min]: 0

Translational Velocity: X [m/s]: 0, Y [m/s]: 0, Z [m/s]: 0

Copy To Mesh Motion

Apply Close Help

Figura 7.5: Condiciones de movimiento del fluido en el inlet.

Posteriormente, tanto en inlet como outlet se deberá escoger la opción de Frame Motion, pero será solo en la zona intermedia, es decir, en la zona del Passage, donde se establecerá una velocidad de rotación, para producir así que sea solo esta zona la que se encuentre en movimiento. En este caso, la velocidad de rotación será la calculada para el caudal específico, calculada en el Anexo con un valor de 348 rpm.

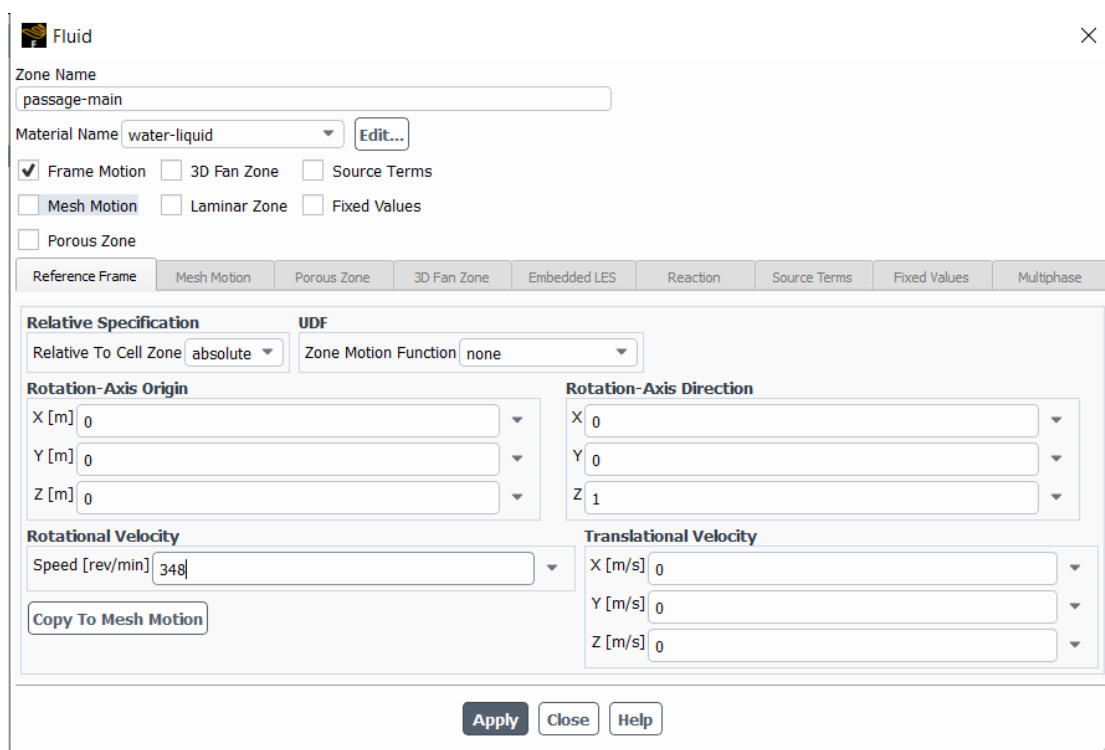
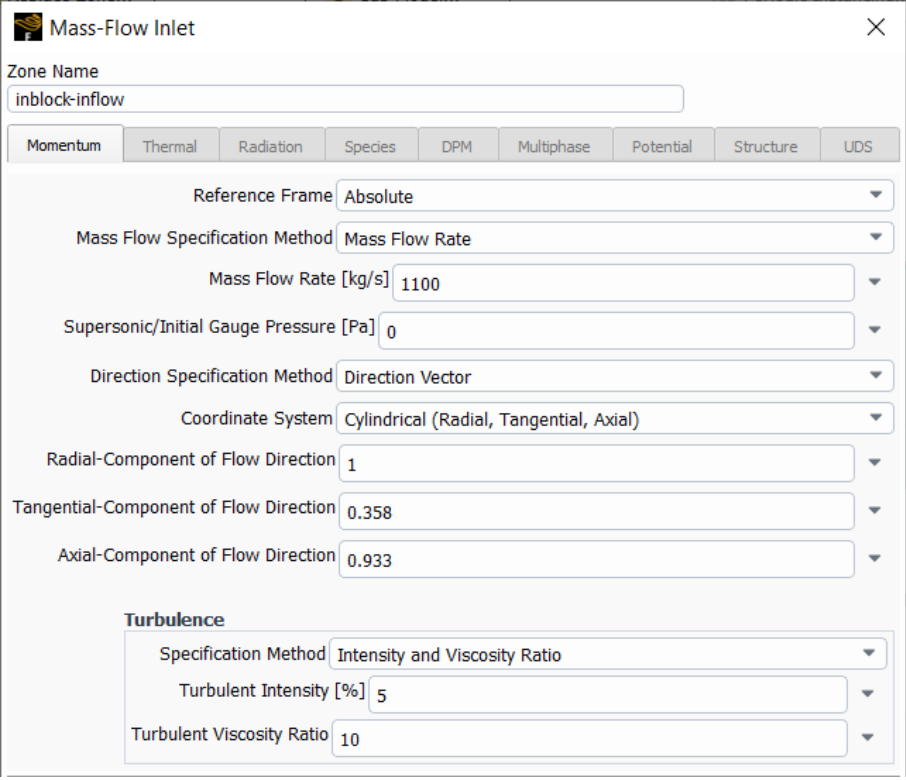


Figura 7.6: Condiciones de movimiento del fluido en el passage.

7.3 Condiciones de contorno

Habiendo definido ya las condiciones del movimiento del fluido en las tres zonas definidas, el siguiente paso consiste en definir las condiciones de contorno y de interacción entre el fluido y las diferentes partes del rodete.

Para comenzar habrá que definir la zona por la cual entrará el fluido al rodete, y esta superficie está definida en el Solver como Inblock-Inflow. Para definir la entrada habrá que primero definir el tipo de entrada, que en este caso será el de Mass-Flow-Inlet, es decir, flujo másico. El valor para esta turbina como se ha indicado anteriormente viene ya definido y es de 6600 Kg/s, pero debido a que el solver solo realizará la solución para un solo álabe, el flujo másico que se indicará en el Inlet será de 1100 Kg/s.



Mass-Flow Inlet

Zone Name: inblock-inflow

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | Potential | Structure | UDS

Reference Frame: Absolute

Mass Flow Specification Method: Mass Flow Rate

Mass Flow Rate [kg/s]: 1100

Supersonic/Initial Gauge Pressure [Pa]: 0

Direction Specification Method: Direction Vector

Coordinate System: Cylindrical (Radial, Tangential, Axial)

Radial-Component of Flow Direction: 1

Tangential-Component of Flow Direction: 0.358

Axial-Component of Flow Direction: 0.933

Turbulence

Specification Method: Intensity and Viscosity Ratio

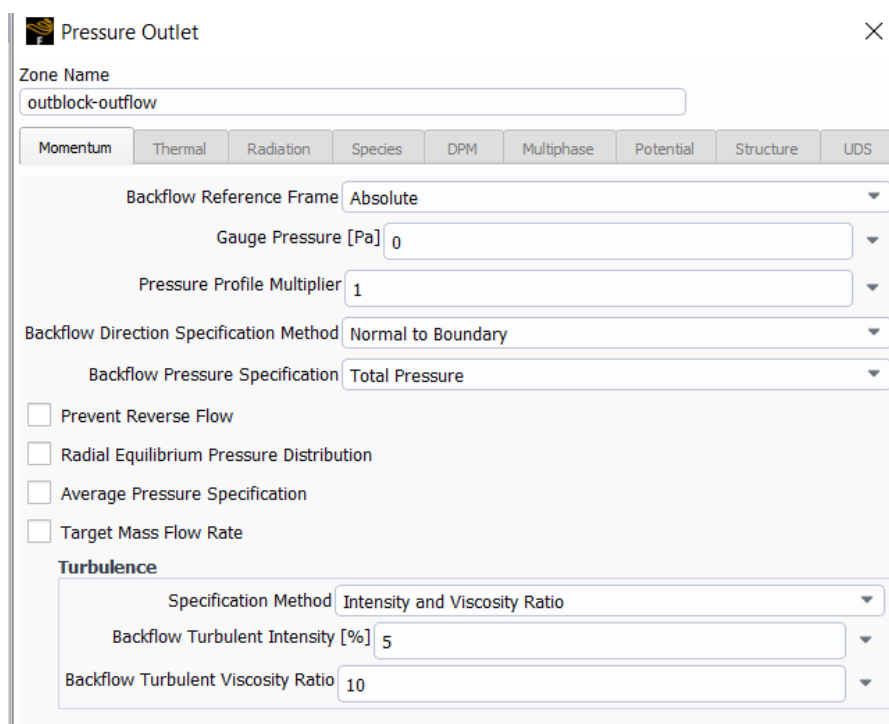
Turbulent Intensity [%]: 5

Turbulent Viscosity Ratio: 10

Figura 7.7: Condiciones de contorno en el inlet.

Esto supone una gran ventaja, ya que al solo tener que resolver una región de las seis simétricas que componen el mallado, se ahorrará tanto tiempo como capacidad computacional, y posteriormente para obtener los datos solamente habrá que tener en cuenta las otras cinco partes.

Para el Outlet, la superficie de salida del fluido una vez este ya ha interactuado con el resto del rodete, se escogerá el tipo Pressure-Outlet, es decir, el tipo presión, y no se modificará ningún dato más de la región de salida.



Pressure Outlet [X]

Zone Name: outblock-outflow

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential Structure UDS

Backflow Reference Frame: Absolute

Gauge Pressure [Pa]: 0

Pressure Profile Multiplier: 1

Backflow Direction Specification Method: Normal to Boundary

Backflow Pressure Specification: Total Pressure

☐ Prevent Reverse Flow

☐ Radial Equilibrium Pressure Distribution

☐ Average Pressure Specification

☐ Target Mass Flow Rate

Turbulence

Specification Method: Intensity and Viscosity Ratio

Backflow Turbulent Intensity [%]: 5

Backflow Turbulent Viscosity Ratio: 10

Figura 7.8: Condiciones de contorno en el outlet.

Una vez definidas ya las condiciones de contorno en la entrada y la salida, habrá que definir las condiciones en las partes del rodete que entren en contacto con el fluido para definir así el tipo de interacción que tendrán con este. Estas interacciones serán entre el fluido y las zonas "Wall", entre las que se encuentran las paredes de la cubierta y el rodete, y los álabes. Aquí habrá que diferenciar entre dos situaciones, todos los elementos del Wall tendrán la misma configuración exceptuando el álabe (Blade), y la región del rodete que se encuentra en la zona intermedia, es decir, en el passage.

Wall

Zone Name
blade

Adjacent Cell Zone
passage-main

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Potential

Wall Motion

☐ Stationary Wall
☒ Moving Wall

Motion

☐ Relative to Adjacent Cell Zone
☒ Absolute Speed [rev/min] 348

Rotation-Axis Origin

X [m] 0
Y [m] 0
Z [m] 0

Rotation-Axis Direction

X 0
Y 0
Z 1

Shear Condition

☒ No Slip
☐ Specified Shear
☐ Specularity Coefficient
☐ Marangoni Stress

Wall Roughness

Roughness Models

☒ Standard
☐ High Roughness (Icing)

Sand-Grain Roughness

Roughness Height [m] 0
Roughness Constant 0.5

Figura 7.9: Condiciones de contorno en el passage.

En el álabe y la región intermedia del rodete, se deberá elegir la opción de Moving Wall, de forma rotacional y a la misma velocidad que el fluido en la región intermedia del rodete definida anteriormente, es decir, el passage.

Por el contrario, el resto de las superficies dentro de la zona "Wall" se definirán como No Slip Stationary Wall.

Como paso final antes de comenzar con los métodos de resolución, debido a que solo se está trabajando con una región del rodete, habrá que realizar unos ajustes para que posteriormente se puedan extrapolar todos los resultados a la turbina total. Esto consistirá en convertir en periódicas las zonas en las que se produzca contacto entre dos regiones simétricas, es decir, las zonas de contacto entre las seis regiones iguales que componen el rodete.

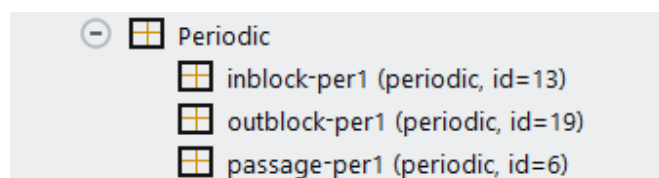


Figura 7.10: Regiones periódicas.

Para realizar este paso será necesario utilizar la consola de Fluent y realizarlo manualmente.

Este proceso será necesario realizarlo en el Inlet, passage y Outlet, por lo tanto, tres veces en total para finalmente obtener todas las zonas periódicas necesarias.

Aquí puede apreciarse como Fluent representa las regiones periódicas para reconocerlas de una forma más visual.

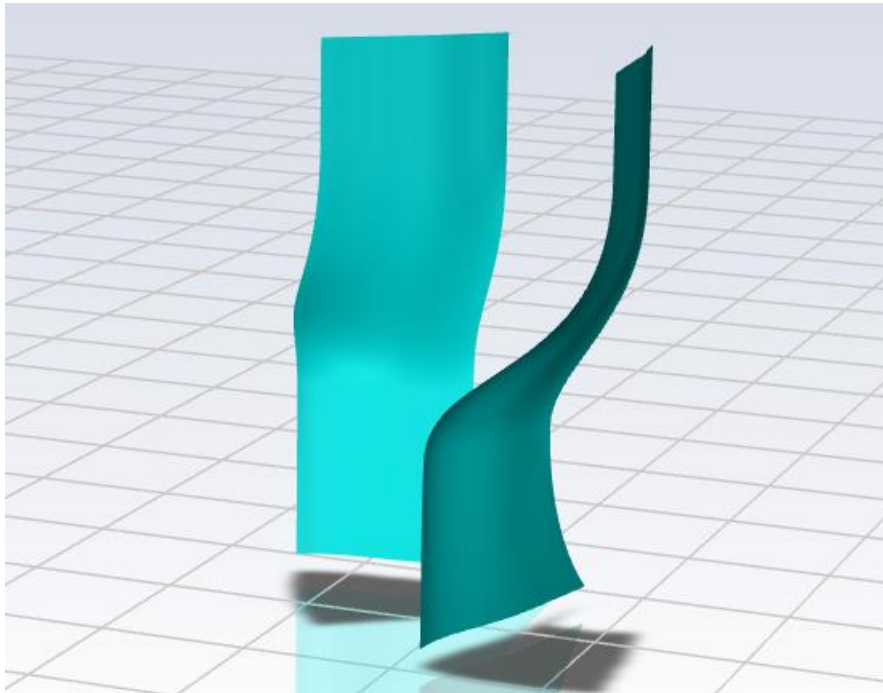
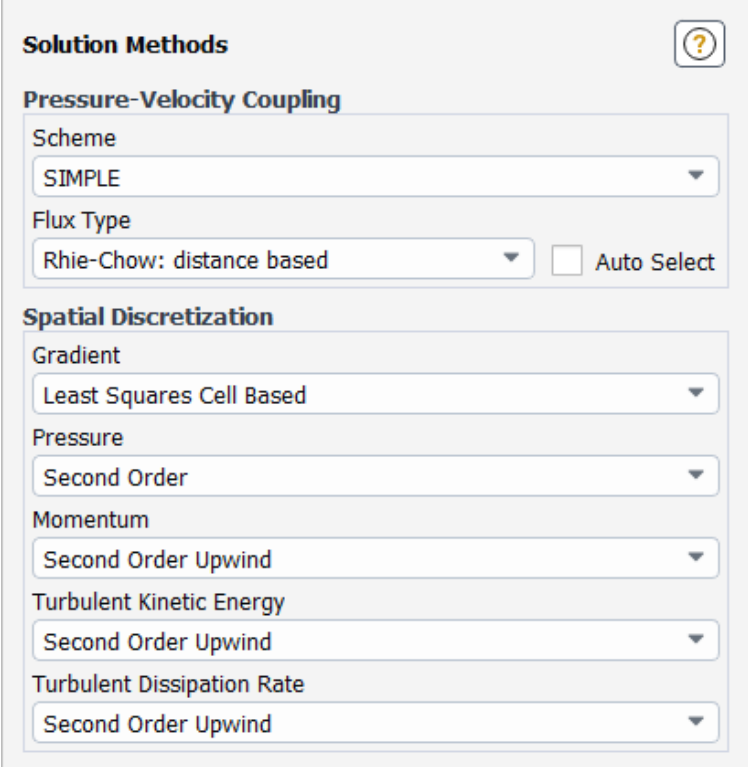


Figura 7.11: Regiones periódicas.

7.4 Resolución

Una vez terminadas todas las condiciones de contorno, el siguiente paso será comenzar a preparar la resolución del problema. Para ello en la pestaña Methods dentro de Solution se deberán seleccionar las siguientes opciones dentro del método de resolución Pressure-Velocity Coupling, el cual mediante la relación entre la presión y la velocidad utiliza un algoritmo para obtener así el mapa de las presiones. Dentro de este método se deberá seleccionar la opción SIMPLE y seleccionar el gradient Least Squares Cell Based y second order en el resto de los apartados.



Solution Methods

Pressure-Velocity Coupling

Scheme
SIMPLE

Flux Type
Rhie-Chow: distance based ☐ Auto Select

Spatial Discretization

Gradient
Least Squares Cell Based

Pressure
Second Order

Momentum
Second Order Upwind

Turbulent Kinetic Energy
Second Order Upwind

Turbulent Dissipation Rate
Second Order Upwind

Figura 7.12: Método de resolución.

Ahora sí, se podrá proceder a realizar la solución del problema, pero antes de comenzar se deberá realizar una inicialización para que el solver compruebe que todos los valores convergerán antes de realizar la solución final para así asegurarse de que la solución cumple una mínima precisión. Se realizará en el apartado de Initialization, seleccionando Hybrid initialization.

Finalmente, una vez se comprueba que estos valores convergen, se puede proceder a realizar la solución final y para ello en Run Calculation se deberá primero establecer el número de iteraciones, que en este caso en particular se estableció en 300 para que el solver pudiese alcanzar una solución lo más precisa y adecuada posible.

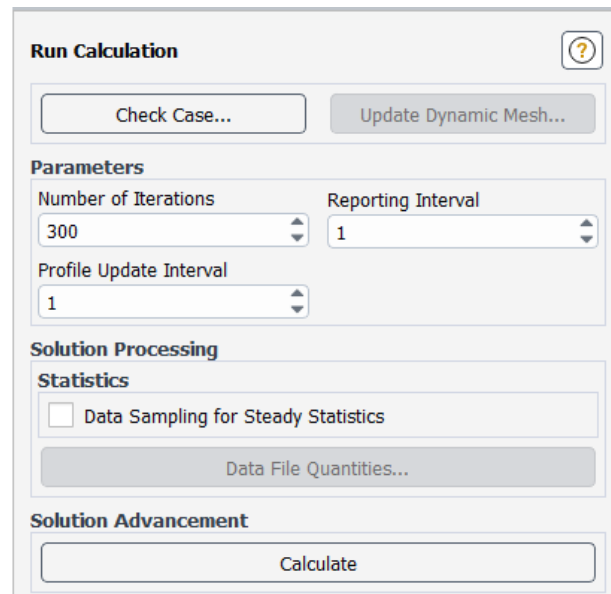


Figura 7.13: Inicio de los cálculos.

7.5 Análisis de resultados

Una vez finalizada la resolución, el último paso que se deberá llevar a cabo será la obtención de los valores más significativos del comportamiento del rodete, para así obtener el rendimiento y diferentes parámetros de gran importancia. Para ello se hará uso de otro módulo de Ansys, el módulo “Results”, mediante el cual se obtendrán estos parámetros a partir de la simulación que ha sido realizada previamente con Fluent.

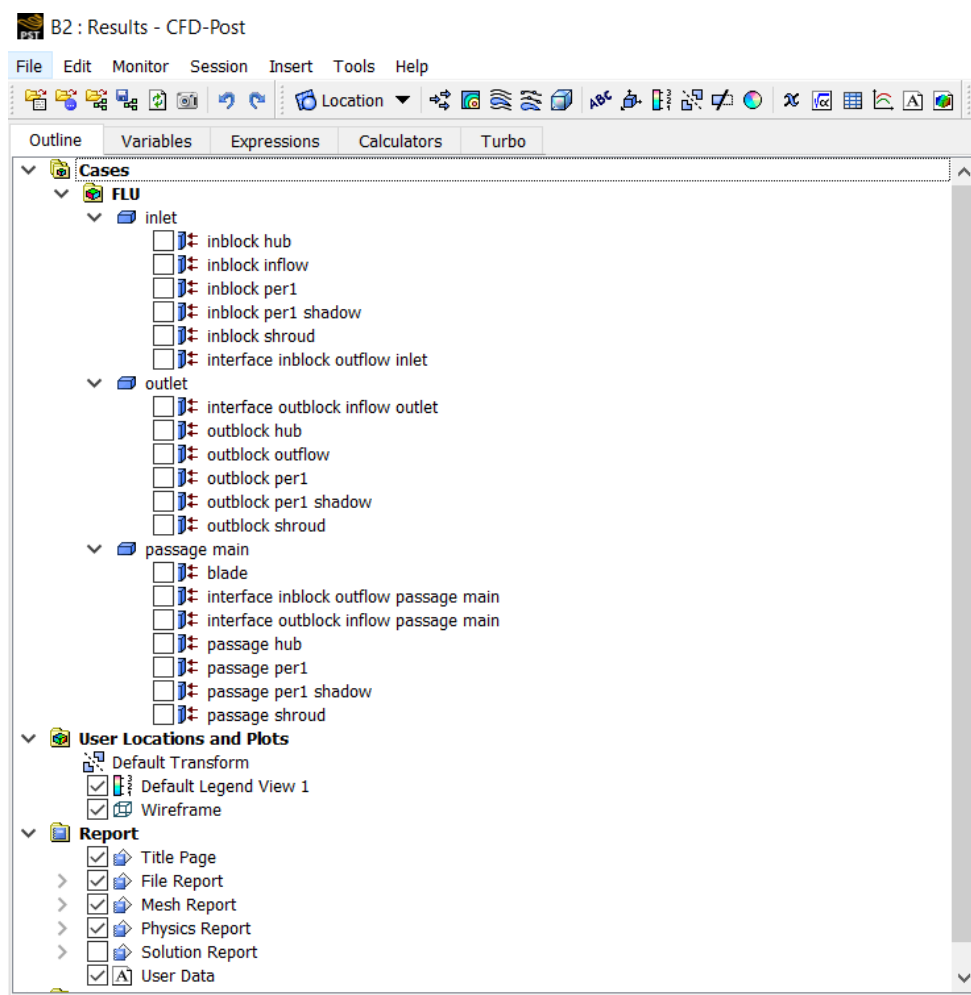


Figura 7.14: Menú del software de resultados.

A la hora de analizar el comportamiento del rodete que se ha diseñado previamente, el parámetro con mayor interés es el rendimiento de este, debido a que estará reflejando mayormente si el rodete ha sido diseñado adecuadamente y si trabaja como se había presupuesto en los cálculos previos a su diseño. Al mismo tiempo estará también reflejando la viabilidad del diseño, ya que un rodete cuyo rendimiento sea bajo, no será considerado como óptimo para instalarlo en la central.

Para llegar a calcular el rendimiento, primero se deberán de obtener las diferentes variables necesarias para calcularlo, y para ello se definirán en este módulo de "Results" las diferentes expresiones para ir obteniendo los siguientes parámetros:

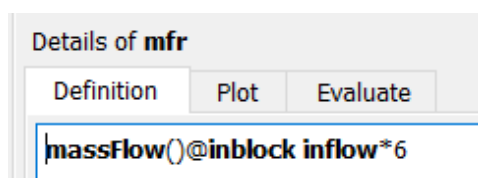


Figura 7.15: Cálculo del flujo másico.

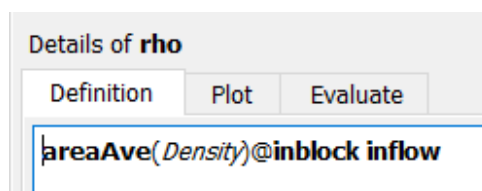


Figura 7.16: Densidad del fluido.

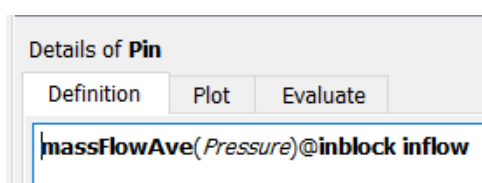


Figura 7.17: Cálculo de la presión en el inlet.

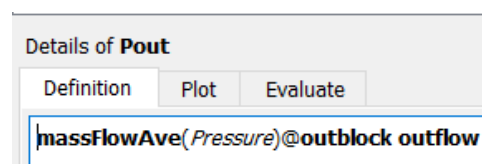


Figura 7.18: Cálculo de la presión en el outlet.

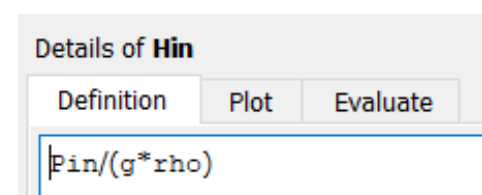


Figura 7.19: Cálculo de la altura de presión del inlet.

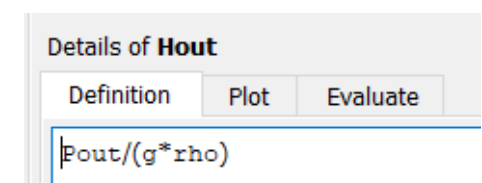


Figura 7.20: Cálculo de la altura de presión del outlet.

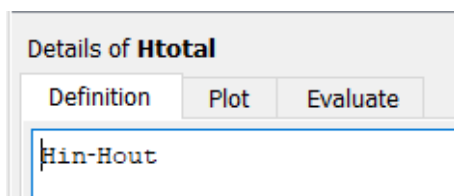


Figura 7.21: Cálculo de la altura de presión total.

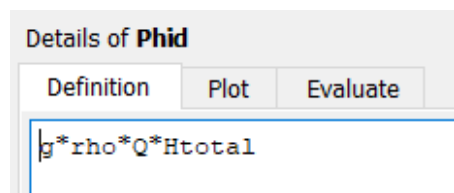


Figura 7.22: Cálculo de la potencia hidráulica.

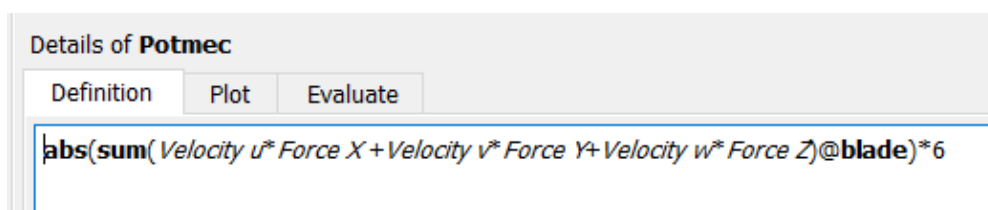


Figura 7.23: Cálculo de la potencia mecánica del rodete.

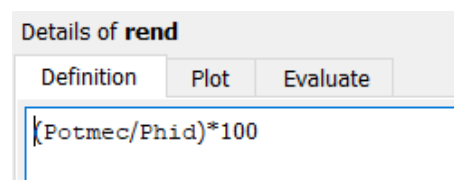


Figura 7.24: Rendimiento del rodete.

Finalmente, después de obtener todos los parámetros mediante las expresiones definidas, se llega a obtener el rendimiento, que para estos parámetros de funcionamiento base definidos, es decir, condiciones normales de funcionamiento es del 91,475 %.

Además del rendimiento, los valores de los parámetros que han permitido calcularlo son:

- Caudal: 6,6 m³/s
- Densidad: 998,2 kg/m³
- Presión a la entrada: 409057 Pa

- Presión a la salida: 668,69 Pa
- Altura total de presión: 41,717 m
- Potencia Hidráulica: 2,7 Mw
- Potencia Mecánica en el eje: 2,46 Mw

Además de los valores numéricos, el módulo de "Results" permite visualizar como varían los diferentes parámetros a lo largo de su paso por el rodete de una manera gráfica. Pudiendo así visualizar las zonas con mayor cantidad de turbulencias, o de qué manera se distribuye la presión en el álabe durante la interacción con el fluido.

- Presiones:

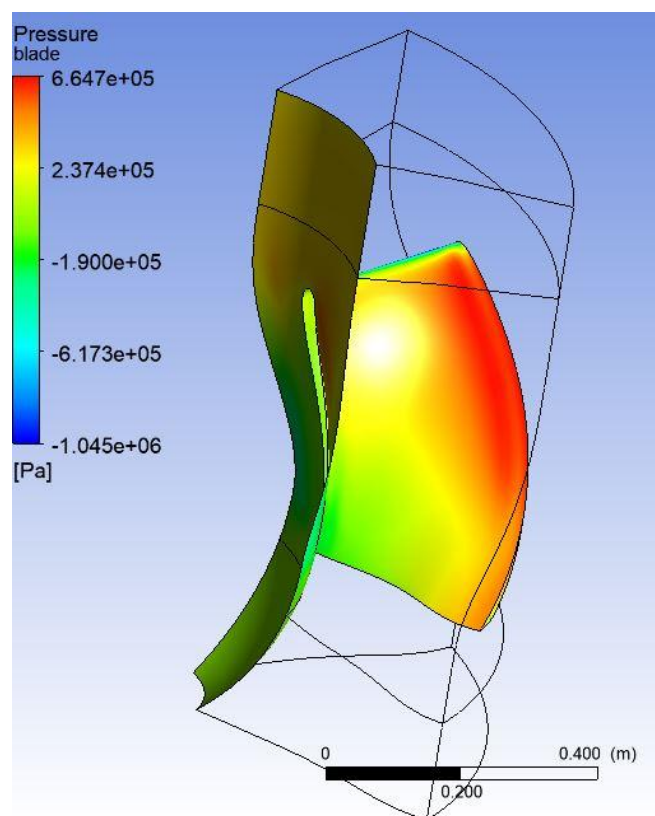


Figura 7.25: Mapa de presiones del álabe.

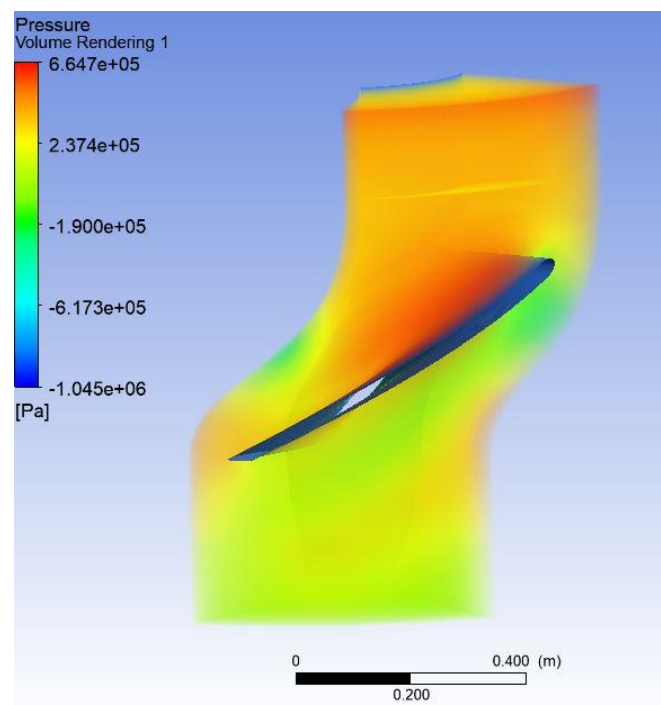


Figura 7.26: Mapa de presiones del fluido a su paso por el rodete.

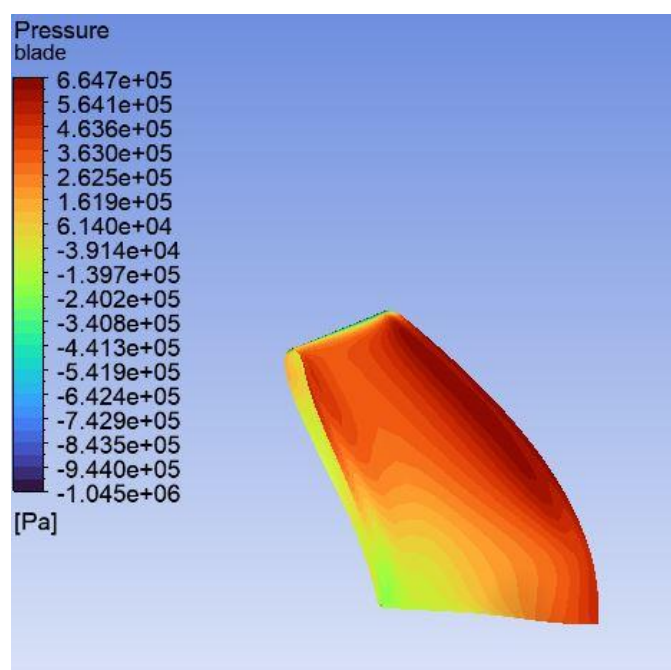


Figura 7.27: Presión del fluido sobre el álabe.

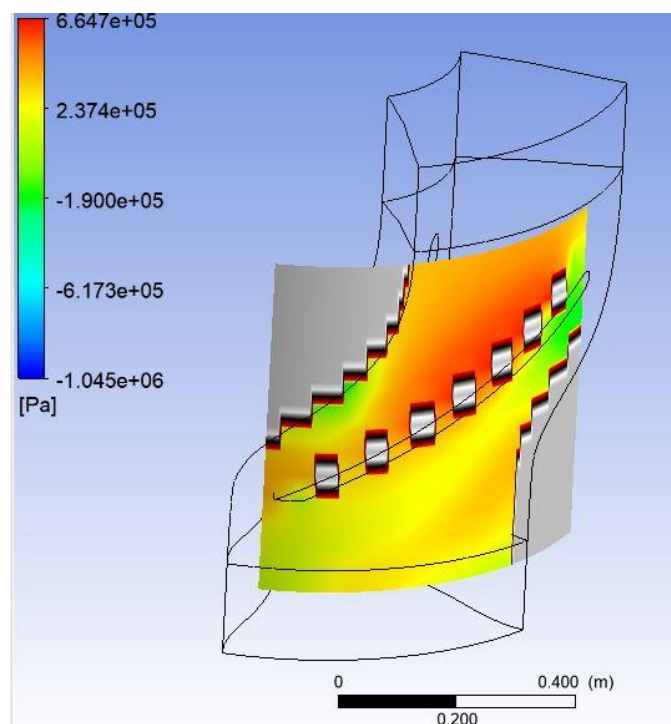


Figura 7.28: Presión ejercida sobre la sección intermedia del álabe.

- Velocidades de turbulencias:

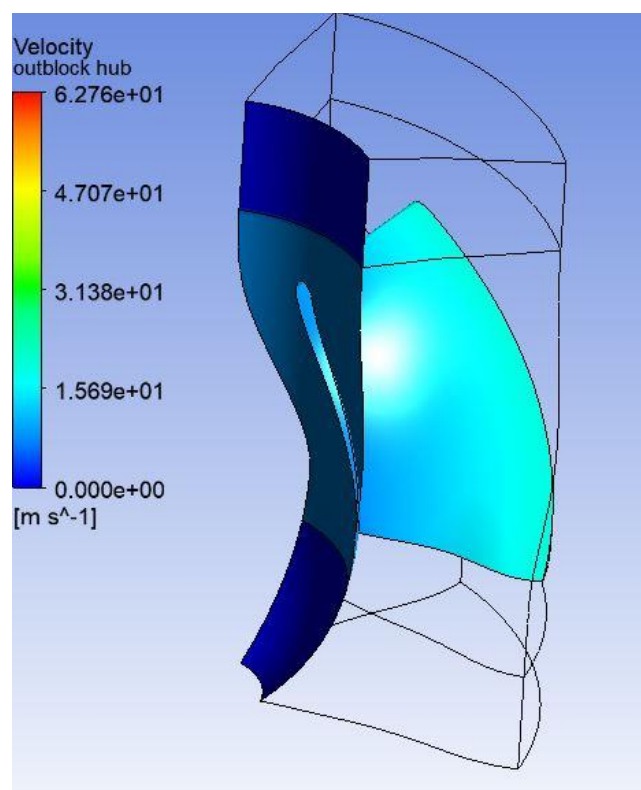


Figura 7.29: Mapa de turbulencias sobre el álabe.

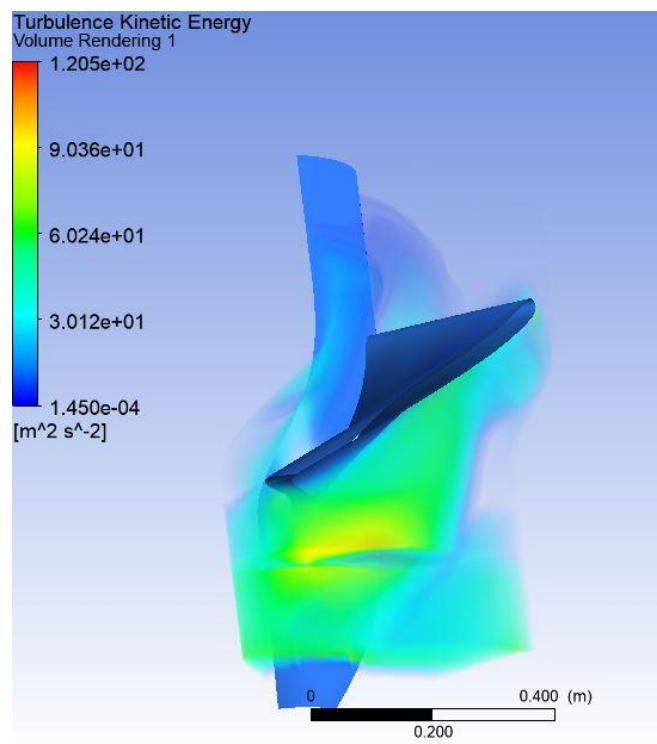


Figura 7.30: Mapa de turbulencias del fluido a su paso por el rodete.

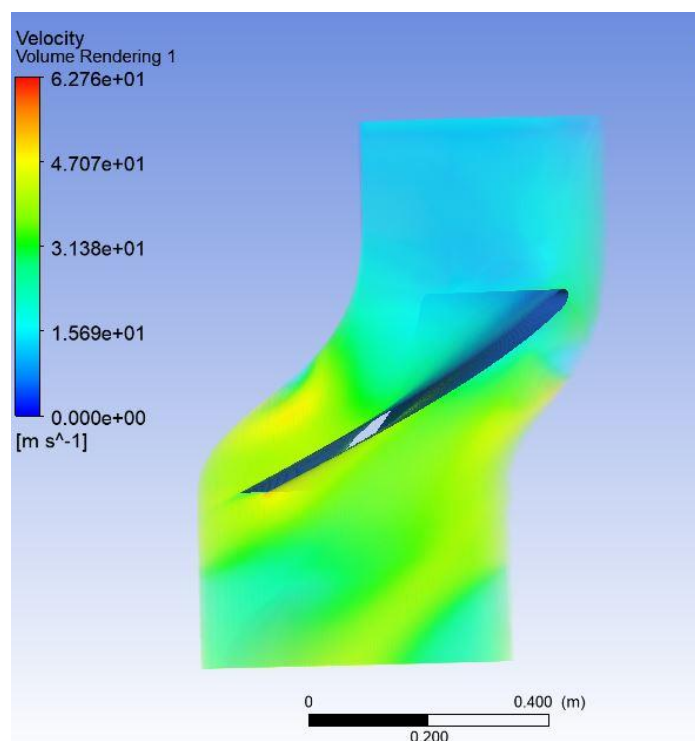


Figura 7.31: Mapa de turbulencias renderizado.

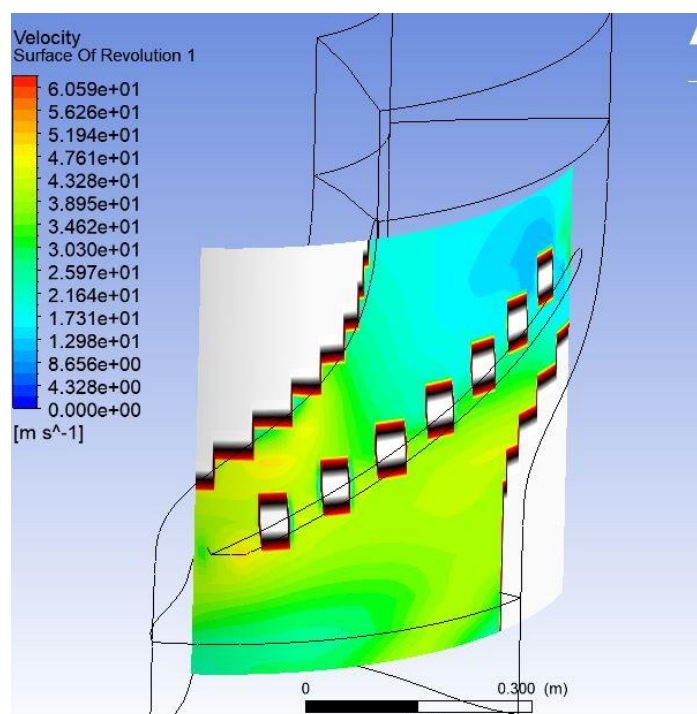


Figura 7.32: Turbulencias sobre la sección intermedia del álabe.

7.6 Parametrización

Una vez obtenidos todos los resultados con los datos de funcionamiento ideal de la turbina, es decir, caudal ideal continuo, velocidad nominal de rotación del rodete correspondiente a ese valor de caudal... Es necesario también comparar diferentes puntos de comportamiento de la turbina, pudiendo así representar diversas situaciones, como un aumento del caudal, una disminución, o variaciones en la velocidad de rotación del rodete. Para que esto sea posible con una mayor rapidez, será necesario sustituir los valores de los parámetros en el solver para simular cada caso concreto por separado, pero para ahorrar tiempo, se procederá a la parametrización de estos valores. Al convertir la entrada de estos datos en parámetros, será posible predefinir en Ansys los valores para los que se requiere obtener una solución, y esto permitirá que se realicen todas las simulaciones a la vez.

En la siguiente figura, aparecen representados los diferentes valores de los parámetros que se asignarán para cada caso a resolver, y como se puede observar, cada caso tendrá dos entradas de datos, flujo másico y velocidad angular del rodete:

1	Name ▼	P1 - parameter-1 ▼	P2 - caudal ▼
2	Units	rev min ⁻¹ ▼	kg s ⁻¹ ▼
3	DP 0 (Current)	348	1100
4	DP 1	370	1100
5	DP 2	320	1100
6	DP 3	300	1100
7	DP 4	280	1100
8	DP 5	350	1000
9	DP 6	350	1200
10	DP 7	350	1300
11	DP 8	350	1400
12	DP 9	350	1500
13	DP 10	320	1000
14	DP 11	320	1100
15	DP 12	320	1200
16	DP 13	320	1300
17	DP 14	320	1400
18	DP 15	320	1500

Figura 7.33: Puntos de cálculo de los parámetros.

Obteniendo así además del punto de partida, otros 15 puntos en los que se realizará la solución para obtener el rendimiento y la presión a la salida del rodete en cada uno de ellos.

Para implementar esta parametrización en el solver, es necesario modificar en Fluent los valores de entrada del flujo másico y de la velocidad angular del rodete, para ello se seleccionará la opción de parámetro en vez de introducir una cantidad numérica, nombrando rotspeed para la velocidad angular, y mass_inlet para el flujo másico a la entrada del rodete.

Fluid

Zone Name:

Material Name:

☒ Frame Motion ☐ 3D Fan Zone ☐ Source Terms

☐ Mesh Motion ☐ Laminar Zone ☐ Fixed Values

☐ Porous Zone

Reference Frame | Mesh Motion | Porous Zone | 3D Fan Zone | Embedded LES | Reaction | Source Terms | Fixed Values | Multiphase

Relative Specification **UDF**

Relative To Cell Zone: Zone Motion Function:

Rotation-Axis Origin

X [m]: Y [m]: Z [m]:

Rotation-Axis Direction

X: Y: Z:

Rotational Velocity

Speed:

Translational Velocity

X [m/s]: Y [m/s]: Z [m/s]:

Figura 7.34: Parametrización de la velocidad de rotación.

Mass-Flow Inlet

Zone Name:

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | Potential | Structure | UDS

Reference Frame:

Mass Flow Specification Method:

Mass Flow Rate:

Supersonic/Initial Gauge Pressure [Pa]:

Direction Specification Method:

Coordinate System:

Radial-Component of Flow Direction:

Tangential-Component of Flow Direction:

Axial-Component of Flow Direction:

Turbulence

Specification Method:

Turbulent Intensity [%]:

Turbulent Viscosity Ratio:

Figura 7.35: Parametrización del flujo másico.

Finalmente, para que el solver realice todas las soluciones con cada par de valores, será necesario determinar los parámetros de salida que procederá a calcular, en este caso, debido a su importancia se calcularán rendimiento, potencia mecánica, potencia hidráulica y altura total de presión.

Una vez obtenidas todas las soluciones, se podrá realizar una comparación entre los distintos puntos de trabajo de la turbina, para así poder determinar cómo irá variando su rendimiento dependiendo de las diferentes situaciones de trabajo en las que se encuentre.

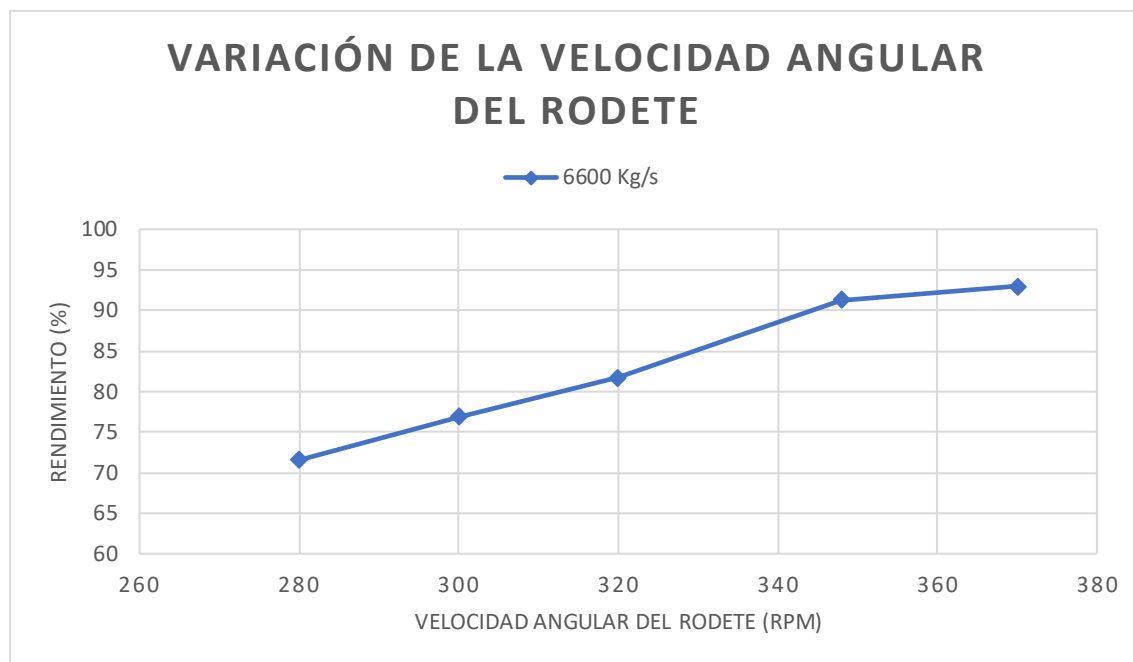


Figura 7.36: Rendimiento del rodetes según su velocidad de rotación.

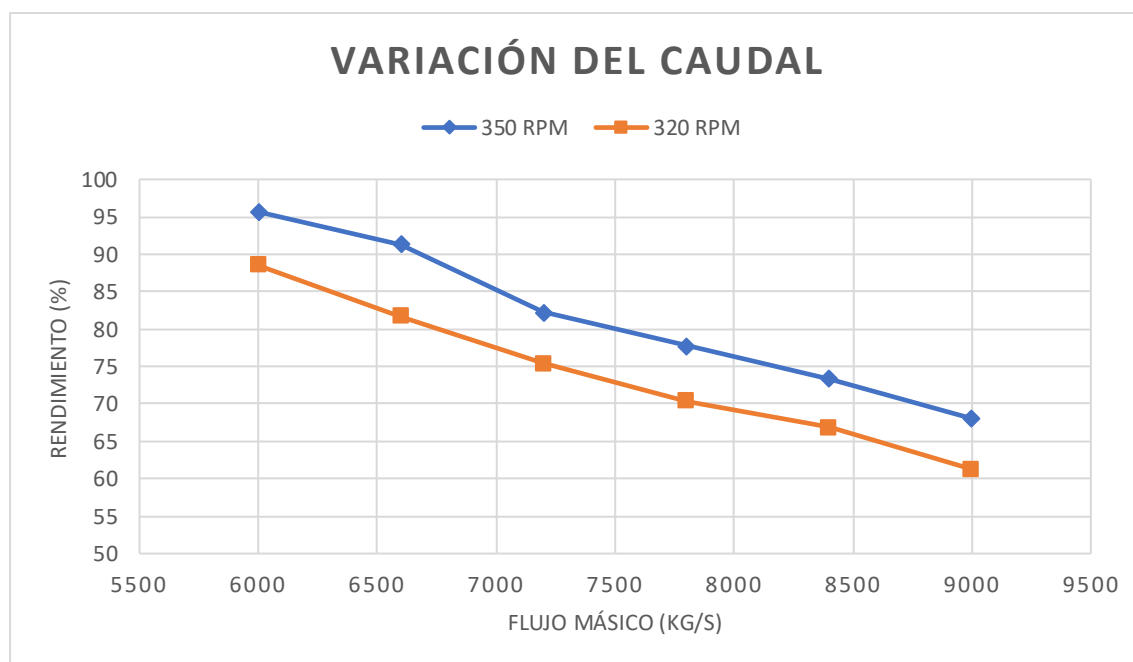


Figura 7.37: Comparación del rendimiento entre diferentes velocidades de rotación.

8 CONCLUSIONES

En el trabajo realizado se ha comprobado la gran utilidad que supone el uso de los softwares de dinámica de fluidos computacional a la hora de realizar simulaciones de casos reales. Gracias al uso de este tipo de softwares y en concreto al que ha sido utilizado en este caso, Ansys, se ha podido realizar la resolución de del comportamiento de una turbina Kaplan sin necesidad de realizar un estudio experimental que requeriría de mucho más tiempo y sería más laborioso y complicado.

Gracias a la existencia de este software y de otros muchos similares, se puede conseguir un gran ahorro de tiempo a la hora de analizar el comportamiento de las turbomáquinas en sus entornos de trabajo, siendo capaces de recrear mediante el uso del software todas las condiciones para que se puedan obtener en la simulación una serie de parámetros que no difieran mucho de los reales. Además de permitir la simulación de los modelos ya diseñados de turbomáquinas, dentro de Ansys también se encuentran una serie de softwares que contribuyen y facilitan el análisis de las turbomáquinas. En concreto dos de estos softwares son Bladegen, y Turbogrid. Gracias al uso de Bladegen, se puede prescindir del uso de otros programas de CAD donde el diseño de las turbomáquinas puede resultar complicado. Mediante el uso de Bladegen, que permite el diseño de una manera rápida e intuitiva, se pueden modelar todo tipo de turbomáquinas con una gran precisión, además de que al pertenecer a Ansys, permite una gran facilidad de conexión para posteriormente realizar los mallados y finalmente simular el modelo.

Por ello Ansys es un software que permite realizar una gran cantidad de operaciones, capaz de realizar los modelos y simulaciones con una gran precisión gracias a la cantidad de parámetros que se pueden ajustar para conseguir la máxima similitud a una simulación real. Es por ello que, para llegar a poder realizar todos los procesos necesarios hasta llegar a la solución final del proyecto, es necesaria una formación previa en el software, necesaria para aprender a utilizar este de forma correcta, ya que al comienzo de este proyecto las nociones de trabajo en este tipo de software eran nulas.

Gracias al uso de este software, el proyecto realizado no ha necesitado de ensayos prácticos reales con turbinas para llevarse a cabo, lo que de nuevo muestra la ventaja que supone el uso de estos a la hora de analizar el comportamiento de las turbomáquinas. Este proyecto es solamente una pequeña muestra de toda la serie de operaciones que un software como Ansys puede realizar. Es por ello, que hoy en día la formación en estos programas debería de ser esencial, ya que pueden suponer un gran ahorro de tiempo y sobre todo económico. Por lo tanto, se puede concluir en que este tipo de softwares hoy en día, con el avance de las tecnologías, al haber conseguido que los resultados sean casi tan precisos como en los modelos físicos, deberían ser imprescindibles en el campo hidroeléctrico.

Llegado ya el momento de analizar los resultados obtenidos de las distintas simulaciones, se puede llegar a la conclusión de que son datos que se asemejan mucho a los que previamente se habían calculado de forma teórica, por lo que reafirma la precisión que estos softwares son capaces de alcanzar hoy en día. Estos resultados han servido para analizar el rendimiento de una turbina Kaplan, en concreto la turbina de la central hidroeléctrica de La Flor, haciendo posible calcular su rendimiento a partir del caudal, el salto neto y de la potencia instalada.

Finalmente, en el estudio realizado de la turbina en diferentes puntos y condiciones de trabajo, se ha llegado a la conclusión de que, con un caudal constante, el rendimiento irá disminuyendo según menor sea la velocidad de rotación del rodete. Y, por otro lado, en la situación de encontrarse la turbina en una velocidad de rotación constante, el rendimiento disminuirá según vaya aumentando el caudal. Teniendo en cuenta, que las condiciones óptimas de trabajo de la turbina y por tanto en las que se alcanzará el mayor rendimiento son la velocidad de rotación y caudal obtenidos a partir de los datos de la central, y que toda variación que se produzca en estos parámetros, pese a que puede afectar en mayor o menor medida, producirá una disminución del rendimiento

9 ANEXO: CÁLCULOS

Para el diseño de la turbina, han sido necesarios una serie de cálculos de todas sus dimensiones a partir de los datos de la central en la que se iba a implementar la turbina. En este apartado del trabajo se procederá a desarrollar esta serie de cálculos, que posteriormente permitirán mediante diferentes softwares de diseño, realizar el diseño de la turbina Kaplan de la forma más exacta posible, posibilitando así posteriormente la obtención de los mayores y más reales rendimientos posibles a la hora de la simulación.

La turbina será dimensionada a partir de los datos de partida de la central Hidroeléctrica de La Flor, en la que se procederá a diseñar la turbina Kaplan para posteriormente simular dicha turbina. Para hallar todo el conjunto de las diferentes expresiones que serán necesarias en el cálculo para su diseño, se hará uso de toda la teoría de turbomáquinas que ya ha sido expuesta anteriormente en este trabajo [7].

Todos los cálculos han sido realizados y comprobados de manera rigurosa, debido a que de ellos depende el éxito en el posterior diseño de la turbina, ya que cuanto mejor y más exacto sea el diseño, será capaz de ceñirse más a la realidad, permitiendo así que se pueda comprobar la eficiencia que pueden llegar a conseguir este tipo de minicentrales hidroeléctricas.

9.1 Datos de la central

Como ya se ha comentado previamente, se partirá de una serie de datos, obtenidos de una central real, en concreto de la central hidroeléctrica de La Flor, de la cual serán necesarios los datos del salto de agua, caudal de agua y de la potencia instalada de la central.

Caudal, $Q = 6,6 \text{ m}^3/\text{s}$

Salto, $H_n = 8,49 \text{ m}$

Potencia instalada, $P = 400 \text{ Kw}$

Además de los datos de la propia central, será también necesario determinar los datos de gravedad y densidad del agua que serán utilizados, en este caso se ha decidido utilizar:

Densidad el agua, $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$

Gravedad, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

9.2 Cálculo de potencias

Para proceder al cálculo de las potencias de la turbina, primero haciendo uso de los datos expuestos se calculará la potencia teórica de la turbina:

$$P_{Teórica} = Q g H_n \rho = 6,6 * 9,81 * 8,49 * 1000 = 549,69 \text{ Kw}$$

Que será la potencia teórica alcanzada para el salto y caudal dados.

Como ha sido mostrado anteriormente, la central de La Flor tiene una potencia instalada de 400 Kw, sin embargo, durante el funcionamiento de la turbina en la central esta no será la potencia que se use para la posterior determinación de los demás parámetros, debido a que deben considerarse tanto los rendimientos eléctricos, como las pérdidas mecánicas que se produzcan. Por ello se ha decidido considerar el valor del rendimiento eléctrico en 0,96.

Habiendo decidido ya el valor que se usará para el rendimiento eléctrico se procederá a calcular la potencia útil, la cual se trata de la mínima potencia necesaria que se deberá generar para obtener la potencia instalada de la central:

$$P_{útil} = \frac{P}{\eta_e} = \frac{400}{0,96} = 416,67 \text{ Kw}$$

Habiendo ya considerado el rendimiento eléctrico, el siguiente paso será tener también en cuenta las pérdidas mecánicas que se producirán en la turbina.

Estas pérdidas se deberán principalmente en las turbomáquinas debido a los rozamientos mecánicos entre los ejes y los cojinetes, debido a que el rodete de la turbina se encontrará en constante rotación mientras esté operando. Debido a que estas pérdidas suelen ser bastante considerables, se ha asumido que su valor ascenderá al 6%, ya que en las turbomáquinas su valor suele oscilar entre el 5 y el 7 por ciento habitualmente. Ahora sí, introduciendo también las pérdidas mecánicas se obtendrá la potencia interna, la cual será necesario generar teniendo en cuenta pérdidas eléctricas y mecánicas:

$$P_{interna} = P_{\text{útil}} * (0,06 + 1) = 441,67 \text{ Kw}$$

A partir de este valor de la potencia interna, junto con los parámetros presentados anteriormente, se podrán comenzar a calcular los datos estructurales de la turbina, partiendo del rodete, hasta los álabes y la carcasa.

9.3 Cálculo del rodete

En este apartado, será fundamental obtener los radios interno y externo del rodete para así proceder con el resto de los cálculos, así como la obtención de los ángulos de entrada y salida de los álabes, del rodete. Esto será posible gracias al uso de la Ecuación de Euler, la cual es la base del estudio de las turbomáquinas, en este caso hidráulicas, y por lo tanto mediante su uso será posible conseguir los parámetros para iniciar el diseño. Adicionalmente, también es necesario destacar, que para esta primera parte en la que se obtendrán los radios exterior e interior, los ángulos de entrada y salida y las distintas velocidades de los perfiles asociadas a dichos ángulos, se hará uso de la teoría de los álabes infinitos para a la hora de resolver las ecuaciones de Euler, los cálculos se simplifiquen sin llegar a perjudicar la solución.

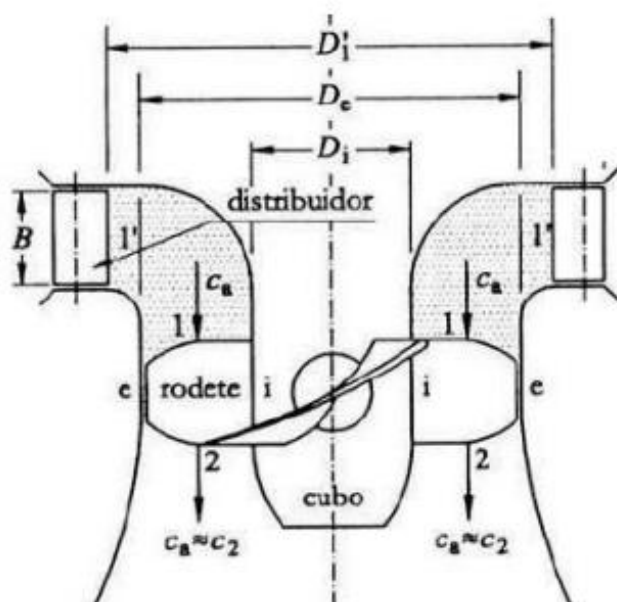


Figura 9.1: Dimensiones del rodete. [1]

En primer lugar, se deberá elegir la relación geométrica entre los radios del rodete. Esto es posible gracias a los estudios realizados por Adolph y F. Schweiger, en los que determinaban que esta relación debía estar entre los valores de 0,35 y 0,67 para un correcto funcionamiento de la máquina. En este caso como es necesario este valor para la resolución de los demás parámetros, se asumirá un valor de 0,45 en esta relación, valor que se encuentra entre los valores adecuados, por lo que de momento se asegurará el correcto funcionamiento.

$$\nu = \frac{D_{interior}}{D_{exterior}} = 0,45$$

Otro coeficiente que deberá establecerse será el coeficiente de proporcionalidad, el cual se define como la proporción entre la energía cinética y la energía de presión:

$$\xi = \frac{E_{cinética}}{E_{presión}} = 0,4$$

Gracias a estos valores que se han asumido, se podrá proceder a calcular el primer parámetro necesario, la velocidad absoluta del fluido a la entrada de la turbina:

$$C_1 = \sqrt{H_n * 2 * g * (1 - \xi)} = \sqrt{8,49 * 2 * 9.81 * (1 - 0.4)}$$

$$= 9,997 \frac{m}{s}$$

Llegado este punto, se deberán tener en cuenta una serie de consideraciones, debido a que el diseño será para una turbina axial Kaplan, como se explica previamente en la teoría de estas turbomáquinas, la velocidad tangencial del rodete será igual en la entrada y en la salida. Esto no solo influirá en la velocidad tangencial, ya que otra característica de las turbinas Kaplan, es que el ángulo de salida deberá ser de noventa grados, con el objetivo de conseguir el máximo rendimiento posible.

El siguiente paso será realizar el cálculo de la velocidad tangencial del rodete, la cual como se ha indicado, será igual a la entrada y a la salida del mismo. Para este cálculo se hará uso además del coeficiente Ku con valor 1,5.

$$u \approx K_u \sqrt{H_n * 2 * g} = 1,5 * \sqrt{8,49 * 2 * 9.81} = 19,36 \frac{m}{s}$$

Una vez obtenida la velocidad tangencial, se podrá proceder al cálculo de los diámetros del rodete. Para ello será necesario plantear un sistema de ecuaciones con la ecuación del caudal y las ecuaciones de Euler. Solo con este sistema, solo obtendremos el diámetro exterior y el ángulo Alpha de entrada, pero gracias a la relación geométrica que previamente se escogió como dato, se podrá hallar el diámetro interior también. Cabe mencionar que además de las ecuaciones de Euler y el caudal, se hará uso de las relaciones geométricas presentadas en el triángulo de velocidades:

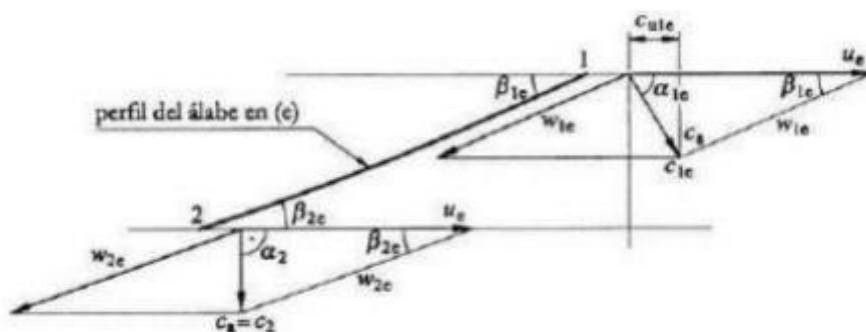


Figura 9.2: Triángulo de velocidades. [1]

Para plantear el sistema se partirá de las siguientes expresiones:

$$Cm1 = C1 * \sin(\alpha_1)$$

$$P_{interna} = Q * \rho * w * (r_1 * C_{1u} - r_2 * C_{2u})$$

$$C_{1u} = C1 * \cos(\alpha_1)$$

$$C_{2u} = C2 * \cos(\alpha_2) = 0 \rightarrow \alpha_2 = 90^\circ$$

$$r_1 = r_2 = r$$

$$w = \frac{u}{r} = \frac{u}{\frac{De}{2}}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} * [De^2 - Di^2] * Cm1$$

Ahora sustituyendo las expresiones en la ecuación de Euler y la del caudal se plantea el sistema:

$$P_{interna} = Q * \rho * \frac{u}{\frac{De}{2}} * \left[\frac{De}{2} * C1 * \cos(\alpha_1) \right]$$

$$Q = \frac{\pi}{4} * [De^2 - (De * v)^2] * C1 * \sin(\alpha_1)$$

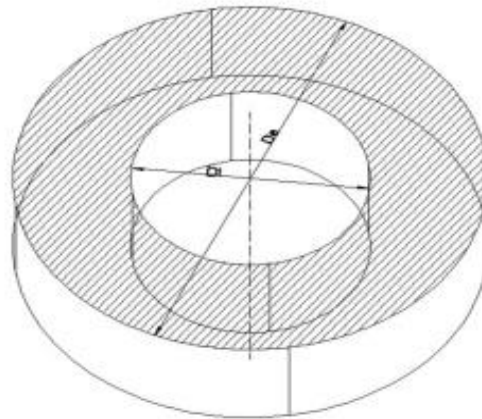


Figura 9.3: Diámetros interior y exterior. [17]

Una vez planteado el sistema con las dos ecuaciones, solo estarán De y α_1 como incógnitas, por lo tanto, se resuelve obteniendo así:

$$De = 1,0599 \text{ m}$$

$$\alpha_1 = 69,77^\circ$$

Y gracias a la expresión de la relación geométrica de los diámetros, se obtiene:

$$Di = 0,4769$$

Una vez obtenidos ya los diámetros, y el ángulo α_1 se deberán hallar los ángulos beta, para ello se hará uso de las relaciones angulares del triángulo de velocidades, mediante el uso de las velocidades absolutas y sus proyecciones y las velocidades tangenciales:

$$\beta_1 = \arctg\left[\frac{C_1 * \sin(\alpha_1)}{u - C_1 * \cos(\alpha_1)}\right]$$

$$\beta_2 = \arctg\left[\frac{C_1 * \sin(\alpha_1)}{u}\right]$$

Obteniendo así los valores de $\beta_1 = 30, 53^\circ$ y $\beta_2 = 25, 85^\circ$.

Finalmente se completará la expresión de la velocidad angular usando la velocidad tangencial, y pudiendo obtener así la expresión de la velocidad angular específica del caudal:

$$w = \frac{u}{r} = 36,53 \text{ rad/s}$$

$$n = \frac{w * 30}{\pi} = 348,84 \text{ rpm}$$

$$n_{caudal} = \frac{n * \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{Hn^3}} = 180,187 \text{ rpm}$$

9.4 Cálculo de los álabes

Una vez obtenidos los datos necesarios del rodete como son los ángulos de la sección exterior y los diámetros tanto exterior como interior, ahora se procederá al cálculo de los parámetros de los álabes, los cuales serán los elementos que al entrar en contacto con el fluido transformarán la energía cinética de este en energía mecánica haciendo girar el rodete. La importancia del preciso cálculo de los álabes reside en el posterior comportamiento de la turbina. Esto se debe a que, aumentando la precisión de los cálculos, la eficiencia y el rendimiento serán superiores. Para conseguir esto, lo que se ha decidido hacer es dividir cada álabe en 5 secciones, ya que, calculando los parámetros de cada una de estas secciones, se podrá gozar de un mayor grado de precisión en el diseño posterior, ciñéndose así este diseño mucho más al modelo que matemáticamente sería el adecuado.

Como se ha indicado, al dividir cada álabe en 5 secciones será necesario obtener 5 radios equiespaciados. Para optimizar este proceso se ha decidido usar el radio interior y exterior, y añadir tres más entre estos dos radios.

$$Ri = \frac{Di}{2} = 0,23845$$

Ahora será necesario calcular el incremento que habrá que ir sumando al radio interior para ir consiguiendo las diferentes secciones, para ello se hará uso de los radios interior y exterior:

$$\Delta R = \frac{Re - Ri}{4} = 0,072875 \text{ m}$$

$$R1 = Ri + \Delta R = 0,311325 \text{ m}$$

$$R2 = R1 + \Delta R = 0,3842 \text{ m}$$

$$R3 = R2 + \Delta R = 0,457075 \text{ m}$$

$$Re = \frac{De}{2} = 0,52995 \text{ m}$$

Una vez obtenidos los radios de cada sección, cada vez que se proceda a calcular un ángulo o una velocidad, se calculará para cada una de las secciones.

El primer paso a continuación será calcular la velocidad tangencial de entrada en cada sección, paso el cual servirá para iniciar los demás cálculos:

$$\begin{aligned}
 u_{1i} &= Ri * w = 8,71 \frac{m}{s} \\
 u_{11} &= R1 * w = 11,37 \frac{m}{s} \\
 u_{12} &= R2 * w = 14,03 \frac{m}{s} \\
 u_{13} &= R3 * w = 16,69 \frac{m}{s} \\
 u_{1e} &= u = Re * w = 19,36 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

El siguiente paso después de haber obtenido las velocidades relativas de entrada, y por tanto las de salida, como ya se hizo referencia anteriormente por tratarse de una turbina Kaplan, será calcular las componentes tangenciales de las velocidades absolutas de entrada de cada sección.

Antes de proceder a su cálculo, será necesario calcular el rendimiento hidráulico de la turbina, ya que interviene en la fórmula de la componente tangencial de la velocidad absoluta. Calculando el rendimiento de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 C_{1ue} &= C1e * \cos(\alpha_1) = 9,997 * \cos(69,77) = 3,457 \frac{m}{s} \\
 \eta_{hidráulico} &= \frac{u_{1e} * C_{1ue}}{H_n * g} = \frac{19,36 * 3,457}{8,49 * 9,81} = 0,804 = 80,4\%
 \end{aligned}$$

Ahora sí, ya están todos los datos disponibles para seguir con los cálculos, en concreto los de las componentes tangenciales de las velocidades absolutas del fluido:

$$C_{1ui} = \frac{H_n * g * \eta_{hidráulico}}{u_{1i}} = 7,688 \frac{m}{s}$$

$$C1_{u1} = \frac{H_n * g * \eta_{hidráulico}}{u_{11}} = 5,889 \frac{m}{s}$$

$$C1_{u2} = \frac{H_n * g * \eta_{hidráulico}}{u_{12}} = 4,773 \frac{m}{s}$$

$$C1_{u3} = \frac{H_n * g * \eta_{hidráulico}}{u_{13}} = 4,012 \frac{m}{s}$$

$$C1_{ue} = \frac{H_n * g * \eta_{hidráulico}}{u_{1e}} = 3,457 \frac{m}{s}$$

Una vez obtenidos ya todos los valores, servirán para obtener los ángulos alfa de cada sección, solo se estarán obteniendo los de entrada, ya que como se explicó anteriormente, en el caso de las turbinas Kaplan el de salida de cada sección de álabe será de 90°. Por lo que el valor de los ángulos Alpha de entrada será:

$$\alpha_{1i} = \arccos\left(\frac{C1_{ui}}{C1_e}\right) = 39,73^\circ$$

$$\alpha_{11} = \arccos\left(\frac{C1_{u1}}{C1_e}\right) = 53,91^\circ$$

$$\alpha_{12} = \arccos\left(\frac{C1_{u2}}{C1_e}\right) = 61,48^\circ$$

$$\alpha_{13} = \arccos\left(\frac{C1_{u3}}{C1_e}\right) = 66,34^\circ$$

$$\alpha_{1e} = \arccos\left(\frac{C1_{ue}}{C1_e}\right) = 69,77^\circ$$

Ahora con ayuda también de las relaciones trigonométricas y el esquema de los ángulos, se obtendrán los ángulos beta:

$$\beta_{1i} = \arctg\left(\frac{C1_{me}}{u_{1i} - C1_{ui}}\right) = 83,78^\circ$$

$$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{C1_{me}}{u_{11} - C1_{u1}}\right) = 59,70^\circ$$

$$\beta_{12} = \arctg\left(\frac{C1_{me}}{u_{12} - C1_{u2}}\right) = 45,34^\circ$$

$$\beta_{13} = \arctg\left(\frac{C1_{me}}{u_{13} - C1_{u3}}\right) = 36,49^\circ$$

$$\beta_{1e} = \arctg\left(\frac{C1_{me}}{u_{1e} - C1_{ue}}\right) = 30,53^\circ$$

Aquí es necesario destacar como el ángulo beta va decreciendo hasta alcanzar su valor más pequeño en el perfil más alejado del centro del rodete, es decir, el perfil externo. Esto es de vital importancia ya que, si no sucediese esto, el álabe podría tener ciertas zonas en las que se generarían zonas de turbulencias del fluido, que impedirían la incorrecta evacuación del mismo.

Al igual que se ha calculado el ángulo beta de entrada de cada sección, se calculará el de salida:

$$\beta_{2i} = \arctg\left(\frac{C1_{me}}{u_{1i}}\right) = 47,12^\circ$$

$$\beta_{21} = \arctg\left(\frac{C1_{me}}{u_{11}}\right) = 39,52^\circ$$

$$\beta_{22} = \arctg\left(\frac{C1_{me}}{u_{12}}\right) = 33,77^\circ$$

$$\beta_{23} = \arctg\left(\frac{C1_{me}}{u_{13}}\right) = 29,34^\circ$$

$$\beta_{2e} = \arctg\left(\frac{C1_{me}}{u_{1e}}\right) = 25,85^\circ$$

Una vez tenemos tanto los ángulos alfa como los beta, se procederá a calcular las velocidades relativas del fluido respecto al rodete. El cálculo de estas magnitudes servirá para comprobar que los cálculos son coherentes y que el comportamiento de la máquina hidráulica calculada se corresponde al de una turbina. Comenzando por las de entrada:

$$w_{1i} = \frac{C1_{me}}{\sin(\beta_{1i})} = 9,435 \frac{m}{s}$$

$$w_{11} = \frac{C1_{me}}{\sin(\beta_{1i})} = 9,435 \frac{m}{s}$$

$$w_{12} = \frac{C1_{me}}{\sin(\beta_{1i})} = 9,435 \frac{m}{s}$$

$$w_{13} = \frac{C1_{me}}{\sin(\beta_{1i})} = 9,435 \frac{m}{s}$$

$$w_{1e} = \frac{C1_{me}}{\sin(\beta_{1i})} = 9,435 \frac{m}{s}$$

Y lo mismo con las de salida:

$$w_{2i} = \frac{C1_{me}}{\sin(\beta_{2i})} = 12,8 \frac{m}{s}$$

$$w_{21} = \frac{C1_{me}}{\sin(\beta_{21})} = 14,74 \frac{m}{s}$$

$$w_{22} = \frac{C1_{me}}{\sin(\beta_{22})} = 16,875 \frac{m}{s}$$

$$w_{23} = \frac{C1_{me}}{\sin(\beta_{23})} = 19,143 \frac{m}{s}$$

$$w_{2e} = \frac{C1_{me}}{\sin(\beta_{2e})} = 21,513 \frac{m}{s}$$

Como se ha comentado previamente, en este apartado los datos que principalmente ayudarán a la construcción de la turbina son los de los ángulos alpha y beta. Pero sin embargo es de gran utilidad realizar los cálculos de las velocidades relativas ya que, al observar que la velocidad aumenta según el valor se acerca a la sección exterior, esto indica que sigue el funcionamiento de una turbina y que, por lo tanto, los cálculos hasta ahora son coherentes.

9.5 Álabes y dimensiones necesarias

Una vez obtenidos los valores angulares necesarios para calcular las distintas dimensiones del álabe, quedará todavía calcular las dimensiones estructurales, como son la altura, el número de álabes del que dispondrá la turbina... Esto siempre será teniendo en cuenta la altura de la cual cada sección individual no podrá superar que será la H_a (Altura de álabe). Para realizar estos cálculos lo primero que será necesario será obtener las revoluciones específicas, las cuales se calcularán en función del caudal.

$$n_{específicas} = 3,65 * \sqrt{\eta_{Hidráulico}} * n_q = 3,65 * \sqrt{0,804} * 180,18 = 589,695 \text{ rpm}$$

Una vez obtenido este parámetro, se procederá ahora a calcular el resto de los parámetros de las figuras. Para que esto haya posible, los siguientes cálculos, a parte de basarse en los datos obtenidos en los cálculos anteriores, se hará uso de las ecuaciones obtenidas por F. de Leva y F. de Siervo en sus estudios realizados sobre una gran cantidad de turbinas mundialmente. Gracias a sus estudios se obtuvieron las siguientes ecuaciones:

$$Hm = 6,94 * De * n_{específicas}^{-0,403} = 0,5259 \text{ m}$$

$$H1 = (0,38 + (5,17 * 10^{-5}) * n_{específicas}) * De = 0,4351 m$$

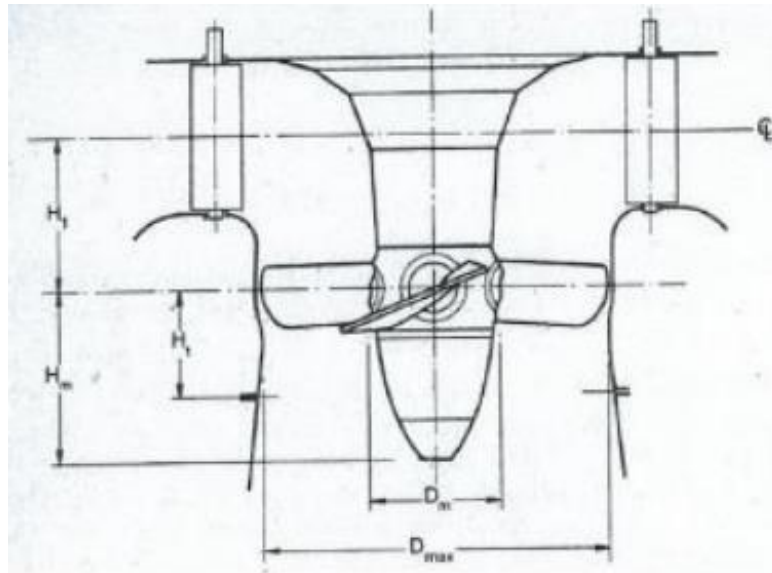


Figura 9.4: Resto de dimensiones del rodete. [9]

Con estos parámetros, ya se ha definido la altura total del rodete, una vez obtenidos, de manera muy sencilla se puede obtener la altura del álabe:

$$H_a = \frac{H_m + H_1}{3} = 0,3203 m$$

Finalmente, el paso que permitirá obtener el número total de álabes será la distancia que hay entre ellos, este parámetro tiene en cuenta tanto la altura de los álabes, como el ángulo beta de entrada de la sección exterior, y para ello se hace uso de la teoría de persiana de álabes:

$$espaciado = \frac{H_a}{tg(\beta_{1e})} = 0,5431 m$$

Y finalmente una vez obtenida la separación entre los álabes, se obtiene el número de álabes de la turbina:

$$Z = \frac{\pi * De}{espaciado} \approx 6 \text{ álabes}$$

Se ha aproximado el resultado al número entero más cercano.

En esta última sección de cálculos de los álabes, se procederá a calcular una serie de datos que facilitarán el diseño de estos en el posterior modelado con los programas de CAD. Estos cálculos se harán para cada sección de cada álabe, como siempre, para incrementar el grado de precisión en el diseño.

Primer se realizará el cálculo de las cuerdas de los álabes:

$$L_i = \sqrt{H_a^2 + \left(\frac{H_a}{2 * \sin(\beta_{1i})} + \frac{H_a}{2 * \sin(\beta_{2i})}\right)^2} = 0,4967 \text{ m}$$

$$L_1 = \sqrt{H_a^2 + \left(\frac{H_a}{2 * \sin(\beta_{11})} + \frac{H_a}{2 * \sin(\beta_{21})}\right)^2} = 0,5419 \text{ m}$$

$$L_2 = \sqrt{H_a^2 + \left(\frac{H_a}{2 * \sin(\beta_{12})} + \frac{H_a}{2 * \sin(\beta_{22})}\right)^2} = 0,605 \text{ m}$$

$$L_3 = \sqrt{H_a^2 + \left(\frac{H_a}{2 * \sin(\beta_{13})} + \frac{H_a}{2 * \sin(\beta_{23})}\right)^2} = 0,6767 \text{ m}$$

$$L_e = \sqrt{H_a^2 + \left(\frac{H_a}{2 * \sin(\beta_{1e})} + \frac{H_a}{2 * \sin(\beta_{2e})}\right)^2} = 0,7539 \text{ m}$$

Por último, se calcularán las curvaturas de los perfiles de los álabes haciendo uso del método propuesto por Weining, permitiendo así que los álabes tengan una forma más adecuada en cuanto a la interacción con el fluido, reduciendo así las turbulencias que se puedan generar.

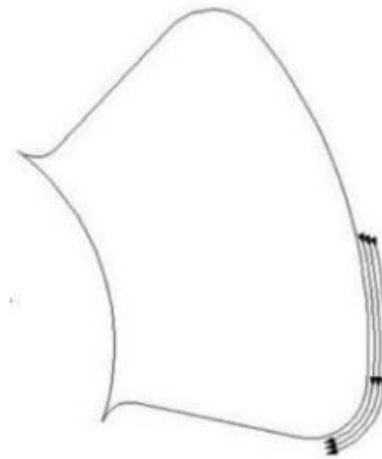


Figura 9.5: Curvatura del álabes. [17]

Para cada uno de los cinco perfiles el valor de los radios será:

$$R_{cur1} = \frac{Li}{\sqrt{2 * (1 - \sin(\alpha_{1i}))}} = 0,5847 \text{ m}$$

$$R_{cur1} = \frac{L1}{\sqrt{2 * (1 - \sin(\alpha_{11}))}} = 0,5847 \text{ m}$$

$$R_{cur2} = \frac{L2}{\sqrt{2 * (1 - \sin(\alpha_{12}))}} = 0,5847 \text{ m}$$

$$R_{cur3} = \frac{L3}{\sqrt{2 * (1 - \sin(\alpha_{13}))}} = 0,5847 \text{ m}$$

$$R_{cure} = \frac{Le}{\sqrt{2 * (1 - \sin(\alpha_{1e}))}} = 0,5847 \text{ m}$$

Con esto ya se concluirían los cálculos de las dimensiones de los álabes y del rodete, por lo que se podría proceder al diseño de estos, pero hay un último paso que puede ser realizado, y se trata de calcular al radio de curvatura de la parte inferior de los álabes. Este proceso es muy útil, ya que se dota a los álabes de una forma más suave

y por lo tanto que permitirá una interacción con el fluido menos brusca, disminuyendo así la cantidad de turbulencias, y aumentando el rendimiento de la turbina.

Para ello se hará uso de la siguiente fórmula, la cuál permite obtener el ángulo que hace que los álabes no colisionen.

$$\delta_{colisión} = \frac{z^2 * L_e * 60 - \pi * De * 60}{z^2 * L_e} = 52,64^\circ$$

Gracias a conocer este ángulo, se puede proceder a realizar una aproximación del valor del radio de curvatura del álabe, debido a que este cálculo puede resultar muy complejo, haciendo la aproximación en dos dimensiones se podrá conseguir un valor funcional:

$$t = \frac{De}{2} * \cos\left(\frac{\delta_{colisión}}{2}\right) = 0,475 \text{ m}$$

Y finalmente obteniendo el valor del radio de curvatura inferior del álabe:

$$R_{curvatura} = \frac{t}{n^\circ \text{ álabes}} = 0,0792 \text{ m}$$

9.6 Carcasa

Una de las partes importantes que intervienen en todo el conjunto de la turbina es la carcasa en espiral. Como se ha mencionado anteriormente, esta parte del conjunto tiene como objetivo transformar la fuerza de presión que tiene el caudal de agua en velocidad, para que así ese flujo pase después al distribuidor y posteriormente a la turbina. Por ello es una parte sumamente importante y requiere también un cálculo preciso para garantizar un correcto funcionamiento y un alto rendimiento. Las ecuaciones en las que se han basado los cálculos, como también ha sido en el caso del rodete y los álabes, son las ecuaciones obtenidas por F. de Leva y F. de Siervo a partir de un meticuloso estudio experimental desarrollado sobre una gran cantidad de turbinas Kaplan, obteniendo así las siguientes correlaciones para una carcasa de acero:

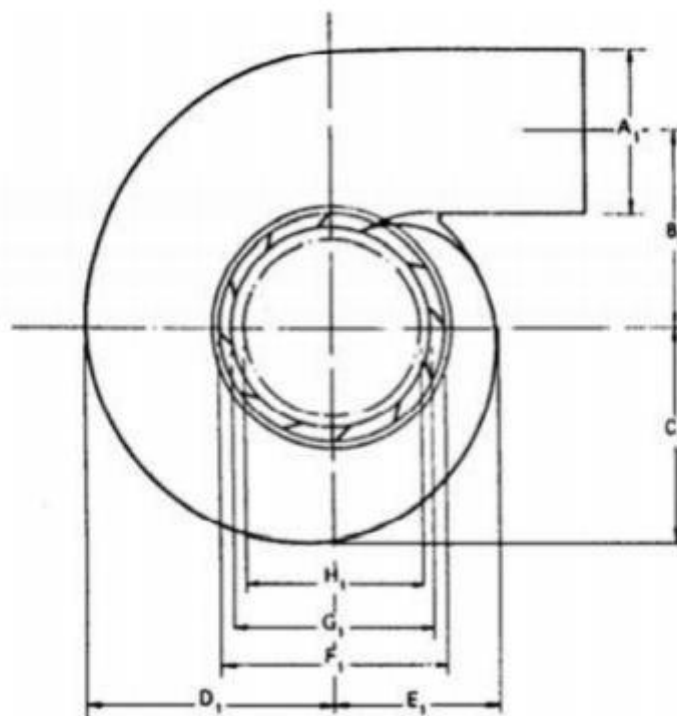


Figura 9.6: Dimensiones carcasa espiral. [9]

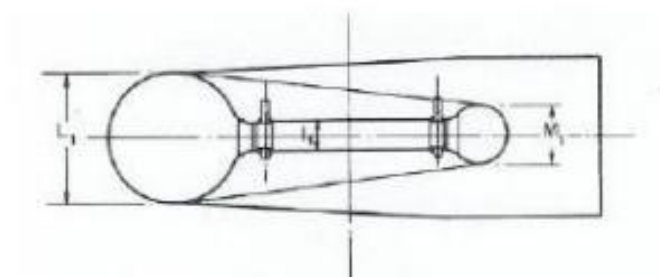


Figura 9.7: Resto de dimensiones carcasa espiral. [6]

$$A = (0,4 * n_{especifica}^{0,2}) * De = 1,5186 \text{ m}$$

$$B = (1,26 + 3,79 * 10^{-4} * n_{especifica}) * De = 1,5724 \text{ m}$$

$$C = (1,46 + 3,24 * 10^{-4} * n_{especifica}) * De = 1,7499 \text{ m}$$

$$D = (1,59 + 5,74 * 10^{-4} * n_{especifica}) * De = 2,044 \text{ m}$$

$$E = (1,21 + 2,71 * 10^{-4} * n_{especifica}) * De = 1,4519 \text{ m}$$

$$F = \left(1,45 + \frac{72,17}{n_{especifica}} \right) * De = 1,6666 \text{ m}$$

$$G = \left(1,29 + \frac{41,63}{n_{especifica}} \right) * De = 1,4421 \text{ m}$$

$$H = \left(1,13 + \frac{31,86}{n_{especifica}} \right) * De = 1,2549 \text{ m}$$

$$I = \left(0,45 - \frac{31,8}{n_{especifica}} \right) * De = 0,4198 \text{ m}$$

$$L = (0,74 + 8,7 * 10^{-4} * n_{especifica}) * De = 1,3281 \text{ m}$$

$$M = \frac{De}{(2,06 - 1,2 * 10^{-3} * n_{especifica})} = 0,7837 \text{ m}$$

9.7 Tubo de aspiración

Nuevamente, para realizar los distintos cálculos del tubo de aspiración, el cual se encarga de realizar el desagüe de la turbina, será necesario recurrir a los mismos estudios en los que se basan los cálculos de la carcasa.

Por ello, con ayuda de estas ecuaciones propuestas gracias a numerosos estudios realizados sobre turbinas Kaplan, con uso del diámetro exterior del rodete y la velocidad específica de este, se podrán obtener los parámetros del tubo de aspiración.

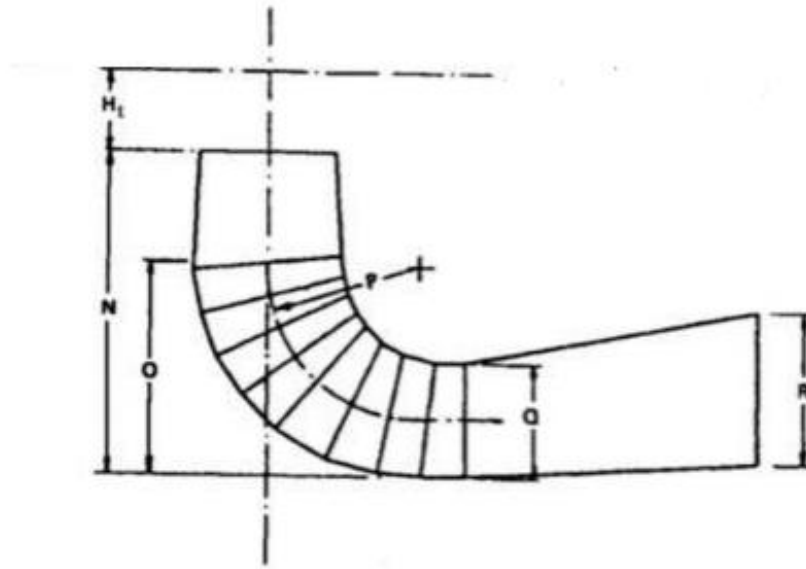


Figura 9.8: Dimensiones tubo de aspiración. [9]

$$N = (2 - 2,14 * 10^{-6} * n_{especifica}) * De = 2,1185 \text{ m}$$

$$O = (1,4 - 1,67 * 10^{-5} * n_{especifica}) * De = 1,4734 \text{ m}$$

$$P = \left(1,26 - \frac{16,35}{n_{especifica}} \right) * De = 1,3061 \text{ m}$$

$$Q = \left(0,66 - \frac{18,4}{n_{especifica}} \right) * De = 0,6665 \text{ m}$$

$$R = (1,25 - 1,67 * 10^{-5} * n_{especifica}) * De = 1,275 \text{ m}$$

$$S = \left(4,26 + \frac{201,51}{n_{especifica}} \right) * De = 4,8774 \text{ m}$$

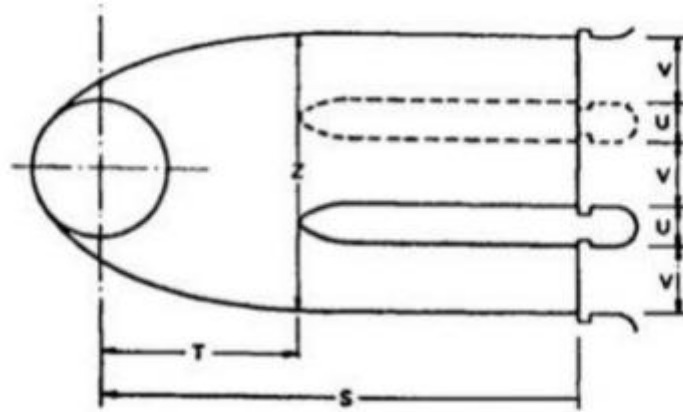


Figura 9.9: Resto de dimensiones tubo de aspiración. [9]

$$T = (1,2 + 5,12 * 10^{-4} * n_{especifica}) * De = 1,5919 \text{ m}$$

$$U = De * 0,15 = 0,1589 \text{ m}$$

$$V = 2,91 * De = 3,0843 \text{ m}$$

$$S = \left(2,58 + \frac{102,66}{n_{especifica}} \right) * De = 2,1185 \text{ m}$$

9.8 Cubierta cónica

La cubierta cónica, es la parte inferior del rodete, una vez el fluido haya abandonado los álabes y cedido energía al rodete, este debe ser evacuado, y la cubierta cónica facilitará esta evacuación para que se produzca de manera más eficiente.

Para realizar esta cubierta cónica, el paso fundamental será llegar a calcular la generatriz de la cubierta, paso al que llegaremos considerando esférico el cubo del rodete.

Para comenzar se hará uso de la altura de los álabes y del diámetro interior:

$$H_a = 0,3203 \text{ m}$$

$$Di = 0,4925 \text{ m}$$

Se deberán además tomar las siguientes aproximaciones en los valores al centro del cubo, en este caso en particular se ha decidido adoptar:

$$\Delta i = 0,1125 \text{ m}$$

$$\Delta s = 0,125 \text{ m}$$

Gracias a estas aproximaciones tomadas, se podrán obtener los ángulos esféricos:

$$\gamma i = 2 * \arccos \left(1 - \frac{\frac{Di}{2} - \Delta i}{\frac{Di}{2}} \right) = 123,3^\circ$$

$$\gamma s = 2 * \arccos \left(1 - \frac{\frac{Di}{2} - \Delta s}{\frac{Di}{2}} \right) = 116,77^\circ$$

Y finalmente, gracias a los ángulos obtenidos, se podrán calcular los diámetros de las cubiertas:

$$Di = Di * \sin \left(\frac{\gamma i}{2} \right) = 0,4061 \text{ m}$$

$$Ds = Di * \sin \left(\frac{\gamma s}{2} \right) = 0,4205 \text{ m}$$

Y ahora sí, terminando los cálculos de la cubierta cónica obteniendo la generatriz, la cual es posible obtener gracias a la altura Hm de la cubierta que ha sido calculada previamente, obteniendo un valor de Hm=0,5259 m.

$$Hm' = Hm - \Delta i = 0,4135 \text{ m}$$

Ahora para obtener la generatriz, se obtendrá la curva que defina esta generatriz para así poder diseñarla posteriormente solamente dibujando esta generatriz y creando una revolución.

Con el dato obtenido, quedará definida por lo tanto la ecuación parabólica de segundo grado de la forma:

$$A * X^2 + B * X + C = 0,4135$$

Para resolver y obtener los valores de los parámetros A, B y C, se deberán establecer unas condiciones de contorno. La primera será un punto conocido, ya que es sabido que en $X=D_i/2$, y condicionando también la parábola al eje de coordenadas quedaría:

$$A * X^2 = 0,4135$$

Que con la condición del punto conocido $X=D_i/2$ quedaría de la forma:

$$A = 7,27 \rightarrow Y = 7,27 * X^2$$

Esta curva puede ser representada, y gracias a la presentación se puede hacer una idea de cómo resultará en el posterior diseño del rodete:

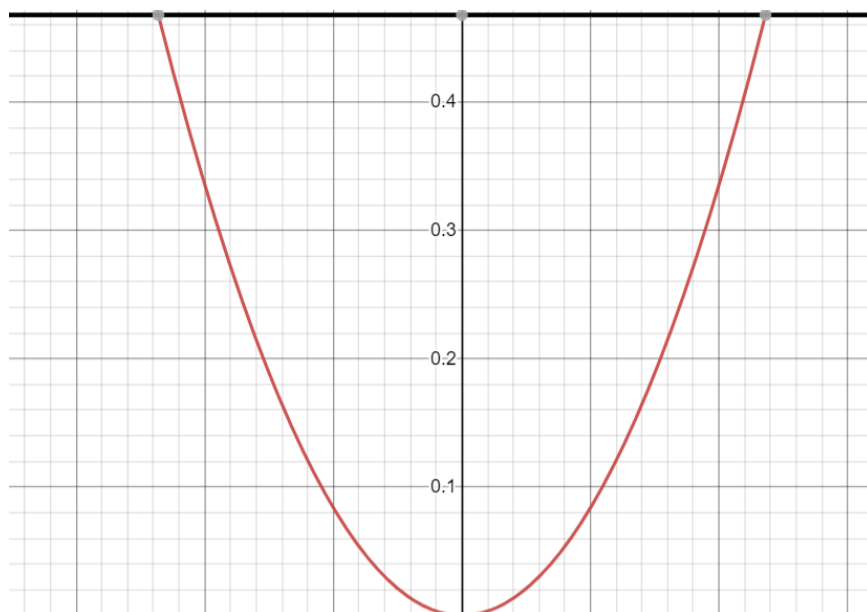


Ilustración 9.10: Dimensiones cubierta cónica.

10 BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. Agüera Soriano, Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas Hidráulicas, 5ª edición, Madrid: Ciencia 3, 2002.
- [2] R. M. Laguna Ruz, Diseño de una turbina Kaplan mediante Dinámica de Fluidos Computacional, Proyecto Fin de Carrera, Universidad de Sevilla, 2015.
- [3] ANSYS, Inc, ANSYS 18.0 Bladegen tutorial guide, 2015.
- [4] ANSYS, Inc, ANSYS 18.0 Fluent tutorial guide, 2015.
- [5] P. Fernández Díez, Turbinas Kaplan y Bulbo, Universidad de Cantabria, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, 2008.
- [6] Daniel Pascual Ríos “Modelado y simulación del flujo en una turbina Kaplan mediante dinámica de fluidos computacional” Trabajo de fin de grado, Universidad de Cantabria, 2020
- [7] C. Mataix, Turbomáquinas hidráulicas: turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores, 2ª ed., Madrid: Universidad Pontificia Comillas, 2009.
- [8] C. J. Renedo, I. Fernández Diego, J. Carcedo Haya y F. Ortiz Fernández, Sistemas y Máquinas Fluido Mecánicas, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria.
- [9] F. de Siervo y F. de Leva, «Modern trends in selecting and designing Kaplan turbines,» Water Power & Dam Construction, 1977 & 1978.
- [10] Montajes mecánicos de turbinas, Hidromont S.A. (n.d.). Retrieved May 17, 2022, from <http://hidromont.es/c-h-aguilar-palencia/>.
- [11] Turbinas de Reacción, Blog CEUPE. (n.d.). Retrieved May 17, 2022, from <https://www.ceupe.com/blog/turbinas-de-reaccion.html>.
- [12] Collantes Rivero, C. (2021). Análisis de vibraciones en turbinas hidráulicas Kaplan. [https://power-mi.com/es/content/análisis-de-vibraciones-en-turbinas-hidráulicas -kaplan](https://power-mi.com/es/content/análisis-de-vibraciones-en-turbinas-hidráulicas-kaplan).
- [13] TURBINAS HIDRÁULICAS, AREATECNOLOGIA. (n.d.). Retrieved May 17, 2022, from <https://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidráulicas.html>

- [14] Ingfocol Ltda. HIDROENERGÍA Capítulo 1. Figura 1.1. Central de Urrá.
- [15] Ingeoexpert. (2018). Cómo funciona una central hidroeléctrica y cuál es su estructura interna. <https://ingeoexpert.com/2018/03/22/como-funciona-una-central-hidroelectrica/>
- [16] Energía Hidroeléctrica, Oficina Del Cambio Climático, n.d.). Retrieved May 19,2022, from <http://www.oficinacambioclimaticosantander.es/opencms/Energia.DelAgua.Hidro-electrica>
- [17] Saúl Peón Herrera, “Diseño y simulación de una turbina Kaplan mediante dinámica de fluidos computacional” Trabajo de fin de grado, Universidad de Cantabria, 2021
- [18] Google Maps.
- [19] Diego Saiz Díaz, “Proyecto de mejora de la producción eléctrica de la minicentral hidroeléctrica de La Flor” Trabajo de fin de grado, 2019
- [20] Guillermo Calleja Pardo, “Introducción a la Ingeniería Química” Proyecto editorial ciencias químicas, 2018

