



**ESCUELA SUPERIOR DE TECNOLOGÍA Y CIENCIAS EXPERIMENTALES  
ÁREA DE INGENIERÍA ELÉCTRICA  
GRADO EN INGENIERÍA ELÉCTRICA**

**ESTUDIO Y DESARROLLO DE UNA  
MICROTURBINA PARA LA GENERACIÓN DE  
ENERGÍA ELÉCTRICA EN REDES DE  
SUMINISTRO DE AGUA POTABLE**

**TRABAJO FINAL DE GRADO**

**AUTOR**

Oscar Cherta Ballester

**DIRECTORES**

Enrique Belenguer y Antonio Vela

Septiembre 2014

# ÍNDICE:

<b>1.-INTRODUCCIÓN:</b> .....	<b>1</b>
<b>2.-OBJETIVOS:</b> .....	<b>2</b>
<b>3.-LEGISLACIÓN:</b> .....	<b>3</b>
<b>4.-ESTRUCTURACIÓN DEL PROYECTO:</b> .....	<b>6</b>
<b>5.-BASES TEÓRICAS PARA LA OBTENCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA MEDIANTE TURBINAS HIDRÁULICAS:</b> .....	<b>8</b>
5.1.- ESTUDIO DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS: .....	8
5.2.- ESTUDIO DE LA GENERACIÓN ELÉCTRICA: .....	15
5.2.1.-INTRODUCCIÓN A LAS MÁQUINAS ELÉCTRICAS Y A SUS PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO .....	16
5.2.2.-TIPOS DE GENERADORES ELÉCTRICOS: .....	19
5.2.2.1.-GENERADOR DE CORRIENTE ALTERNA SÍNCRONO: .....	19
5.2.2.1.1.-GENERALIDADES: .....	19
5.2.2.1.2.-GENERADORES SÍNCRONOS MULTIPOLARES: .....	21
5.2.2.1.3.-GENERADOR SÍNCRONO EXCITADO ELÉCTRICAMENTE:.....	21
5.2.2.1.4.-GENERADOR SÍNCRONO MULTIPOLAR CON IMANES PERMANENTES: .....	21
5.2.2.2.-GENERADOR DE CORRIENTE ALTERNA ASÍNCRONO O DE INDUCCIÓN: 26	
5.2.2.2.1.-GENERALIDADES: .....	26
5.2.2.2.2.-GENERADOR ASÍNCRONO CON CONTROL DE DESLIZAMIENTO VARIABLE: .....	29
5.2.2.2.3.-GENERADOR ASÍNCRONO CON CASCADA HIPERSÍNCRONA O SUBSÍNCRONA: .....	30
<b>6.-PROTOTIPO E INSTALACIÓN EXPERIMENTAL:</b> .....	<b>32</b>
6.1.-PROTOTIPO:.....	32
6.2.-INSTALACIÓN EXPERIMENTAL: .....	36
6.3.-EXPERIENCIAS PREVIAS:.....	38
<b>7.-DESCRIPCIÓN DE LAS HERRAMIENTAS DE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD):</b> .....	<b>42</b>
7.1.-Introducción a los CFD: .....	42
7.2.-Esquema del análisis CFD:.....	43
7.2.1.-Geometría:.....	43
7.2.2.-Discretización: .....	43
7.2.3.-Configuración del método numérico:.....	44
7.2.4.-Resolución: .....	44
7.2.5.-Análisis de los resultados:.....	45
7.3.-Ecuaciones de conservación: .....	47
7.4.-Método de resolución: Volúmenes finitos .....	47
7.4.1.-Descripción del método:.....	48
7.4.2.-Conceptos básicos:.....	49

7.4.3.-Ecuaciones de Navier-Stokes para fluidos Newtonianos:.....	56
<b>8-SIMULACIONES ASISTIDAS POR ORDENADOR: .....</b>	<b>60</b>
8.1.-SIMULACIÓN HIDRÁULICA DEL PROTOTIPO:.....	60
8.1.1.-CREACIÓN DEL MODELO Y PRIMERA SIMULACIÓN: .....	60
8.1.2.-HELICES RECTAS CON EL AGUJERO TAPADO: .....	74
8.1.3.-HELICES CURVAS:.....	77
8.1.4.-HÉLICES CURVAS CON TOBERA DE ORIENTACIÓN: .....	82
8.1.5.-HELICES EN FORMA DE TORNILLO: .....	86
8.1.6.-HÉLICES EN FORMA DE VENTILADOR: .....	91
8.1.7.-TABLÓN RECAPITULATIVO:.....	98
8.2.-SIMULACIÓN ELECTROMAGNÉTICA: .....	98
<b>9.-ESTUDIO ECONÓMICO: .....</b>	<b>100</b>
<b>10.-CONCLUSIÓN:.....</b>	<b>101</b>

# 1.-INTRODUCCIÓN:

Actualmente, en el mundo en el que vivimos existe una gran preocupación por la buena gestión y utilización de la energía y de los recursos de los que se disponen. De ahí, que continuamente se estén realizando estudios y buscando nuevos métodos para la obtención y el aprovechamiento de la máxima cantidad de energía posible siempre intentando respetar al máximo el medio ambiente.

Una de las principales fuentes de energía eléctrica es la energía mecánica y dentro de esta, las turbinas son una de las opciones más utilizadas. De hecho, la fuerza que ejerce el fluido sobre las hélices de la turbina produce el movimiento de rotación de su eje y la producción de energía eléctrica mediante un generador.

Existen múltiples modelos de turbinas comerciales, las cuales se pueden clasificar según la potencia que generan en turbinas o en microturbinas. Una de las aplicaciones más usuales de las microturbinas es la obtención de energía eléctrica para la alimentación de procesos de medida y control en puntos de la red de suministro de agua a los que no llega el suministro de energía eléctrica. Para la alimentación de estos procesos, existen otras opciones como paneles fotovoltaicos, uso de pilas... Sin embargo, el uso de una microturbina puede aportar ciertas ventajas sobre los otros métodos.

En el estudio que se va a realizar se va a analizar y desarrollar desde un punto de vista hidráulico un prototipo de microturbina destinado a estos procesos de medida y control para intentar así, optimizar la obtención de energía eléctrica.

## **2.-OBJETIVOS:**

El objetivo principal de este proyecto es la optimización del diseño de las hélices del prototipo de la microturbina para poder obtener la máxima cantidad de energía eléctrica posible mediante su inserción en una red de suministro de agua potable.

El estudio se va a realizar creando un modelo que simule el paso del agua por las palas de la turbina y que permita el cálculo del par de rotación de su eje y de la potencia que genera dependiendo de la diferencia de presiones entre la entrada y la salida, de su velocidad de rotación y del caudal de la tubería.

Una vez obtenido el modelo se pueden introducir variaciones en la geometría del sistema para intentar encontrar el diseño óptimo, el cual permitiría aprovechar mejor la potencia que contiene el agua al moverse por el interior de la tubería. De hecho, se va a comenzar con un diseño simplificado del sistema para poco a poco ir obteniendo un modelo cada vez más similar a la realidad y extrapolable en cuanto al orden de magnitud de los resultados obtenidos. Estos resultados se podrían comparar con datos experimentales que se obtendrían a través del prototipo de la microturbina para determinar su validez o no. Sin embargo, este proyecto se va a focalizar en el estudio mediante simulaciones asistidas por ordenador debido a la escasez de tiempo disponible.

### 3.-LEGISLACIÓN:

La producción de energía eléctrica de forma autónoma puede ser utilizada para alimentar otros sistemas o puede ser incorporada a la red eléctrica recibiendo a cambio la correspondiente retribución económica. En ambos casos, el estado ha establecido una serie de leyes mediante las cuales se favorece la producción de este tipo de energía y se define el tipo de retribución económica que corresponde a cada tipo de instalación.

A continuación, se presentan los decretos de la legislación española relacionados con el tipo de instalación en la que se encontraría este tipo de turbina:

1. Ley 82/80 del 30 de diciembre sobre conservación de la energía en la que se establece como uno de sus objetivos potenciar la adopción de fuentes de energía renovables y en consecuencia reducir el consumo de hidrocarburos, quedando expresamente acogida a los beneficios de esta ley, la construcción, ampliación o adaptación de instalaciones de producción hidroeléctrica con potencia de hasta 5000 KVA.
2. Orden del 5 de septiembre de 1985 del Ministerio de Industria y Energía por la que se establecen normas administrativas y técnicas para el funcionamiento y conexión a las redes eléctricas de centrales hidroeléctricas de hasta 5.000 kVA y centrales de autogeneración eléctrica.
3. Ley 54/1997 del 27 de noviembre del Sector Eléctrico que establece los principios de un nuevo modelo de funcionamiento basado en la libre competencia, impulsando también el desarrollo de instalaciones de producción de energía eléctrica en régimen especial. Tendrán carácter de régimen especial aquellas instalaciones cuya potencia instalada sea menor a 50 MW y gozarán de los derechos de incorporar la energía excedente al sistema, percibiendo la retribución que se determina conforme a lo dispuesto en la presente ley, así como poder conectar en paralelo sus instalaciones a la red de la correspondiente empresa distribuidora o de transporte.
4. El Real Decreto 2818/1998 del 23 de diciembre sobre producción de energía eléctrica por instalaciones abastecidas por recursos o fuentes de energías renovables, residuos y cogeneración desarrolla la Ley 54/1997 en este aspecto, estableciendo un nuevo marco de funcionamiento para este tipo de fuentes energéticas, entre las que se encuentra la energía minihidráulica. La producción de energía eléctrica mediante fuentes renovables se impulsa mediante la creación de un marco favorable, que incluye un sistema de primas que permite situarse en posición de competencia en el mercado libre. Las centrales hidroeléctricas están encuadradas en el grupo b.4 y b.5 de la clasificación de instalaciones de régimen especial en el Real Decreto 2818/1998 del 23 de diciembre :

b.4: Centrales hidroeléctricas cuya potencia no sea superior a 10MW.

b.5: Centrales hidroeléctricas cuya potencia sea superior a 10 MW y no supere los 50MW.

Los titulares de las centrales hidroeléctricas recogidas en la clasificación b.4 y b.5 tienen derecho a vender la producción de energía eléctrica a los distribuidores al precio final horario medio del mercado de producción de energía eléctrica (así podrán tomar alternativamente los precios valle y punta calculados mensualmente por el operador del mercado) complementado por una prima o incentivo, que a fecha actual está determinada en el Real Decreto 222/2008 del 15 de febrero, por el cual se establece el régimen retributivo de la actividad de distribución de energía eléctrica:

Esta prima será de 2,5863 c€/kWh para las instalaciones b.4 y para las b.5 se calcularán mediante la siguiente fórmula:

$$\text{Prima} = b (50 - P) / 40$$

Siendo b la prima correspondiente a instalaciones del grupo b.4, y P la potencia de la instalación, expresada en MW. La prima debe expresarse mediante redondeo con dos cifras decimales.

Las primas del grupo b.4 se actualizarán anualmente por el Ministerio de Industria y Energía, teniendo en cuenta la variación del precio medio de venta de electricidad, que se aplicará sobre la suma del precio de mercado y la prima. Para ello, el Ministerio de Industria y Energía deberá, asimismo, estimar el precio de mercado medio anual. A estos efectos se define precio medio de venta de electricidad como:

$$\text{PM} = I / E$$

Donde:

- I = ingresos previstos derivados de la facturación por suministro de electricidad, excluyendo el Impuesto sobre el Valor Añadido y cualquier otro tributo que grave el consumo de electricidad.
- E = energía suministrada prevista.

Las instalaciones de los grupos b.4 podrán optar por no aplicar las primas establecidas en los apartados anteriores y aplicar en todas las horas un precio total a percibir, de 8,0613 c€/kWh.

Por otra parte, según el Real Decreto 661/2007, se establece que para el tipo b.4 se pagará el kWh a 7,80 c€ los primeros 25 años y a 7,02 c€ los siguientes.

Además, se puede optar por una tarifa de discriminación horaria, definiendo las franjas horarias según el siguiente cuadro:

Invierno		Verano	
Punta	Valle	Punta	Valle
11-21 h	21-24 h y 0-11 h	12-22h	22-24 h y 0-12 h

El precio de venta de la tarifa será el de la tarifa sin discriminación horaria multiplicado por un factor de 1,0462 en el periodo de punta y de 0,9670 en el periodo de valle.

En este caso, al no conocer la cantidad de horas que va a trabajar la microturbina ni la franja horaria no se puede sacar ninguna conclusión con respecto a que tarifa sería la más adecuada si se decidiera vender la energía producida. Por lo tanto, si se decidiera incorporar la energía eléctrica a la red, habría que realizar un estudio de viabilidad una vez se conozca la posible ubicación de la instalación para ver si conviene acogerse a la discriminación horaria o no considerando evidentemente que la instalación pertenece al grupo b.4.

Por otra parte, hay que tener en cuenta que el precio de venta de la energía es siempre inferior al de compra. De ahí, que no convenga exportar la energía al exterior y consumirla en la propia instalación si es posible.

Aquí, como se ha dicho anteriormente, el objetivo de instalar la microturbina es de obtener energía para alimentar procesos de medida y control en puntos de la red de suministro de agua a los que no llega el suministro de energía eléctrica. Por lo tanto, la energía producida no será incorporada a la red sino utilizada para abastecer otros sistemas.



## 4.-ESTRUCTURACIÓN DEL PROYECTO:

El proyecto va a estar dividido en dos partes principales: Un estudio hidráulico donde se trabajará principalmente sobre el diseño de las hélices de la microturbina y un análisis electromagnético en el cual se estudiará la generación de energía eléctrica.

Cada parte se analizará mediante la realización de simulaciones utilizando el programa informático Ansys Workbench.

Por una parte, la simulación hidráulica permitirá calcular el par del eje de rotación de la turbina y la potencia que se puede obtener a través de ella para una velocidad de rotación determinada. Al tratarse de un prototipo se desconocen sus prestaciones y se supondrá una velocidad de giro constante para todos los modelos de hélices que se deseen simular para así poder comparar los resultados obtenidos.

Por otra parte, se ha intentado realizar una simulación electromagnética para poder calcular el par resistente que introduce la utilización del generador destinado a la obtención de energía eléctrica.

Sin embargo, se han encontrado ciertos problemas en cuanto a la creación de la malla y en la resolución del análisis, de ahí que no se hayan podido obtener resultados satisfactorios. La falta de tiempo ha impedido corregir las dificultades encontradas y por lo tanto no se ha podido realizar esta segunda simulación.

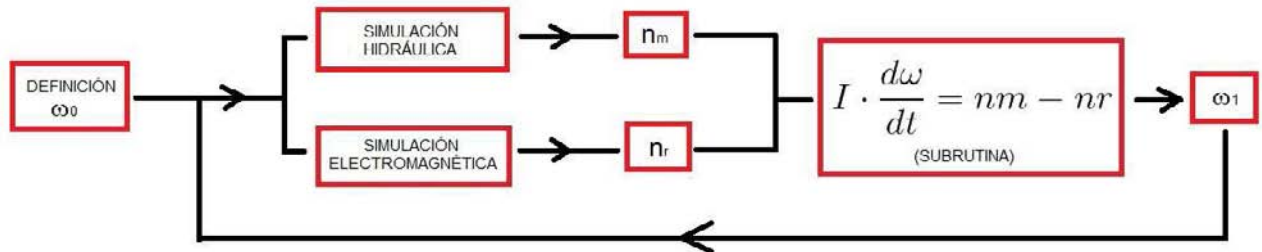
El objetivo era la realización de las dos simulaciones por separado obteniendo de la simulación hidráulica el par motor del sistema ( $nm$ ) y de la simulación electromagnética el par resistente ( $nr$ ). Estos dos pares están relacionados mediante la siguiente ecuación:

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} = nm - nr$$

Donde  $I$  representa el momento de inercia y  $\omega$  la velocidad de rotación.

Definiendo una primera velocidad de rotación arbitraria y realizando las dos simulaciones, se hubieran podido calcular dos valores de los pares iniciales. A continuación, se hubiera definido una subrutina (programación manual de un código de cálculo dentro del programa Ansys) mediante el cual se hubiera resuelto la ecuación anterior realizando las simulaciones y los cálculos necesarios hasta lograr la convergencia de la ecuación y obtener así la velocidad de rotación óptima del sistema.

En el siguiente esquema se puede ver más claramente el proceso que se quería realizar:



Como se ha dicho anteriormente, las dificultades en la simulación electromagnética y la falta de tiempo para resolverlas han hecho que los únicos resultados obtenidos hayan sido mediante la realización de las simulaciones de la parte hidráulica.

## 5.-BASES TEÓRICAS PARA LA OBTENCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA MEDIANTE TURBINAS HIDRAÚLICAS:

### 5.1.- ESTUDIO DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS:

El primer trabajo a realizar es un estudio preliminar para entender bien el concepto de turbina así como los distintos tipos que podemos encontrar en el mercado y su propio principio de funcionamiento.

Por una parte, una turbina es un dispositivo mecánico capaz de convertir en trabajo (en forma de movimiento de rotación) la energía presente en una masa de fluido que pasa de forma continua por su interior.

Por otra parte, una turbina hidráulica es una turbomáquina motora que absorbe energía de una corriente fluida (agua) y restituye energía mecánica.

El elemento básico de la turbina es la rueda o rotor (rodete), que cuenta con palas, hélices, cuchillas o cubos colocados alrededor de su circunferencia, de tal forma que el fluido en movimiento produce una fuerza tangencial que impulsa la rueda y la hace girar, obteniéndose así el movimiento de rotación. Esta energía mecánica se transfiere a través de un eje para proporcionar el movimiento de una máquina, un compresor, un generador eléctrico o una hélice, siendo la obtención de energía eléctrica su aplicación más extendida.

En algunos modelos, también podemos encontrar otra rueda fija con paletas denominada estator o tobera, que se utiliza para orientar el fluido hacia las aletas del rotor y obtener así un mayor rendimiento.

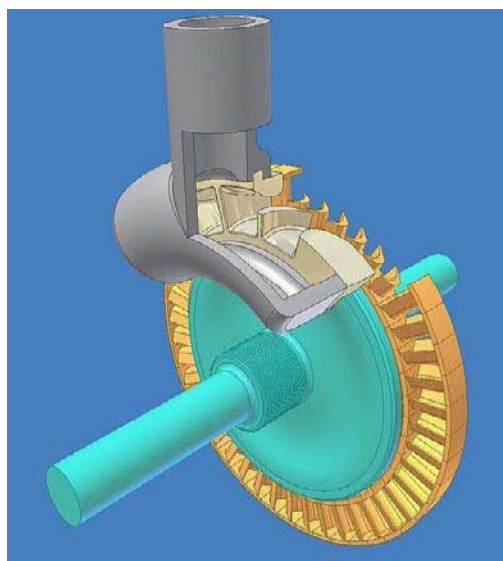


Figura 1: Vista del rotor y el estator de una turbina de vapor.

Desde un punto de vista mecánico, el paso de una corriente fluida a través de una turbina provoca cambios en la magnitud y dirección de la velocidad del fluido, lo cual da lugar a la aparición de un par en el eje de rotación (Teorema del momento cinético).

Los principales elementos constitutivos de una turbina que contribuyen a la producción de este par son los siguientes:

- Canal de llegada o tubería forzada:

El canal de llegada o tubería forzada es la conducción que lleva el caudal de agua desde el embalse hasta la cámara espiral o caja espiral.

La sección del canal no debe ser demasiado estrecha para evitar que se produzca una elevada pérdida de carga del fluido. Además, debido a la regulación del caudal asociada a los cambios de energía eléctrica demandada, se pueden producir sobrepresiones periódicas asociadas a golpes de ariete, que son tanto más peligrosos cuanto mayor es la presión a la que opera la central hidroeléctrica. Para evitar que estos golpes de ariete produzcan roturas en la instalación, es habitual la colocación de chimeneas de equilibrio o de válvulas de cierre lento que neutralicen estos cambios de presión.

- Caja espiral o cámara espiral:

Este elemento sólo se encuentra en las turbinas de reacción de admisión total, donde el fluido entra al rodete por todo el perímetro exterior. La misión de la cámara espiral es la de distribuir el fluido a lo largo de todo el perímetro.

El diseño de la caja o cámara espiral varía en función de la presión a la que opere la central hidroeléctrica en que se sitúa la turbina. En centrales hidroeléctricas de presión más elevada, la cámara espiral es metálica, relativamente pequeña y tiene sección circular. A medida que disminuye la presión, la cámara espiral se va haciendo mayor y cuadrada y se construye normalmente en hormigón. Particularmente en diseños metálicos de presión alta, la cámara espiral suele estar provista de una válvula de seguridad o de alivio cuya misión es reducir el golpe de ariete que puede producirse por variaciones de caudal en la turbina, evitando así posibles averías en la instalación.

- Distribuidor:

Es un elemento situado entre la cámara espiral y el rodete de la turbina, cuya finalidad es orientar adecuadamente el fluido para que entre con la dirección más adecuada en el rodete de forma que se pueda aprovechar al máximo la energía del fluido.

- Rodete:

Es el elemento donde se produce el intercambio de energía del fluido en la turbina. De hecho, el rodete absorbe energía del fluido y la convierte en energía mecánica.

Su diseño varía mucho dependiendo del tipo de turbina.



Figura 2: Diferentes tipos de diseño de rodetes.

- Tubo de aspiración:

Es el tubo que conecta la salida del rodete de la turbina con el canal inferior y sólo está presente en las turbinas de reacción.

La misión de este componente es transformar carga de velocidad del fluido a la salida del rodete en carga de presión, con la mínima pérdida posible. A la salida del tubo de descarga al canal inferior, la presión es la atmosférica, y se busca minimizar la carga del fluido en ese punto, maximizando la sección para crear una succión a la salida de la turbina (depresión).

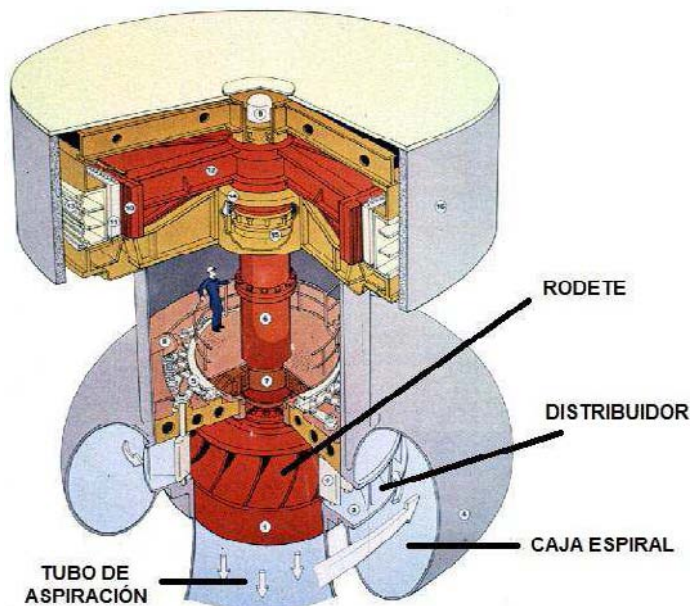


Figura 3: Partes principales de una turbina hidráulica.

Hay que remarcar que no en todos los casos existen todos los elementos citados, depende del tipo de turbina.

Existen diferentes clasificaciones de las turbinas según diversos criterios:

a) El grado de reacción:

- Turbina de acción: Son aquellas en que el fluido no sufre ningún cambio de presión a través de su paso por el rodetes, es decir que toda la energía en el rodetes se intercambia en forma de velocidad. La presión que el fluido tiene a la entrada en la turbina se reduce hasta la presión atmosférica en la corona directriz, manteniéndose constante en todo el rodetes. Su principal característica es que carecen de tubería de aspiración. El distribuidor en estas turbinas se denomina inyector.
- Turbina de reacción: El fluido sufre un cambio de presión considerable en su paso por el rodetes, ya que parte de la energía del fluido se intercambia en forma de presión. El fluido entra en el rodetes con una presión superior a la atmosférica y a la salida de éste presenta una depresión. Se caracterizan por presentar una tubería de aspiración, la cual une la salida del rodetes con la zona de descarga de fluido. El grado de reacción se define según la magnitud del cambio de presión.

b) Número específico de revoluciones ( $n_s$ ):

La velocidad específica es la velocidad de giro del rodete de la turbina modelo de una serie de turbinas semejantes que con un salto de 1m es capaz de producir una potencia en el eje de 1C.V.

Se define el número específico de revoluciones de una turbina mediante la siguiente fórmula:

$$n_s = n \cdot \frac{Pot^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Donde:

- $n$  es el régimen de giro [rpm]
- $Pot$  es la potencia desarrollada [C.V.]
- $H$  es la altura neta o diferencia de presión [m.c.a]

Si se considera el agua como fluido se obtiene la siguiente expresión:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \cdot \sqrt{\eta}$$

Donde:

- $n$  es el régimen de giro [rpm]
- $Q$  es el caudal volumétrico [m<sup>3</sup>/s]
- $H$  es la altura neta o diferencia de presión [m.c.a]
- $\eta$  es el rendimiento

Una turbina de un determinado  $n_s$  cualquiera funcionará con rendimiento óptimo cuando la potencia desarrollada, la altura neta y el número de revoluciones sean tales que sustituyendo sus valores en la ecuación anterior se obtenga  $n_s$ .

Según el número específico de revoluciones la turbina variará su forma de entrega de potencia. Si el valor de  $n_s$  es alto se tiene una turbina rápida que trabaja a altas velocidades proporcionando pares bajos. Por el contrario, si el número específico de revoluciones es bajo se tiene una turbina lenta que trabaja a bajas velocidades proporcionando pares elevados.

Los fabricantes suelen proporcionar tablas en las que obtener la turbina más adecuada para un número específico de revoluciones determinado como se puede ver en la siguiente imagen:

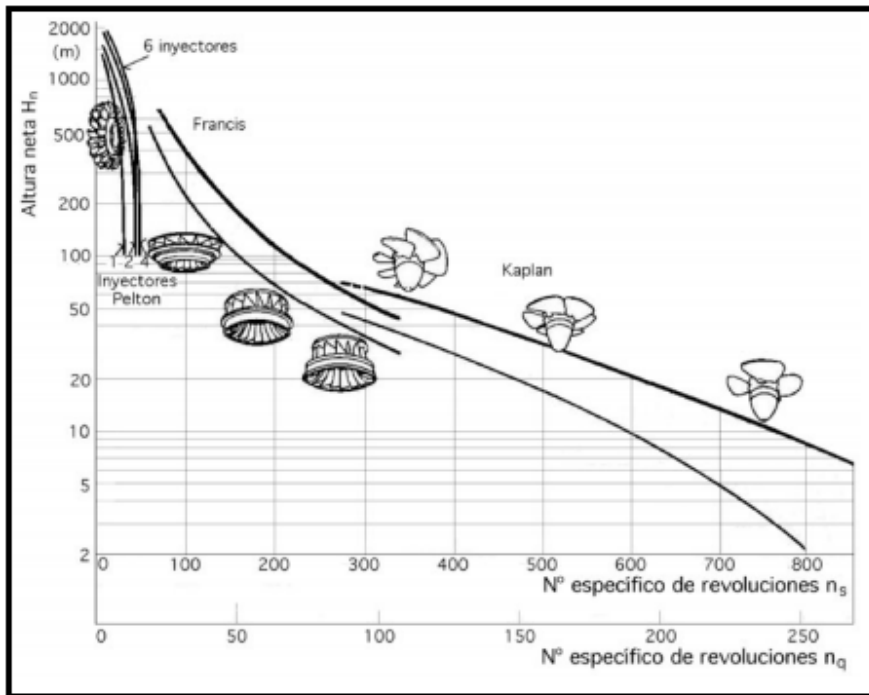


Figura 4: Curva del número específico de revoluciones en función de la altura neta.

Cada tipo de turbina presenta un valor de rendimiento distinto según las condiciones de presión y caudal en las que trabaja. En general, se intenta buscar la turbina que mejor se adapte a las condiciones de funcionamiento de la instalación para que la potencia proporcionada al generador eléctrico sea la máxima posible.

Mediante la expresión que permite calcular el número específico de revoluciones se pueden realizar fácilmente una serie de cálculos para tener una idea de las órdenes de magnitud con las que se va a trabajar:

d(m)	S(m <sup>2</sup> )	n(rpm)	v(m/s)	Q(m <sup>3</sup> /s)	H(m.c.a.)	ns(rpm)
0,1	0,007853982	100	1	0,007853982	10	5,75225069
0,1	0,007853982	100	1	0,007853982	20	3,42030873
0,1	0,007853982	200	1	0,007853982	10	11,5045014
0,1	0,007853982	500	1	0,007853982	10	28,7612535
1	0,785398163	100	1	0,785398163	10	57,5225069
0,1	0,007853982	100	2	0,015707963	10	8,13491095

Figura 5: Cálculos realizados del número específico de revoluciones en función de diferentes parámetros.



Se puede observar que para una tubería de un diámetro determinado, el número específico de revoluciones solo puede variar si aumentamos la velocidad de entrada del fluido, si aumentamos la velocidad de rotación o si disminuimos la caída de presión.

En una red de suministro de agua potable, un diámetro de tubería de unos 10cm y una velocidad de entrada del fluido de 1 m/s son valores aceptables. Por consiguiente, las magnitudes que pueden producir una cierta variación son la velocidad de rotación y la caída de presión. Si se observa la figura 4 se puede decir que si se coge como referencia la altura neta se ve claramente que el prototipo solo se podría situar en el rango de funcionamiento de una turbina Kaplan siempre y cuando su velocidad específica de giro sea muy elevada. El prototipo de la microturbina nunca podrá alcanzar las prestaciones que aportan las turbinas Pelton, Francis o Kaplan ya que estas poseen unas características de funcionamiento muy distintas al caso que se va a tratar aquí, por lo que las magnitudes con las que se trabajará (pares y potencias obtenidas) variarán considerablemente. Además, de esta gráfica se puede deducir que para la obtención de una cantidad aceptable de energía del fluido se debe introducir una caída de presión importante en el sistema o hacer que la turbina gire a velocidades de rotación elevadas.

c) Posición del eje:

- Turbina horizontal
- Turbina vertical

d) Modo de admisión del fluido:

- Turbina de admisión parcial: El líquido ataca a una parte del rodete.
- Turbina de admisión total: El líquido ataca a todo el rodete.

e) Modo de operación:

- Turbina reversible: Puede funcionar como motor y como generador.
- Turbina no reversible: Sólo funciona como generador.

f) Dirección del fluido a la entrada:

- Turbina tangencial

- Turbina axial
- Turbina radial
- Turbina diagonal

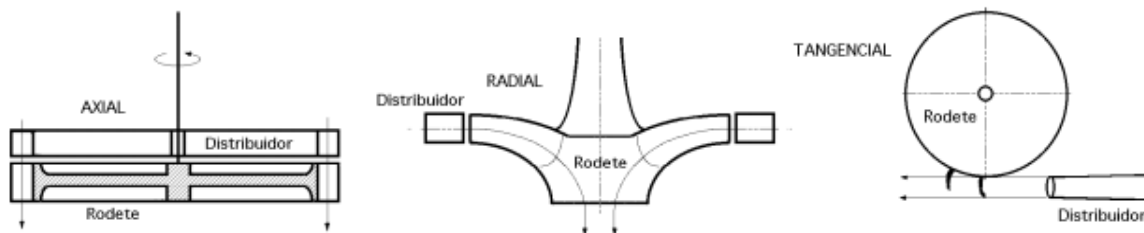


Figura 6: Tipos de turbina según la dirección del fluido a la entrada.

## 5.2.- ESTUDIO DE LA GENERACIÓN ELÉCTRICA:

Como ya se ha dicho anteriormente la aplicación más extendida del aprovechamiento del movimiento de rotación de una turbina es la generación de energía eléctrica.

La energía cinética del agua se transforma en energía mecánica mediante el movimiento de rotación del rotor de la turbina o rodete. Esta energía mecánica que aparece en el eje del rotor en forma de par y vueltas por unidad de tiempo, se transforma en energía eléctrica mediante una máquina eléctrica, que opera en modo generador, gracias al giro del eje del rodete provocado por la acción del fluido sobre sus palas.

En este apartado se van a analizar los diferentes sistemas que se pueden utilizar para realizar el proceso de generación de energía eléctrica. El objetivo es de comprender los principios de funcionamiento de cada tipo, así como sus ventajas e inconvenientes para concluir en si el generador que utiliza el prototipo (generador síncrono de imanes permanentes cuyo rotor es solidario al rodete de la turbina como se puede ver en la siguiente imagen) es el más adecuado o no. Para ello, habrá que considerar que el sistema está destinado a alimentar procesos en lugares dónde no llega la red eléctrica. Como la energía eléctrica no se producirá, a priori, de forma continuada el generador estará conectado a una batería.

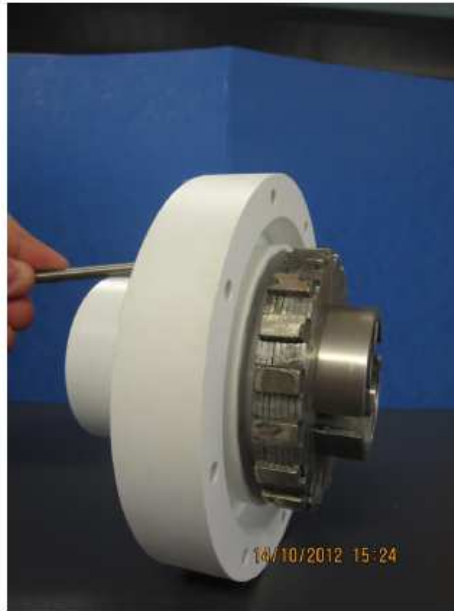


Figura 7: Conjunto formado por el rotor junto con los álabes de la turbina y una de las tapas.

### **5.2.1.-INTRODUCCIÓN A LAS MÁQUINAS ELÉCTRICAS Y A SUS PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO:**

Las máquinas eléctricas convencionales (con bajo número de polos) suelen tener velocidades de sincronismo de entre 750 y 3000 rpm. La solución de acoplamiento pasa por utilizar una transmisión o caja multiplicadora que acople la relación par/vueltas del rotor de la turbina y del generador eléctrico o utilizar generadores eléctricos específicos que tengan velocidades de sincronismo bajas equivalentes al rango de velocidades de rotación del rotor (generadores con gran número de polos). La generación de energía eléctrica se hace normalmente con máquinas que generan corriente eléctrica alterna (doble polaridad) descartándose totalmente hoy en día las máquinas de corriente continua.

El principio de funcionamiento de los generadores eléctricos se basa en la acción que se establece entre la corriente eléctrica y el campo magnético. A modo de explicación de éste fenómeno se tiene que si por un hilo conductor se hace pasar una corriente eléctrica, en sus inmediaciones se crea un campo magnético. Este campo magnético se representa por líneas concéntricas respecto al eje conductor, cuyo sentido, según convenio, es el horario cuando se mira en el mismo sentido del paso de la corriente.

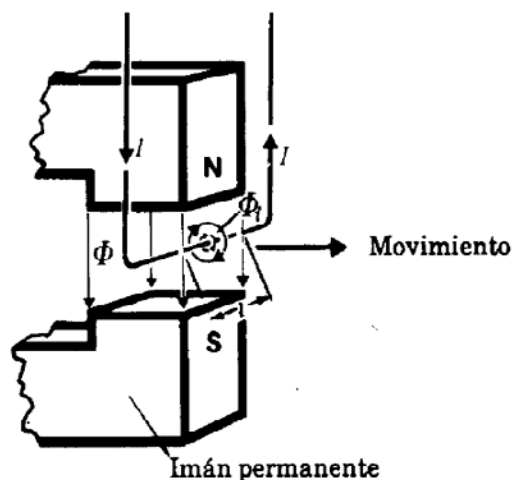


Figura 8: Corriente inducida y reacción magnética obtenida en un conductor al moverlo dentro del campo magnético.

A la cantidad de líneas de campo obtenidas, se le denomina flujo magnético y a éste por unidad de superficie se le denomina inducción magnética.

Por una parte, si se desea aumentar el flujo magnético, en principio se puede aumentar la corriente que pasa por el conductor o aumentar su longitud. Una manera de aumentar la longitud del conductor es doblarlo formando varias espiras (bobina). Cuando se hace pasar una corriente eléctrica por la bobina, ésta se comporta como un imán permanente donde el punto de salida del campo magnético será el polo norte (N) y el de entrada, el polo sur (S).

Por otra parte, se puede aumentar la magnitud del campo magnético obtenido introduciendo un material ferromagnético en el interior de la bobina. El aire es un mal conductor magnético, sin embargo este tipo de materiales (hierro, acero...) poseen muy buena conductividad magnética. El dispositivo obtenido se denomina electroimán y perderá sus propiedades magnéticas (salvo un pequeño magnetismo remanente) al anular la corriente que pasa por el conductor. En el caso de producir el campo magnético con un imán permanente, se mantendrían estas propiedades aún con la máquina parada. Como ya se verá más adelante, electroimanes o imanes permanentes serán los polos que sirven para excitar los generadores de corriente continua y alterna.

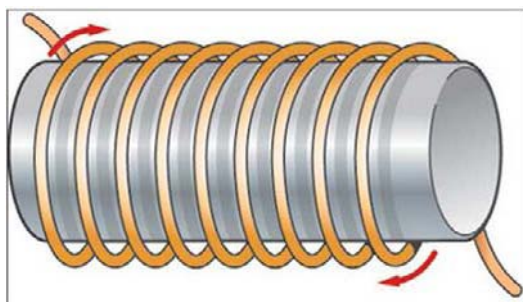


Figura 9: Electroimán con núcleo de hierro.

Si mediante un electroimán se genera un campo magnético y se atraviesan sus líneas de campo por un conductor en movimiento, la variación del flujo magnético que atraviesa ese conductor induce una tensión en el mismo denominada fuerza electromotriz. Si se cierra el circuito del conductor, la fuerza electromotriz inducida dará origen a una corriente inducida, la cual al pasar por el conductor origina un nuevo campo magnético que influye al campo creado por el electroimán.

Además, variando la velocidad de movimiento del conductor, variará el flujo magnético que le atraviesa y, por lo tanto, el valor de la fuerza electromotriz inducida en él. Si como ya se ha hecho en el electroimán, aumentamos la longitud del conductor haciendo espiras, el valor de la fuerza electromotriz inducida en el conductor aumentará.

Moviendo el conductor en la misma dirección que las líneas de campo, no se genera tensión en el conductor por no variar el flujo magnético cortado. Por ello, el método utilizado para transformar la energía mecánica en eléctrica es básicamente mover el conductor (espira) girándolo dentro del campo magnético. El flujo cortado por el conductor varía al modificarse el ángulo que éste forma con las líneas de campo. Este flujo magnético cortado será nulo cuando el conductor se encuentre a  $0^\circ$  ó  $180^\circ$  y máximo cuando se forme  $90^\circ$  ó  $270^\circ$ . Por otra parte, la señal de la tensión inducida en el conductor será igualmente variable y su frecuencia dependerá de la velocidad con que se mueva el conductor.

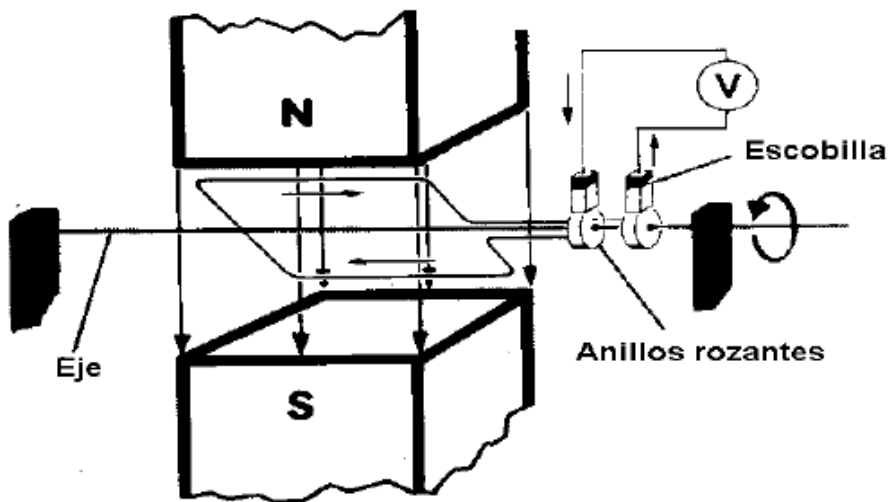


Figura 10: Representación de la espira girando dentro del campo magnético. A través de los anillos rozantes se extrae la corriente inducida.

## 5.2.2.-TIPOS DE GENERADORES ELÉCTRICOS:

Los generadores eléctricos se pueden clasificar básicamente de acuerdo al tipo de señal eléctrica que producen: continua o alterna.

Los generadores eléctricos de corriente continua o dinamos están totalmente descartados para máquinas de alta potencia, ya que sólo se pueden conectar a la red eléctrica mediante convertidores electrónicos que conviertan la corriente continua en alterna. Únicamente se suelen utilizar en aplicaciones aisladas de baja potencia, en las cuales el sistema de acumulación eléctrica utilizado es una batería. El alto precio de la máquina y su elevado coste de mantenimiento, como el cambio de las escobillas, también hacen que su uso sea marginal y hayan sido sustituidos por alternadores síncronos de imanes permanentes que junto a un puente rectificador son muy útiles para aplicaciones en corriente continua.

Dentro de los generadores de corriente alterna se puede establecer una clasificación de acuerdo a los generadores autoexcitados (síncronos) bien sea con corriente eléctrica continua inyectada en las bobinas del rotor o excitados mediante imanes permanentes y excitados a partir de la red eléctrica conectada a las bobinas del estator de la máquina (asíncronos).

### 5.2.2.1.-GENERADOR DE CORRIENTE ALTERNA SÍNCRONO:

#### 5.2.2.1.1.-GENERALIDADES:

Si mantenemos los conductores o espiras en reposo (estator) y hacemos que sea el campo magnético el que experimente un movimiento giratorio relativo respecto al conductor, mediante el giro de un rotor con múltiples polos obtenidos mediante espiras por las que pasa una corriente continua de excitación o por imanes permanentes, se produce una fuerza electromotriz inducida en los conductores que están en reposo, cuya amplitud dependerá del nivel de corriente de excitación y su frecuencia de la velocidad mecánica de giro del rotor.

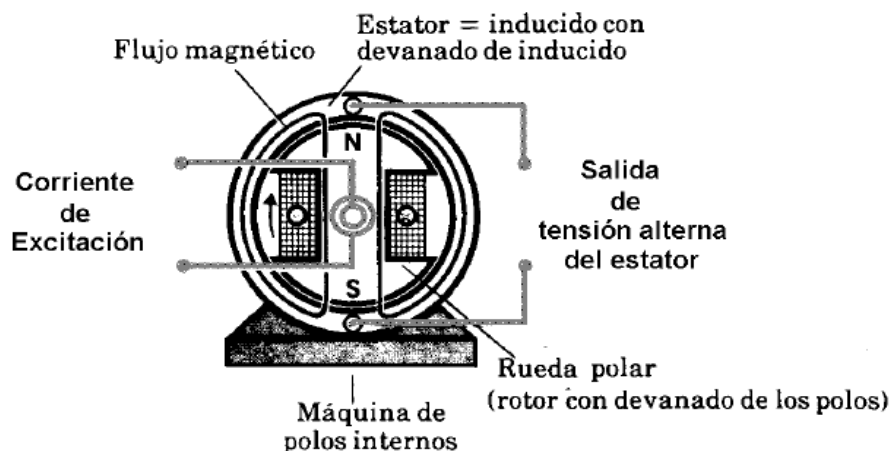


Figura 11: Esquema básico de un generador síncrono con dos polos excitados mediante corriente continua.

La ventaja que se obtiene estriba en que la corriente alterna se puede extraer de los bornes fijos y no de las escobillas sometidas continuamente a rozamiento. La corriente inducida se produce en este caso en los devanados con núcleo de hierro, que están en reposo y se encuentran distribuidos en la parte interior del estator, de manera que la tensión y la corriente inducidas sean perfectamente sinusoidales.

En este tipo de generadores, los electroimanes en unos casos o los imanes en otros se encuentran en la parte giratoria (rotor) del generador eléctrico. Los polos se realizan sobresaliendo de la superficie del rotor para máquinas de más de 4 polos o a ras de superficie para máquinas de 2 ó 4 polos. Estos polos, compuestos por electroimanes, dispondrán de corriente continua de excitación suministrada desde el exterior, mediante anillos rozantes y escobillas o interna, mediante corriente continua obtenida a partir de una dinamo o mediante un pequeño alternador situado sobre el mismo eje del generador, rectificando la corriente obtenida.

Normalmente, los generadores síncronos son trifásicos. Un generador síncrono trifásico dispone de tres devanados iguales en el estator, dispuestos de forma que queden desplazados entre sí  $120^\circ$ . Durante una vuelta del rotor, los polos Norte y Sur pasan frente a los tres devanados del estator. Por ello, se habla de campo magnético giratorio. Durante éste proceso, en cada uno de los devanados se genera una tensión alterna monofásica. Las tres tensiones alternas monofásicas tienen el mismo ciclo en el tiempo, pero desplazadas entre sí en la tercera parte de una vuelta, por lo que se dice que tienen la misma fase de oscilación.

Por coincidir siempre el desplazamiento del campo magnético giratorio con el desplazamiento del rotor (rueda polar) es por lo que se denominan generadores síncronos. En ellos, la velocidad de rotación del rotor que genera el campo magnético y la frecuencia de la señal eléctrica inducida están relacionadas a través de la siguiente ecuación:

$$f = \frac{P n}{60}$$

Donde:

- $f$  es la frecuencia de la corriente [Hz]
- $p$  es el número de pares de polos [-]
- $n$  es el número de revoluciones de la máquina [rpm]

En nuestro país, la frecuencia de la tensión de red es 50 ciclos/segundo (Hz), por lo tanto, si se desea conectar a la red un generador síncrono compuesto por dos pares de polos en su rotor, la velocidad de sincronismo será 1500 rpm, a ésta velocidad girará siempre el rotor mientras el generador esté conectado a la red, ya que se supone que la red es de potencia infinita frente a la potencia del generador conectado a ella.

Para la conexión de un generador síncrono directamente a la red eléctrica es necesario realizar un proceso de sincronización bastante complejo que asegure que la tensión generada y la

tensión de la red sean idénticas en frecuencia, amplitud y fase. Esto, además de las fluctuaciones de potencia de salida, las mayores cargas mecánicas, su alto precio y el incremento de los costes de mantenimiento hacen que éste tipo de generador no se utilice en sistemas de velocidad constante con conexión directa a red. Este tipo de generador se suele utilizar en sistemas de velocidad variable, bien sean de pequeña potencia para carga de baterías a través de un rectificador-cargador electrónico o sistemas de velocidad variable de media y gran potencia. En ambos casos son generadores de baja velocidad de sincronismo mediante un alto número de polos.

#### 5.2.2.1.2.-GENERADORES SÍNCRONOS MULTIPOLARES:

El inconveniente principal del uso de generadores de bajo número de polos (2, 4, 6...), es la necesidad de implementar una caja multiplicadora, la cual genera ruido, demanda un mantenimiento regular e incrementa las pérdidas. El incremento del coste no es significativo pero cada vez se utilizan más los generadores síncronos con alto número de polos bien sean electroimanes o imanes permanentes.

#### 5.2.2.1.3.-GENERADOR SÍNCRONO EXCITADO ELÉCTRICAMENTE:

Este tipo de generador evita el uso de caja multiplicadora debido a que al disponer de un gran número de polos, su velocidad de sincronismo es baja y perfectamente compatible con la velocidad del rotor de una turbina de gran potencia.

Disponen de polos compuestos por electroimanes, lo cual hace que sean muy pesados y voluminosos, pero sean capaces de regular la tensión de salida mediante la variación de la corriente continua de excitación. Para inyectar la corriente de excitación disponen normalmente de escobillas que son uno de los puntos débiles desde el punto de vista de mantenimiento.

Se utilizan en sistemas de velocidad variable ya que la frecuencia de la señal de salida debe acoplarse mediante convertidores electrónicos a la señal de red.

#### 5.2.2.1.4.-GENERADOR SÍNCRONO MULTIPOLAR CON IMANES PERMANENTES:

En los sistemas de pequeña potencia (hasta 12 kW) se utilizan mayormente generadores síncronos de imanes permanentes. Principalmente se debe a su robustez y su bajo mantenimiento (evitan el uso de cajas multiplicadoras), aunque su precio es algo mayor. Este tipo de generadores se está utilizando cada vez mas en sistemas de gran potencia debido a su peso y volumen reducidos al utilizar imanes de alto magnetismo.

Existen diversos materiales para la fabricación de los imanes:

- Alnico: Imanes fabricados por fundición o sinterización. Poseen el mejor comportamiento a temperaturas elevadas y tienen una elevada remanencia aunque su coercitividad es bastante baja.



- Ferrita: Este tipo de imanes se obtienen sobretodo por sinterización. Son los más utilizados por su relación calidad/precio y presentan una buena resistencia a la desimantación.
- Neodimio-Hierro-Boro: Son los imanes con las mejores características magnéticas existentes en la actualidad. Su comportamiento en función de la temperatura ha mejorado bastante y se pueden utilizar para aplicaciones de hasta 150°C.
- Samario-Cobalto: Están fabricados a partir de elementos de la familia de las tierras raras y sus características magnéticas permiten reducir sus medidas. Por otra parte, su producto de energía es considerablemente elevado y tienen un comportamiento muy bueno a temperaturas elevadas.

Tipos de materiales	Símbolo	Remanencia (Gauss)	Pr. Energía BH max (MGOe)	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	Tmax °C
Alnico	Al	6500-12500	5	7.3	425
Ferrita	Fe	2000-4000	3.7	5	250
Neodimio-Hierro-Boro	NdFeB	10500-11500	35	7.5	80-150
Samario-Cobalto	Sa-Co	9000-10500	28	8.3	250

Figura 12: Tablón recapitulativo con las principales características de los materiales que se utilizan para la fabricación de los imanes permanentes.

Existen distintas topologías de generadores de imanes permanentes. La mayor diferencia estriba en el camino de flujo magnético, que puede ser radial (normalmente en generadores de pequeña potencia) o axial.

Los imanes girarán frente a las bobinas que componen los distintos polos e inducirán una fuerza electromotriz de frecuencia variable. Para un mismo generador, la tensión de salida depende únicamente de la velocidad de giro del rotor, al no poder variar la corriente de excitación del circuito inductor. Para una determinada velocidad de rotación el generador se saturará.

La tensión e intensidad de salida estarán condicionadas por la fuerza electromotriz producida en cada espira y por el tipo de conexión en el generador (estrella o triángulo).

Por una parte, la fuerza electromotriz en una espira viene definida por:

$$\varepsilon = 2vBL$$

Sustituyendo la velocidad lineal por el producto de la velocidad angular por el radio:

$$\varepsilon = 2\omega rBL$$

Como la fem es alterna, su valor eficaz se obtiene dividiéndola por raíz de 2:

$$\varepsilon_e = \frac{1}{\sqrt{2}} 2\omega rBL$$

Si pasamos la velocidad angular a revoluciones por minuto se obtiene:

$$\varepsilon_e = 0.148(\text{rpms})rBL$$

Considerando que la bobina tiene N espiras:

$$\varepsilon_e = 0.148(\text{rpms})rBNL$$

Este valor habría que dividirlo por dos ya que la ecuación encontrada es para un generador de flujo axial (1 imán a cada lado de la espira) y este caso es para flujo radial (Solo un imán influye sobre la espira).

Donde:

- r es el radio de giro del imán [m]
- B es la inducción magnética [T]
- N es el número de espiras
- L es la longitud de la bobina [m]

Hay que tener en cuenta que no todo el disco está cubierto de imanes de ahí que sea necesario introducir un factor de corrección:

$$f_c = S_{\text{imanes}}/S_{\text{corona circular}}$$

Por otra parte según el tipo de conexión el valor de tensión y de corriente de línea variarán, sin embargo estarán relacionados mediante la potencia del sistema como se puede ver en la figura 13.

La potencia activa en un sistema trifásico viene definida como:

$$P = 1,73 U \times I \times \cos \varphi$$

Siendo el ángulo el retraso de la intensidad respecto a la tensión.

Además, habría que considerar las distintas pérdidas que pueden aparecer como pérdidas mecánicas, por histéresis magnética, por efecto Joule... De ahí, que calcular teóricamente todos los parámetros de la señal eléctrica sea muy complicado.

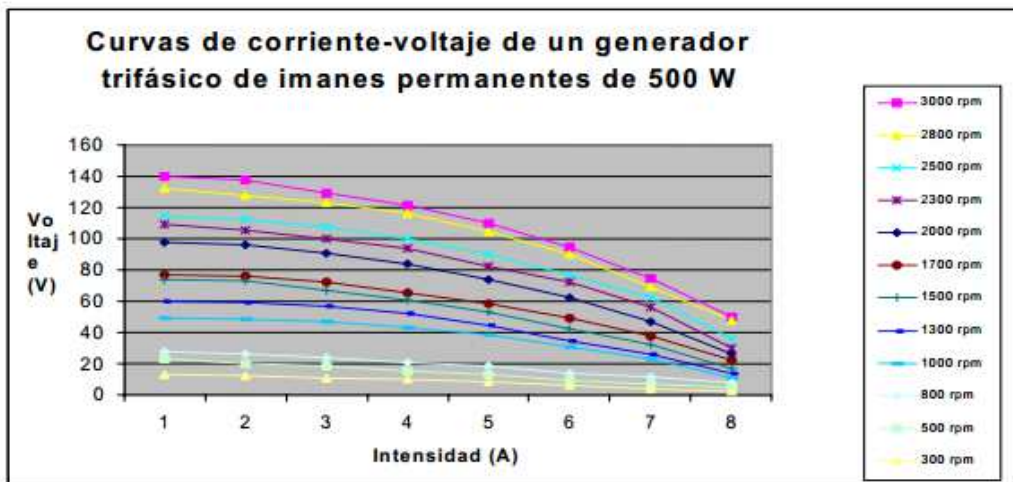


Figura 13: Familia de curvas Voltaje-Corriente para distintas revoluciones en un generador de imanes permanentes.

El número de imanes que se pueden encontrar en este tipo de generadores es bastante flexible, desde 2 a 30 en generadores de pequeña potencia, debido a su geometría y de hasta 90 imanes en generadores de gran potencia. Hay que tener en cuenta que un mayor número de imanes ofrece un mayor par para el mismo nivel de corriente. Por otro lado, un mayor número de imanes implica un menor sitio para implementarlo. El número ideal de imanes dependerá de la geometría del generador y de las propiedades de los materiales utilizados.

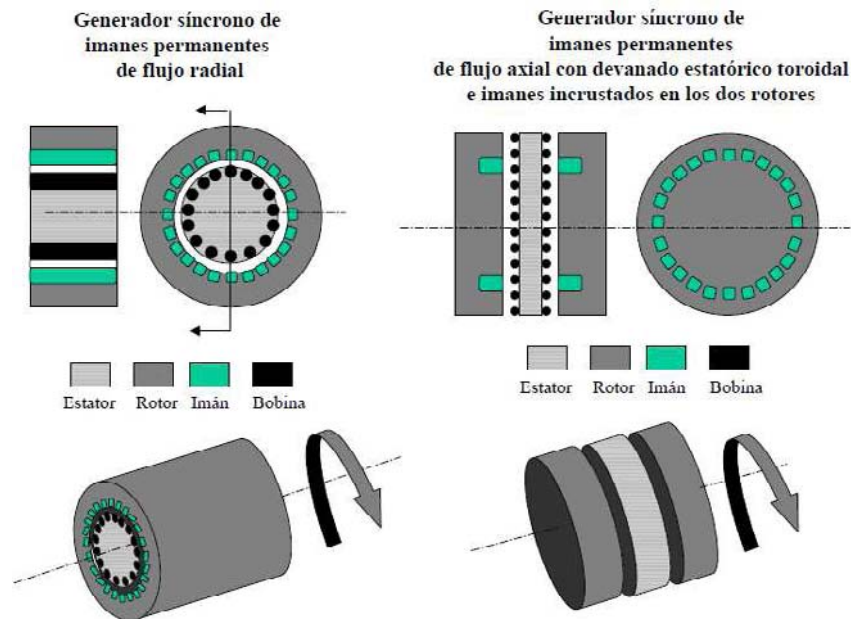


Figura 14: Topologías de los generadores de imanes permanentes según el camino del flujo magnético.

Se puede establecer una relación entre el par de un generador de imanes permanentes y la geometría de éste a través de la siguiente fórmula:

$$T = k D^2 L$$

Donde:

- T es el par [N·m]
- k es una constante [N/m<sup>2</sup>]
- D es el diámetro del rotor [m]
- L es la longitud axial del rotor [m]

Como se ha visto, la señal eléctrica resultante depende de múltiples parámetros.

Para un mismo generador la velocidad de rotación es la característica que hace variar el resultado obtenido ya que influye en la frecuencia de la señal, en la potencia y en el voltaje y por lo tanto en la intensidad de la señal. De un generador a otro la geometría del rotor, la cantidad de imanes, el material en el que estos se fabrican o el número y longitud de las espiras también son importantes.

Por otra parte, el generador síncrono no puede conectarse directamente a la red, ya que es necesario filtrar la señal para reducir el rizado. El primer paso es utilizar un rectificador para transformar la corriente alterna en continua y así poder filtrarla y reducir el rizado. Posteriormente, se transforma la corriente a alterna a la tensión y frecuencia deseadas mediante un inversor.

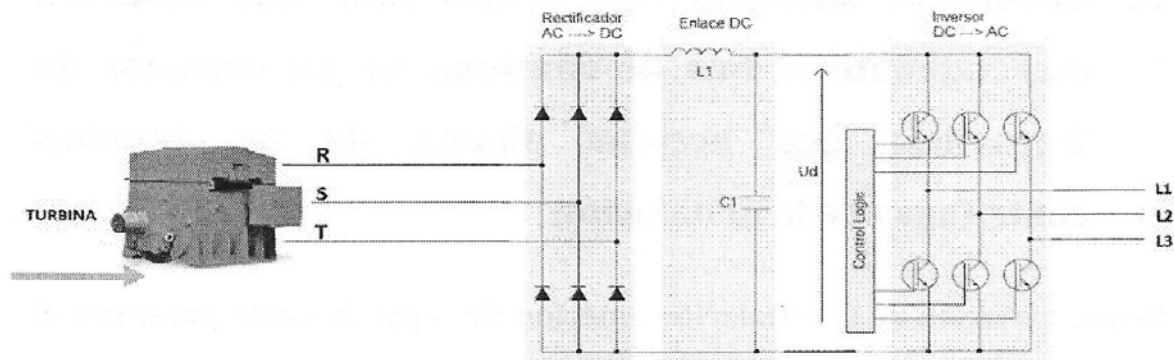


Figura 15: Esquema básico de una turbina conectada a un equipo rectificador-inversor.

En general, la máquina síncrona presenta ciertas ventajas y algunos inconvenientes:

- **Ventajas :**
  - Posible obtención de energía en un amplio rango de frecuencias de giro de la turbina.
  - Mayor control de los flujos de potencia aportados a la red.
  - La corriente de excitación se puede obtener directamente del bus de continua.
  
- **Inconvenientes :**
  - Arquitectura más compleja.
  - Necesidad de filtros tanto a la salida del rectificador, como del inversor.
  - Menor eficiencia del motor.
  - Necesidad de una lógica de control.
  - Mayores pérdidas por el uso de la electrónica de potencia.
  - Mayor coste.

## 5.2.2.2.-GENERADOR DE CORRIENTE ALTERNA ASÍNCRONO O DE INDUCCIÓN:

### 5.2.2.2.1.-GENERALIDADES:

En este tipo de máquina eléctrica el campo magnético giratorio se crea a través del estator cuyos devanados deberán estar conectados a una fuente exterior de tensión alterna. Esta es la razón básica por la que la máquina asíncrona es consumidora de energía reactiva, ya que al ser el bobinado una carga inductiva, para generar el campo magnético consumirá corriente desfasada de la tensión.

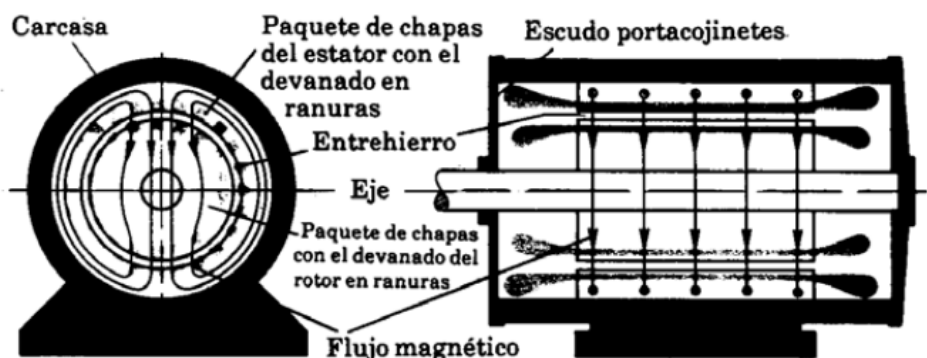


Figura 16: Esquema con las principales partes de un generador de corriente alterna asíncrono.

Si partimos de una máquina asíncrona con el rotor en reposo, la acción del campo magnético giratorio sobre las bobinas del rotor induce una fuerza electromotriz en las mismas. Esta fuerza electromotriz inducida motiva el paso de corrientes por las bobinas, las cuales normalmente están cerradas en cortocircuito (máquina de jaula de ardilla) presentando apenas resistencia. El campo giratorio ejerce fuerzas sobre los conductores recorridos por una corriente eléctrica, originándose un par de giro que pone en movimiento al rotor en el mismo sentido que el campo magnético giratorio.

El rotor irá girando cada vez más rápido reduciéndose la diferencia de velocidades de giro entre el campo magnético y el rotor. Al disminuir la diferencia de velocidad, las tensiones inducidas y las corrientes en el rotor decrecen llegando a ser nulas cuando el rotor alcanza casi la velocidad de rotación del campo giratorio, denominada velocidad de sincronismo.

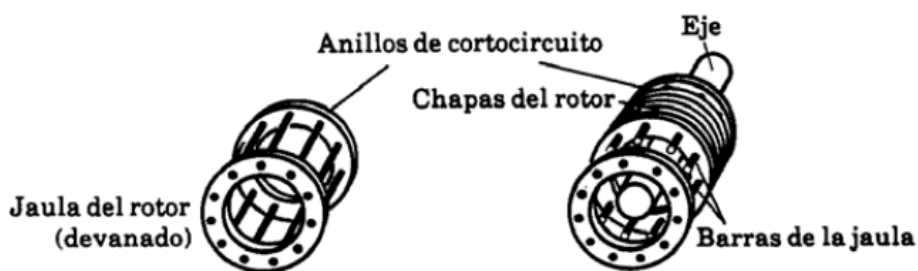


Figura 17: Detalle de un rotor de jaula de ardilla.

La velocidad de sincronismo vendrá definida al igual que en las máquinas síncronas por la frecuencia de la señal eléctrica externa y por el número de pares de polos alojados en este caso en el estator. A la diferencia entre la velocidad de giro del campo magnético y del rotor se le denomina deslizamiento (S).

Hasta este punto se ha descrito el funcionamiento de la máquina asíncrona como motor, ya que se ha utilizado energía eléctrica para mover el rotor. Si por el contrario, hacemos girar el rotor en el mismo sentido del campo giratorio a una velocidad superior a la de sincronismo, el

deslizamiento cambiará de signo y el sentido de la fuerza electromotriz inducida en la fase del rotor se invierte, al igual que la corriente que ésta determina. Ambas tendrán una frecuencia correspondiente a la diferencia de velocidades y la máquina pasará a funcionar como generador, cediendo a la red a la que está conectada la potencia que desarrolla la turbina.

Tal circunstancia, evidentemente, no se da si en la máquina no existe previamente un campo magnético giratorio, lo cual exige que la red suministre a la máquina de inducción la corriente magnetizante que excite el campo magnético. Por ello, el generador asíncrono se define como no autoexcitable.

A medida que aumenta la diferencia de velocidad de giro entre el rotor y el campo magnético producido por el estator, se produce una mayor tensión en el rotor y, consiguientemente crece la corriente que circula por él. Con mayor corriente, el campo magnético debido al rotor también crece y el flujo de potencia activa hacia la red eléctrica será mayor, al igual que el consumo de potencia reactiva por parte de la máquina. Esta tendencia se mantendrá hasta llegar al par resistente máximo del generador.

La relación matemática que define el par motor/par generador en una máquina asíncrona es la siguiente:

$$T = \frac{m_1 \cdot \frac{R_2'}{s} \cdot V_1^2}{2\pi \cdot \frac{n_1}{60} \cdot \left[ \left( R_1 + \frac{R_2'}{s} \right)^2 + X_{cc}^2 \right]}$$

En la siguiente figura se puede ver la representación gráfica de la función anterior, en función de los valores del deslizamiento (S). En la parte de la derecha se representa el funcionamiento como generador, en el que los valores de S son negativos.

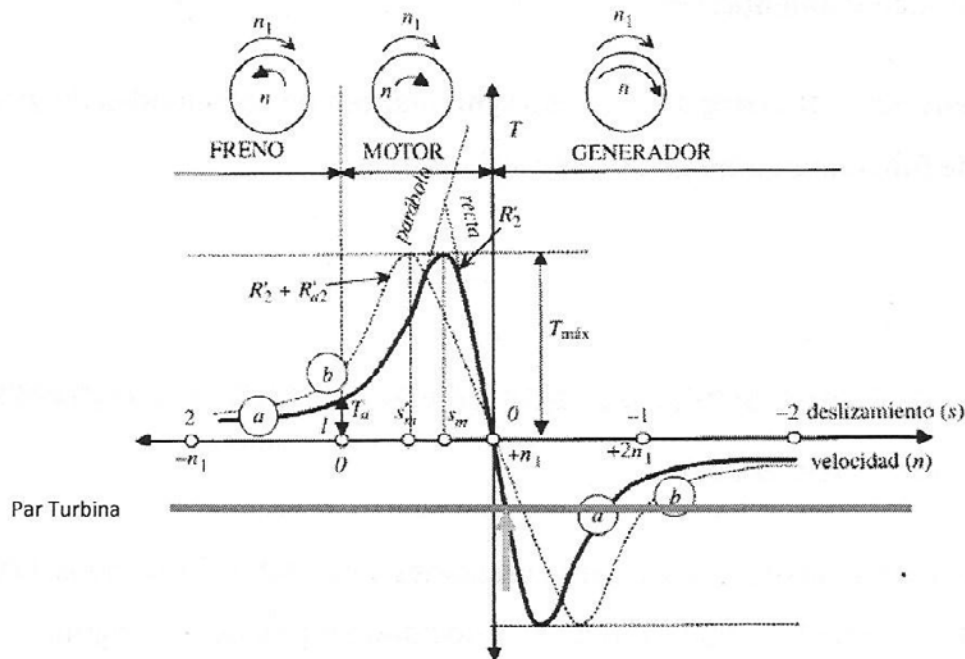


Figura 18: Característica Par-Velocidad de un generador asíncrono.

La turbina giraría siempre y cuando esté generando potencia a un régimen de giro ligeramente mayor al de sincronismo. De ahí que se deba elegir bien el número de polos de la máquina asíncrona, ya que sólo es capaz de trabajar en un rango estrecho de velocidades de giro.

Por otra parte, dentro de un rango limitado la potencia y el par son proporcionales al deslizamiento, obteniéndose una característica ligeramente inclinada. En este tramo la energía reactiva consumida es capaz de mantener el flujo magnético necesario para que el generador presente un par resistente creciente, pero a partir de un determinado deslizamiento (entre el 5 y el 10%, según la máquina) el incremento de la corriente en el rotor hace que las pérdidas debido a la resistencia del mismo (pérdidas Joule), disminuyan el par resistente y, por lo tanto, se puede producir el embalamiento del rotor. Además, el excesivo aumento de las pérdidas produce un sobrecalentamiento del rotor, que por radiación puede afectar también al estator. Por estas razones principalmente, no es recomendable operar en el rango cercano al deslizamiento máximo.

#### 5.2.2.2.2.-GENERADOR ASÍNCRONO CON CONTROL DE DESLIZAMIENTO VARIABLE:

Un generador asíncrono con control de deslizamiento variable es un nuevo desarrollo a partir del generador asíncrono normal con acoplamiento a la red a velocidad fija. El generador tiene los mismos componentes en el circuito principal. La diferencia estriba en que el rotor bobinado del generador se conecta en paralelo a una resistencia y a un módulo compuesto por un tiristor. El resultado de esta resistencia controlable es una característica par-velocidad más suave.



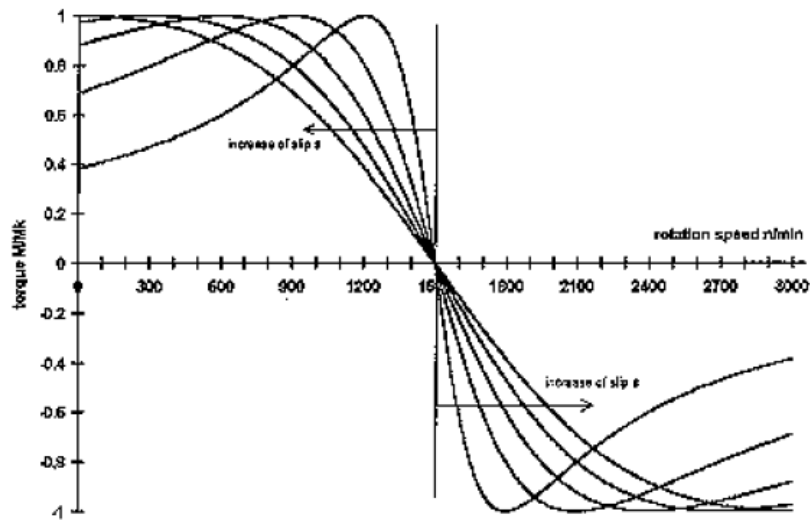


Figura 19: Característica Par-Velocidad de un generador asíncrono con control de deslizamiento variable.

### 5.2.2.2.3.-GENERADOR ASÍNCRONO CON CASCADA HIPERSÍNCRONA O SUBSÍNCRONA:

La característica par-deslizamiento de una máquina asíncrona depende directamente del valor de la resistencia de su rotor. Mediante el incremento de esta resistencia la pendiente de la característica par-deslizamiento disminuye, por lo que si el par resistente del generador se mantiene constante, éste cederá más energía por su rotor y aumentará su velocidad de giro. Utilizando un generador asíncrono de rotor bobinado y conectado a través de sus anillos rozantes una resistencia variable externa se podría realizar la generación a velocidad variable, pero se aumentarían las pérdidas, disminuyendo el rendimiento. Mediante un equipo convertidor electrónico, se puede realizar el efecto de la resistencia, pero además recuperando la energía extraída.

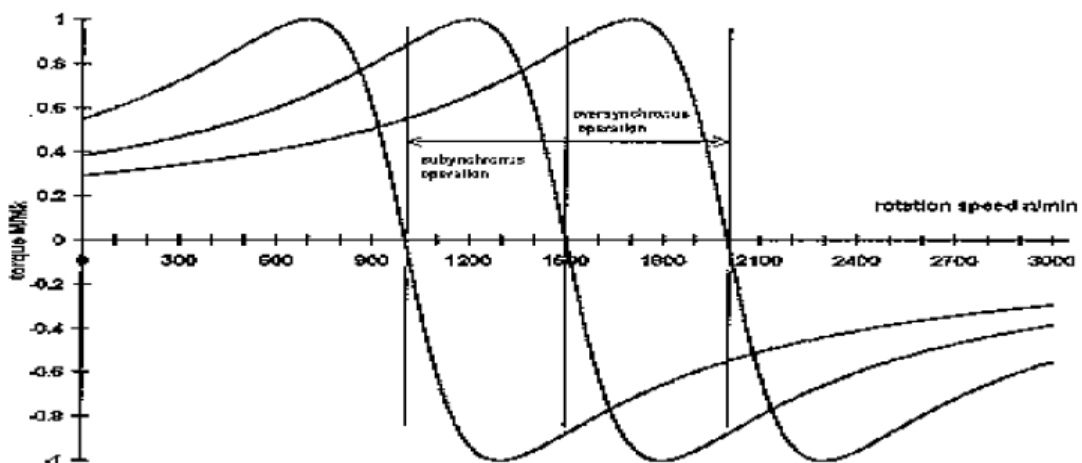


Figura 20: Característica Par-Velocidad de un generador asíncrono con cascada hipersíncrona o subsíncrona.

En general, la máquina asíncrona presenta ciertas ventajas y algunos inconvenientes:

- Ventajas :
  - Bajo coste inicial.
  - Bajo coste de mantenimiento.
  - Conexión de la máquina directamente a la red.
  - Elevada eficiencia.
  - Simplicidad de manejo.
  
- Inconvenientes :
  - Sólo se puede generar energía en un estrecho margen de velocidades de giro.
  - No puede funcionar como generador aislado.

Del análisis teórico realizado sobre los tipos de generadores se puede decir que el uso de un generador de imanes permanentes es la opción más acertada para el prototipo que se va desarrollar. Descartados desde un primer momento los generadores de corriente continua por su precio y su elevado coste de mantenimiento, dentro de los generadores de corriente alterna se descarta la utilización de un generador asíncrono por su excitación a través de escobillas la cual hace que esté conectado a la red eléctrica (No es posible si la instalación se encuentra en un lugar remoto donde no llega la red eléctrica) y que necesite un alto mantenimiento.

Los generadores síncronos se dividen principalmente en dos tipos según utilicen imanes permanentes o electroimanes. La utilización de electroimanes supone los mismos problemas que el uso de un generador asíncrono, de ahí que quede descartado. Además, el generador síncrono de imanes permanentes presenta ciertas ventajas como el bajo mantenimiento, la no necesidad de ser excitados, la obtención de un voltaje de señal constante (interesante en el caso de carga de una batería).

Este tipo de generador aporta una señal eléctrica de frecuencia e intensidad variables según la velocidad de rotación de la turbina y de tensión constante de ahí que sea necesario el uso de un rectificador para adaptar la señal a los valores impuestos por el tipo de batería que se utilice.

## 6.-PROTOTIPO E INSTALACIÓN EXPERIMENTAL:

### 6.1.-PROTOTIPO:

Desde un punto de vista hidráulico, según las características que permiten clasificar una turbina vistas anteriormente, se puede decir que la microturbina que se va a estudiar en este proyecto es una turbina de reacción, horizontal, de admisión total, no reversible y de flujo axial (el rodete se encuentra en el interior de la tubería de forma que el flujo de agua es axial respecto a la misma).



Figura 21: Álabes de la turbina desde la entrada del agua.

Por otra parte, el generador eléctrico utilizado es una máquina síncrona multipolar con imanes permanentes. El rodete de la turbina lleva solidario el rotor del generador, el cual posee 18 imanes (polos) de Neodimio.

Para permitir el movimiento giratorio del rotor se han utilizado dos rodamientos de vidrio diseñados para entornos con presencia de agua.

El estator se sitúa en la parte exterior fija a la tubería y está realizado con chapa magnética apilada con 54 ranuras. Por estas ranuras pasa el conductor, de 1 mm<sup>2</sup> de sección, que forma las bobinas.



Figura 22: Detalle de los álabes y del núcleo magnético del rotor.



Figura 23: Estator del generador construido con chapa magnética.

La tensión obtenida será una onda de tipo trapezoidal cuya frecuencia de las ondas de tensión vendrá definida mediante la fórmula vista anteriormente:

$$f = \frac{n \cdot p}{60} = 0,15 \cdot n$$

Donde se ha sustituido el número de pares de polos por 9.

Para una velocidad de giro de 600 rpm se obtendría una frecuencia de 90Hz. La tensión generada se rectificará en un rectificador no controlado de forma que se obtendrá una tensión continua que permitirá cargar una batería eléctrica. El nivel de tensión es a priori difícil de predecir, dado que depende directamente de las pérdidas de flujo magnético debidas al flujo de dispersión. La realización de pruebas sobre el prototipo permitirá conocer todas las variables eléctricas involucradas y realizar así los ajustes de diseño necesarios.

En las siguientes imágenes podemos ver la construcción del prototipo de la microturbina. En ellas se aprecia tanto el diseño en conjunto como el de algunas piezas individualmente.



Figura 24: Imagen frontal de una de las tapas.



Figura 25: Conjunto formado por el rotor junto con los álabes de la turbina y una de las tapas.



Figura 26: Interior de una de las tapas.



Figura 27: Microturbina montada.

## 6.2.-INSTALACIÓN EXPERIMENTAL:

La construcción del prototipo de cualquier máquina requiere un banco de pruebas que permita verificar su correcto funcionamiento así como sus prestaciones.

En el caso de una microturbina es necesaria la construcción de un circuito hidráulico a pequeña escala que permita variar el caudal y la presión de forma controlada. Para poder ensayar el prototipo de la turbina se han construido dos circuitos con características diferentes como se puede ver a continuación:

### Circuito 1:

- Bomba con motor monofásico que puede dar un caudal de hasta 50 l/min. El motor es regulable en velocidad mediante control de tensión para variar el caudal de forma controlada. Presión máxima  $H = 41$  m.
- Medida de caudal mediante caudalímetro por ultrasonidos.
- Medida de presión mediante manómetros instalados a la entrada y salida de la bomba.
- Regulación de presión adicional mediante válvula de esfera.
- Purgador manual.

- Diámetro de la tubería de dos pulgadas.

### Circuito 2:

- Bomba con motor trifásico que puede dar un caudal de hasta 216 l/min. El motor es regulable en velocidad mediante regulación de frecuencia para variar el caudal de forma controlada. Presión máxima  $H = 63$  m.
- Medida de caudal mediante caudalímetro por ultrasonidos.
- Medida de presión mediante manómetros instalados a la entrada y salida de la bomba.
- Regulación de presión adicional mediante válvula de esfera.
- Purgador automático.
- Diámetro de la tubería de dos pulgadas.



Figura 28: Vista del circuito 2 con una microturbina intercalada.





Figura 29: Imagen del caudalímetro.



Figura 30: Entrada de agua y purgador automático.

### 6.3.-EXPERIENCIAS PREVIAS:

En los circuitos hidráulicos que se han construido se han ensayado dos turbinas comerciales de las marcas ACUSEL CONTROL y VERNE. La primera de ellas se ha insertado en el circuito hidráulico con el objeto de obtener sus características de funcionamiento variando el caudal y la presión de la instalación. Por su parte, la segunda, al ser de descarga libre, se ha probado

alimentándola directamente de la red de suministro de agua ya que este constituye su funcionamiento básico. Los resultados de los ensayos se muestran a continuación.

a) Microturbina Acusel Control:

Características principales:

- Nombre comercial: PICOTURBINA 20 W.
- Instalación típica: Entrada y salida de una válvula de control.
- Rango de operación: De 0,8 a 3,5 bares.
- Caudal máximo: 40 l/min.
- Potencia máxima generada: 20 W.
- Regulador de carga de baterías que permite seleccionar la tensión de carga entre 12 y 24 V.

Los resultados de los ensayos realizados se indican en la siguiente tabla y se representan en las figuras 32 y 33. Dichos ensayos se han realizado variando el caudal del circuito y anotando los valores de tensión, intensidad y potencia que da el propio regulador y los valores de tensión e intensidad medidos por un polímetro con el objeto de calcular la potencia generada con mayor precisión.

Equipo de Control							Polímetro			
Q(l/min)	Pin(bar)	Pout(bar)	P (bar)	V(V)	I(mA)	f(Hz)	P(W)	V(V)	I(mA)	P(W)polímetro
37,5	2,8	5,6	2,8	12,8	1391	64	17,8	12,77	1350	17,2
32,9	2,8	5,5	2,7	12,7	1298	61	16,4	12,69	1240	15,7
30,6	3,2	5,2	2	12,6	889	53	11,2	12,5	820	10,3
29	3,2	5,1	1,9	12,5	790	49	9,8	12,43	720	8,9
26,6	3,4	5	1,6	12,5	627	44	7,8	12,32	560	6,9
23	3,5	4,8	1,3	12,4	474	41	5,8	12,22	445	5,4
19	3,6	4,6	1	12,3	335	36	4,1	12,12	290	3,5
16,2	3,7	4,5	0,8	12,2	231	31	2,8	12,04	190	2,3
14,5	3,7	4,4	0,7	12,2	165	28	2	12	163	2,0
11,3	3,8	4,2	0,4	12,1	73	25	0,8	11,94	57	0,7
9,2	3,8	4,2	0,4	12,1	35	22	0,4	11,93	39	0,5

Figura 31: Tablón con los datos experimentales realizados.

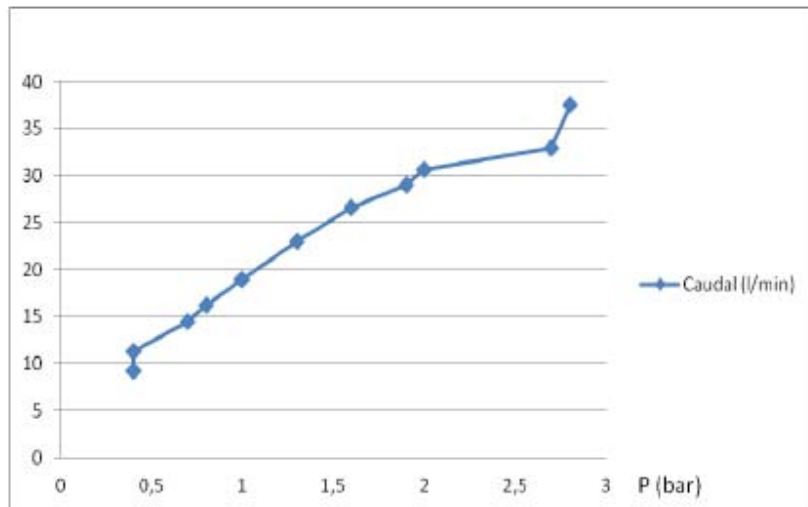


Figura 32: Curva característica Caudal-Presión de la turbina Acusel Control.

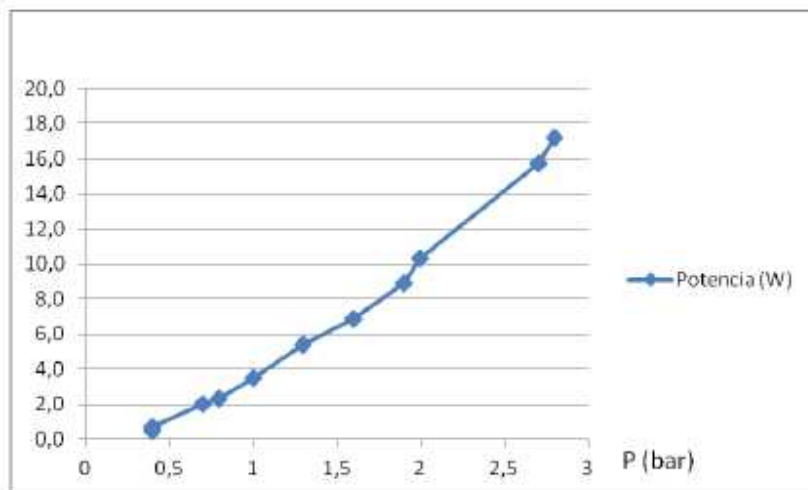


Figura 33: Curva característica Potencia-Presión de la turbina Acusel Control.

b) Microturbina Verne:

Características principales:

- Nombre comercial: VERNE.
- Instalación típica: Entornos agrarios (Descarga libre).
- Rango de operación: De 10 a 50 mca.
- Caudal máximo: 15 l/min.

- Potencia máxima generada: 12 W.
- Regulador de carga para baterías de diferentes tipos.

Al tratarse de una microturbina de descarga libre no se ha podido instalar la misma en el circuito hidráulico de pruebas por lo que el ensayo realizado ha consistido en suministrar agua a la microturbina mediante la red de suministro y variar el caudal ligeramente mediante una válvula. No se han podido obtener, por tanto, las curvas de funcionamiento. Únicamente se han tomado los valores correspondientes a varios puntos de funcionamiento que son los mostrados en la siguiente tabla:

Q(l/min)	P (bar)	V(V)	I(A)	P(W)
9,6	2,2	12,02	0,189	2,27
9,4	2,2	12,04	0,18	2,17
9,2	2,2	12,05	0,165	1,99
9,1	2,1	12	0,142	1,70
9,1	2	11,98	0,107	1,28
9	2	11,94	0,081	0,97

Figura 34: Tablón con los datos experimentales realizados.

De los ensayos realizados con estas dos microturbinas se pueden sacar ciertas conclusiones interesantes que pueden servir para hacer una primera suposición del rango de funcionamiento que va a poseer nuestro prototipo.

En el caso de la turbina Acusel Control se puede decir que para obtener potencias altas se debe dar el caso que el caudal y la caída de presión sean elevadas, hecho que no podemos garantizar que se dé en nuestra instalación. Un rango aceptable de caída de presión para el tipo de redes en las que vamos a instalar el prototipo de la microturbina sería entre 2 y 10 m.c.a. lo que nos daría una potencia máxima de unos 3,5W.

Por otra parte, dado que la turbina Verne no se ha podido ensayar en todo su rango de funcionamiento se va a considerar que alcanza su potencia máxima de 12W con una caída de presión de 50 m.c.a. (información dada por el fabricante), valor de caída de presión muy elevado y que nunca se alcanzará. Si observamos la tabla recapitulativa con los resultados experimentales, se ve claramente que para el intervalo de presiones que nos interesa la potencia que aportaría la turbina es muy pequeña.

Otros datos a tener en cuenta son las características de la señal eléctrica de voltaje, intensidad y presión. Mientras que la intensidad y la frecuencia varían en un rango bastante amplio, el voltaje es prácticamente constante e igual a 12V. Este fenómeno se debe a que este tipo de microturbinas se suelen utilizar para cargar una batería ya que la cantidad de energía que producen es muy pequeña y no se obtiene de forma continuada. La batería seleccionada es de 12V ya que trabaja con tensiones relativamente bajas (menos peligrosas) y posee la capacidad suficiente para almacenar la energía producida.

## **7.-DESCRIPCIÓN DE LAS HERRAMIENTAS DE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD):**

En este apartado se presentaran los códigos CFD (Computational Fluid Dynamics), diseñados para resolver problemas físicos mediante simulaciones asistidas por ordenador. Primero se citaran sus usos y su funcionamiento de forma general para, posteriormente introducir con un poco más de detalle los métodos numéricos de resolución que utiliza.

### **7.1.-Introducción a los CFD:**

La dinámica de fluidos computacional (Computational Fluid Dynamics CFD) permite resolver problemas físicos mediante simulaciones por ordenador. De esta forma, se puede predecir el flujo de un fluido, la transferencia de calor, la transferencia de masa, reacciones químicas, etc. resolviendo las ecuaciones matemáticas que gobiernan estos procesos utilizando métodos numéricos.

Los códigos computacionales CFD se utilizan para analizar y solucionar problemas relacionados con el campo de la mecánica de fluidos. Actualmente existe software y programas específicos que se basan en estos códigos y mediante algoritmos y métodos matemáticos permiten simular y, de esta forma, prever el comportamiento y la interacción de los líquidos y gases en determinadas instalaciones industriales con un amplio abanico de condiciones de contorno.

Así pues, los resultados de los análisis CFD se utilizan para:

- Estudio de nuevos diseños.
- Desarrollo de nuevos productos.
- Reparaciones.
- Rediseños.

El análisis comienza con un modelo matemático de un problema físico. Las ecuaciones de conservación de la masa, momento y energía han de cumplirse en la región de estudio.

Las propiedades del fluido son modelizadas empíricamente, aunque hay que hacer simplificaciones para conseguir que el modelo sea completamente analizado: suposición de fluido incompresible, régimen estacionario, viscosidad cero, estudio bidimensional, etc.

Para la obtención de resultados que se aproximen en buena medida a la realidad, una serie de modelos matemáticos han estado y siguen siendo desarrollados y mejorados durante las últimas décadas. Estos modelos representan el comportamiento de cada fase del fluido, en cuanto a fuerzas que actúan, según determinadas variables y condiciones físicas, y derivan en

sistemas de ecuaciones a resolver que cumplen las leyes de conservación de masa, energía y momento.

El conjunto de ecuaciones que representan el comportamiento de un sistema determinado serán resueltas mediante métodos matemáticos de iteración, que vienen integrados en el software en cuestión.

Para el correcto funcionamiento de los códigos CFD se requiere un conocimiento previo del comportamiento de los fluidos según sus características y las condiciones externas.

## **7.2.-Esquema del análisis CFD:**

En cada análisis se precisa seguir una serie de pasos que serán los mismos para cada caso a analizar. En primer lugar es necesario representar el modelo geométrico. Seguidamente el modelo debe ser discretizado o mallado. A continuación se introducen las condiciones de contorno y finalmente se procesa el modelo y se obtienen las soluciones.

### **7.2.1.-Geometría:**

Es necesario obtener el modelo tridimensional o bidimensional para empezar a trabajar en el análisis, por lo que interesa que este modelo sea lo mas exacto posible al modelo real, con las mismas dimensiones y las mismas características geométricas.

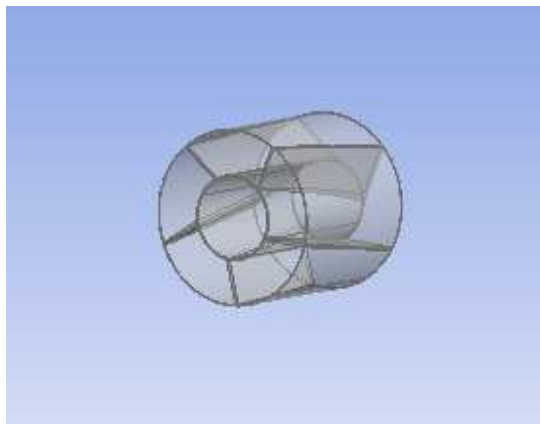


Figura 35: Geometría del rodete de la turbina.

### **7.2.2.-Discretización:**

El elemento a analizar se divide en un número finito de volúmenes o celdas. La discretización del dominio se llama "mallado" y se considera una de las partes más importantes en la simulación CFD, ya que se ha de conseguir que los resultados sean independientes de la malla.

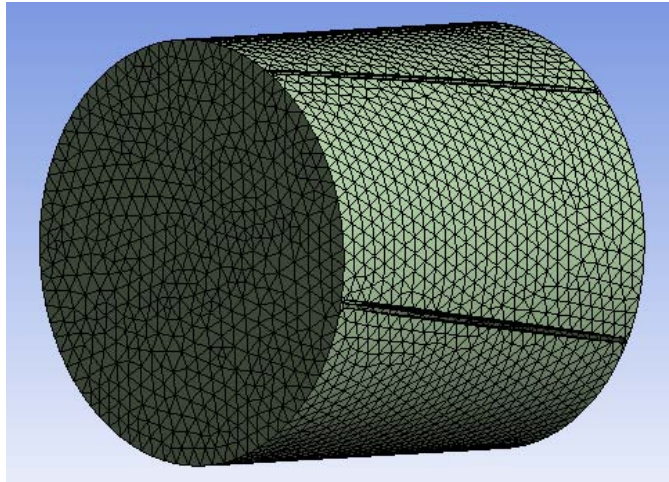


Figura 36: Ejemplo del mallado del rodete de la turbina.

Las ecuaciones de conservación de la masa, momento, energía, etc. son discretizadas, pasando así a ser ecuaciones algebraicas fácilmente tratadas por ordenador.

La solución es post-procesada para encontrar las variables de interés: velocidades de flujo, presiones, fuerzas, momentos, temperaturas, etc.

Todas las ecuaciones han de ser resueltas para obtener el campo de flujo.

### **7.2.3.-Configuración del método numérico:**

Se han de seleccionar precisamente los parámetros y condiciones que afecten a cada caso. Algunos de los factores que hay que tener en cuenta para caso que se va a analizar en este trabajo son los siguientes:

- Selección de los modelos físicos apropiados.
- Propiedades de los fluidos.
- Condiciones de contorno en todas las paredes o superficies internas del dominio.
- Condiciones iniciales: caudales, presiones...
- Parámetros controlables de resolución: residuos mínimos, numero de iteraciones...

### **7.2.4.-Resolución:**

Las ecuaciones de conservación discretizadas se resuelven mediante un método de iteración. Para que la solución converja a valores residuales bajos, un número mínimo de iteraciones es necesario. Esta convergencia se alcanza cuando los cambios en las variables de salida son inapreciables entre una iteración y la siguiente (este hecho se puede observar con la



monitorización de los residuos) y cuando todas las propiedades de conservación son alcanzadas.

La precisión de una solución bien convergida dependerá de la elección de unos modelos físicos apropiados, de la calidad de la malla y de la correcta configuración del método numérico explicado anteriormente.

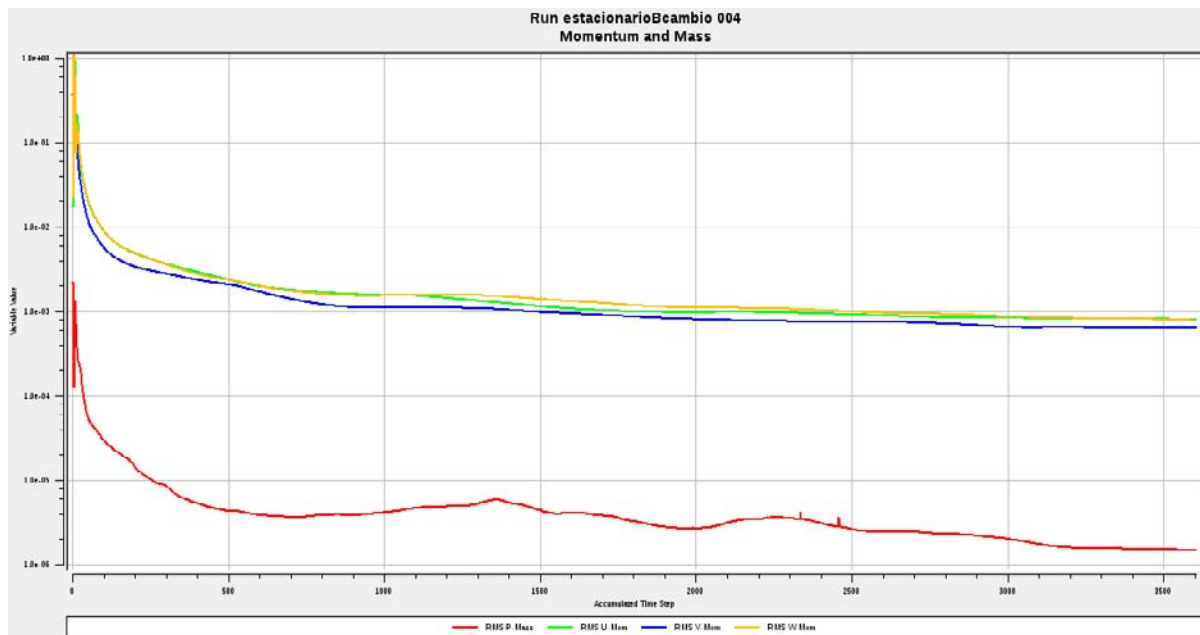


Figura: Ilustración de la disminución de los residuos durante la resolución de un caso.

### 7.2.5.-Análisis de los resultados:

La visualización de los primeros resultados revelará la capacidad del modelo empleado para realizar una buena simulación.

Si los modelos físicos y las condiciones de contorno son apropiados, el campo de flujos será resuelto correctamente. Mediante la observación de los primeros resultados se puede conocer la pauta general del flujo en el diseño y las zonas de cortes, choques y turbulencias.

Una vez se da el modelo como válido, las herramientas de visualización permiten obtener resultados numéricos como son las disipaciones, resistencias, tiempos y fuerzas, los coeficientes de transferencia de calor, las presiones, velocidades, caudales, etc.

La parte resultados ofrece un amplio número de herramientas gráficas y de cálculo que permiten obtener de forma precisa tanto valores numéricos (balances de flujos, fuerzas, momentos, velocidades y presiones) como diferentes tipos de representaciones de estos (Isosuperficies, planos, líneas de corriente...).



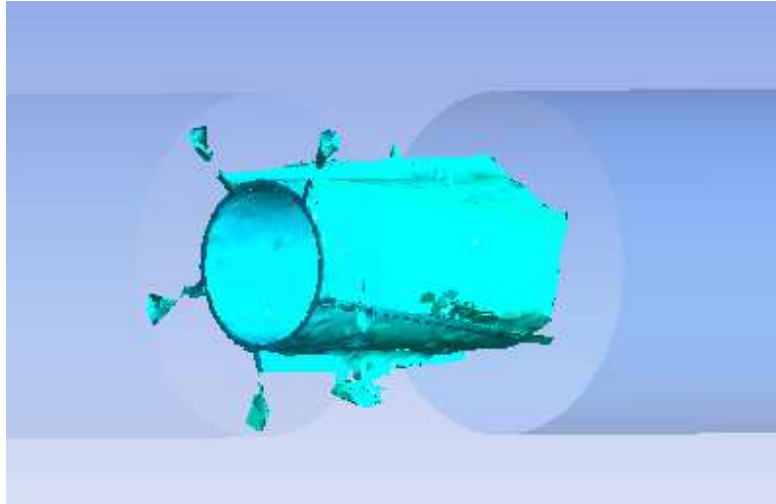


Figura 37: Isosuperficie en la que se representan todos los puntos que presentan una velocidad relativa de 1 m/s.

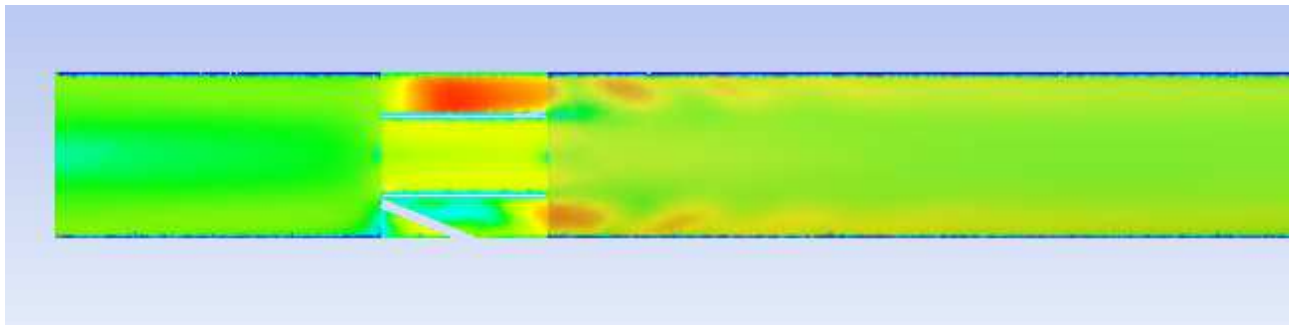


Figura 38: Plano longitudinal de la tubería en la que se representa la velocidad relativa del fluido.

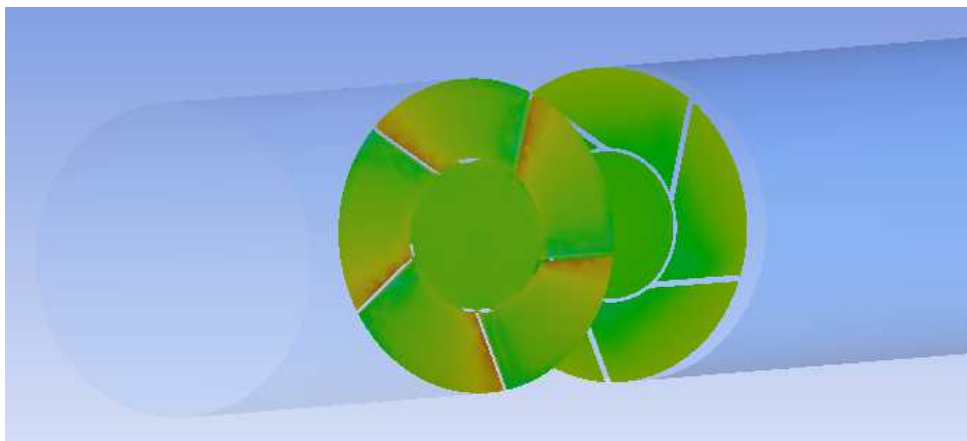


Figura 39: Planos transversales de la tubería en los cuales se puede ver la presión sobre las hélices.

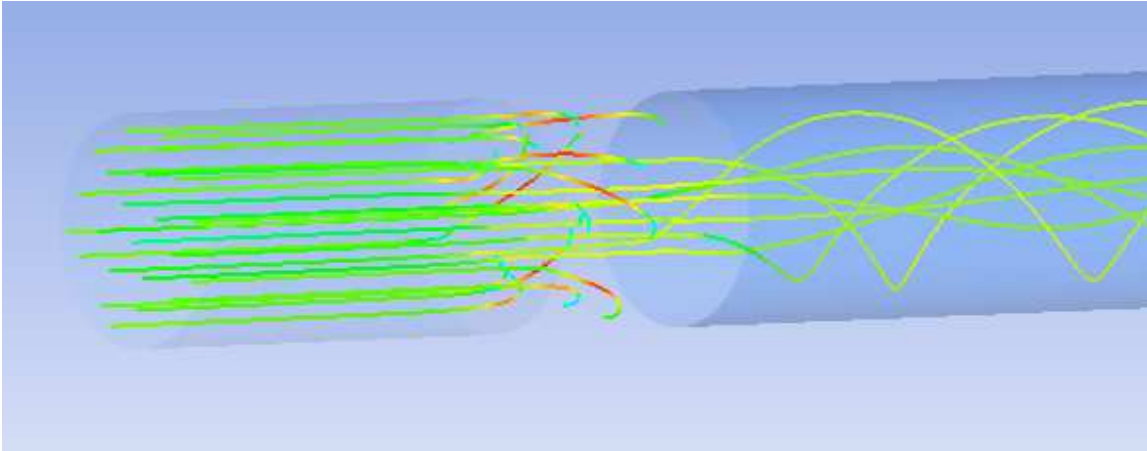


Figura 40: Línea de corriente donde se observa la trayectoria que sigue el fluido.

### 7.3.-Ecuaciones de conservación:

Las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de un fluido incluyen las siguientes leyes físicas de conservación:

- Conservación de la masa.
- Segunda ley de Newton: La variación del momento es igual a la suma de fuerzas, en una partícula de fluido.
- Primer principio de la termodinámica o conservación de la energía: La variación de la energía de una partícula es igual a la suma de la adición de calor y trabajo en esta partícula de fluido.
- El fluido es tratado como continuo; para escalas mayores a  $1\mu\text{m}$ , la estructura molecular debe ser ignorada.

### 7.4.-Método de resolución: Volúmenes finitos

El método de los volúmenes finitos (MVF) es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

El MVF está pensado para ser usado en ordenadores y permite resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas. El MVF se utiliza en el diseño y mejora de productos y aplicaciones industriales, así como en la simulación de sistemas físicos y biológicos complejos. La variedad de problemas a los que se puede aplicar ha crecido enormemente, siendo el único requisito básico que las ecuaciones constitutivas y ecuaciones de evolución temporal del problema sean conocidas de antemano.

El MVF permite obtener una solución numérica aproximada sobre un cuerpo, estructura o dominio (medio continuo) sobre el que están definidas ciertas ecuaciones diferenciales en forma débil o integral que caracterizan el comportamiento físico del problema, dividiéndolo en un número elevado de subdominios llamados elementos finitos. El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio, también llamada discretización.

Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados nodos. Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito. Un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos, considerando sus relaciones de adyacencia, se nombra "malla".

Los cálculos se realizan sobre esta malla de nodos. La generación de la malla se realiza con programas especiales renombrados generadores de mallas, en una etapa previa a los cálculos que se nombra preproceso. De acuerdo con estas relaciones de adyacencia o conectividad se relaciona el valor de un conjunto de variables incógnitas definidas en cada nodo y denominadas grados de libertad. El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones. La matriz de este sistema de ecuaciones se nombra matriz de rigidez del sistema, y el número de ecuaciones que la forman es proporcional al número de nodos.

#### **7.4.1.-Descripción del método:**

El método de los volúmenes finitos es muy usado por su generalidad y la facilidad de introducir dominios de cálculo complejos (en dos o tres dimensiones). Además, el método es fácilmente adaptable a problemas de transmisión de calor, de mecánica de fluidos para calcular campos de velocidades y presiones (mecánica de fluidos computacional, CFD) o de campo electromagnético. Dada la imposibilidad práctica de encontrar la solución analítica de estos problemas, a menudo en la práctica ingenieril, los métodos numéricos y, en particular, los elementos finitos, se convierten en la única alternativa práctica de cálculo.

La principal propiedad del método es la convergencia. Si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones.

En la práctica, el MVF es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales y la solución obtenida es nada más aproximada, coincidiendo con la solución exacta solo en un número finito de puntos renombrados nodos. Al resto de puntos que no coinciden con los nodos, la solución aproximada se obtiene interpolando a partir de los resultados obtenidos para los nodos.

El MVF convierte un problema definido en términos de ecuaciones diferenciales en un problema en forma matricial que proporciona el resultado correcto para un número finito de puntos e interpola posteriormente la solución al resto del dominio, resultando finalmente solo una solución aproximada. El conjunto de puntos donde la solución es exacta se denomina

conjunto de nodos. Este conjunto de nodos forma una red, llamada malla formada por retículos. Cada uno de los retículos contenidos en esta malla es un "elemento finito". El conjunto de nodos se obtiene dividiendo o discretizando la estructura en elementos de forma variada, es decir, en forma de superficies, volúmenes o barras.

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modular, las tareas necesarias para llevar a cabo un cálculo mediante el MVF se dividen en tres grupos:

- **Pre-procesado:**  
Consiste en la definición de geometría, generación de la malla, especificación de las condiciones de contorno y asignación de propiedades a los materiales. También se incluyen operaciones de regularización de la malla y preconditionamiento para garantizar una mejor aproximación o una mejor convergencia del cálculo. Las mallas generadas constan de millares (e incluso, cientos de millares) de puntos. En aquellas regiones donde se prevé una gran cantidad de tensión se define una mayor densidad de nodos (densidad de malla) que en la resto del dominio. La malla actúa como una red en que, desde cada nodo, se extiende un elemento de malla a cada nodo adyacente. Este tipo de red vectorial es la que lleva las propiedades del material al objeto, creando de esta forma varios elementos.
- **Cálculo:**  
Es el resultado del pre-proceso. Permite generar un conjunto de ecuaciones que puede ser resuelto con cualquier algoritmo para la resolución de sistemas de ecuaciones lineales o método de iteración para la resolución de sistemas de ecuaciones no lineales.
- **Post-proceso:**  
El cálculo proporciona valores de un cierto conjunto de funciones en los nodos de la malla que define la discretización, al puesto se calculan magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos, y en ocasiones se aplican operaciones de suavizado, interpolación e incluso determinación de errores de aproximación.

#### **7.4.2.-Conceptos básicos:**

- a) Diferencias en el estudio de un fluido según Lagrange y Euler:

Según Lagrange, un campo de flujo puede ser tomado como compuesto por un gran número de partículas con tamaño finito, que tienen masa, momento, energía interna y otras propiedades. Por lo tanto, se pueden definir leyes matemáticas para cada una de estas partículas de fluido.

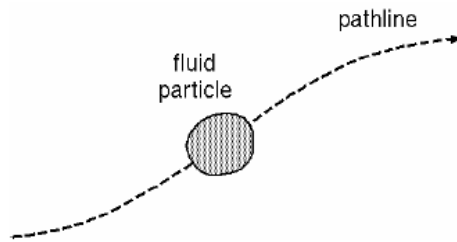


Figura 41: Partícula según Lagrange.

Según Euler, se debe considerar como las propiedades del flujo cambian en un “volumen de control”, que es fijado en el espacio y en el tiempo  $(x,y,z,t)$ .

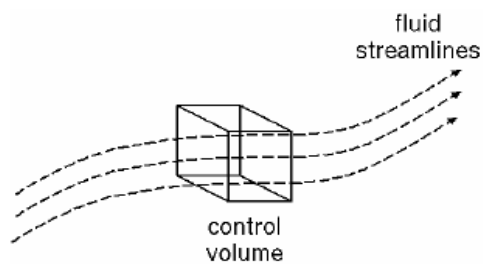


Figura 42: Volumen de control de Euler.

b) Propiedades de un elemento del fluido:

El comportamiento del fluido es descrito en términos de propiedades macroscópicas:

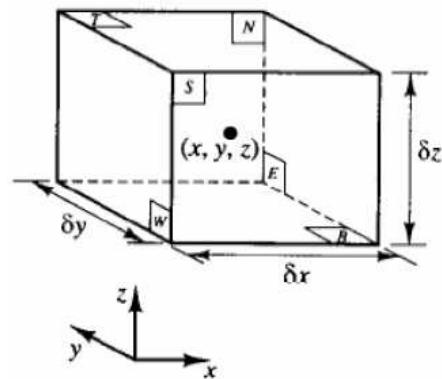


Figura 43: Volumen de control con propiedades macroscópicas.

- Velocidad  $u$ .
- Presión  $p$ .
- Densidad  $\rho$ .
- Temperatura  $T$ .
- Energía  $E$ .

Además se debe cumplir que:

- Las propiedades serán la media de un numero lo suficientemente elevado de numero de moléculas.
- Un elemento de volumen puede ser tomado como el menor volumen para el cual la continuidad se cumple.
- Las propiedades en las caras son expresadas con los dos primeros términos de las Series de Taylor.

Por ejemplo para la presión en las caras E y W respectivamente:

$$p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \qquad p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x$$

c) Balance de masas:

El valor del incremento de la masa en el “volumen de control” es igual al valor neto del flujo de masa en el elemento.

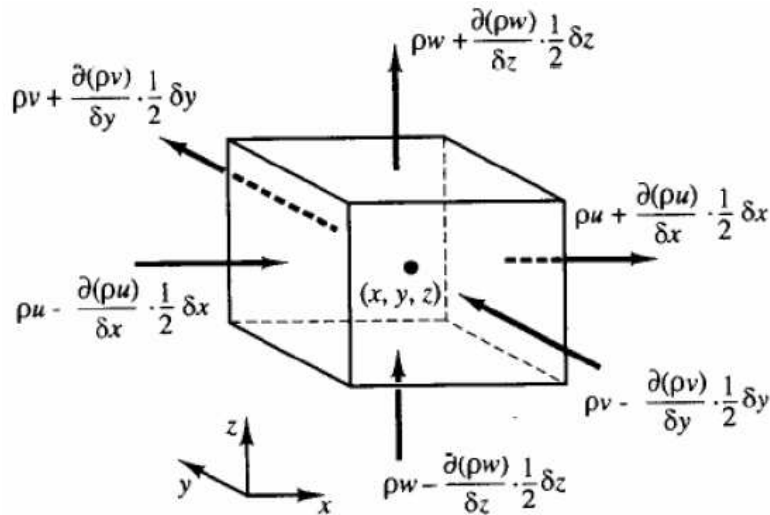


Figura 44: Volumen de control.

El valor del incremento es:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \delta y \delta z$$

El balance de entradas y salidas de masa en el “volumen de control” es el siguiente:

$$\begin{aligned} & \left( \rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z - \left( \rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z + \\ & + \left( \rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z - \left( \rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z + \\ & + \left( \rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y - \left( \rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y \end{aligned}$$

Dividiendo por el volumen del volumen de control:

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

Que de forma simplificada se puede escribir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0$$

Ecuación compuesta por dos miembros, el primer término se refiere al cambio de la densidad y el segundo término es un término convectivo referido al flujo neto a través de los límites del volumen de control.

Para flujos incompresibles el primer término, debido al cambio de densidad será cero, por lo que la ecuación quedará:

$$\text{div } \mathbf{u} = 0$$

O lo que es lo mismo, de forma larga:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

d) Variaciones del fluido según Lagrange (partícula) y según Euler (Volumen de control):

Variaciones en una partícula de fluido (Lagrange):

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial \phi}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial \phi}{\partial z} \frac{dz}{dt}$$

Sustituyendo  $dx/dt = u$ ,  $dy/dt = v$ ,  $dz/dt = w$  podemos escribir la ecuación como:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + u \frac{\partial\phi}{\partial x} + v \frac{\partial\phi}{\partial y} + w \frac{\partial\phi}{\partial z} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + u \text{ grad}\phi$$

Variaciones en un volumen de control (Euler):

Las variaciones en un control de volumen estacionario resultan del producto de  $D\Phi/Dt$  y la densidad  $\rho$ :

$$\rho \frac{D\phi}{Dt} = \rho \left( \frac{\partial\phi}{\partial t} + u \text{ grad}\phi \right)$$

Relación entre la ecuación de Euler y la de Lagrange:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi u) = \rho \left[ \frac{\partial\phi}{\partial t} + u \text{ grad}\phi \right] + \phi \left[ \frac{\partial\rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) \right] = \rho \frac{D\phi}{Dt}$$

Donde:

- I: valor del incremento de  $\Phi$  en el volumen de control
- II: valor neto del  $\Phi$  saliente del volumen de control.
- III: valor neto del incremento de  $\Phi$  para una partícula de fluido.
- IV: cero debido a la conservación de la masa.

e) Ecuaciones del momento en tres dimensiones:

En primer lugar se derivaran las ecuaciones del momento, según la segunda ley de Newton el valor del cambio de momento es igual a la suma de las fuerzas:

$$\rho \frac{Du}{Dt} + \rho \frac{Dv}{Dt} + \rho \frac{Dw}{Dt}$$

Las fuerzas que aparecen en una partícula de fluido son:

- Fuerzas en la superficie debido a la presión y a la viscosidad.
- Fuerzas del cuerpo como la gravedad, fuerzas centrífugas, Coriolis y fuerzas electromagnéticas.

El valor del cambio del momento en x para una partícula de fluido  $Du/Dt$  es igual a la suma de:

- La suma de las fuerzas debidas a las tensiones de superficie.
- Las fuerzas en los cuerpos.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx}$$



Similarmente para los momentos en z y en y tenemos:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My}$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial z} + S_{Mz}$$

f) Ecuación para la energía:

Como dice la primera ley de la termodinámica, el valor del cambio de energía en una partícula de fluido es igual al calor añadido más el valor del trabajo realizado. El valor del incremento de energía es:

$$\rho \frac{DE}{Dt}$$

La energía  $E = i + 1/2 (u^2+v^2+w^2)$ , donde  $i$  es la energía interna y  $1/2 (u^2+v^2+w^2)$  es la energía cinética.

Normalmente la energía potencial, debida a la gravedad es tratada por separado e incluida posteriormente.

Derivaremos la ecuación de la energía, sabiendo que el cambio en la energía es un resultado del trabajo realizado por las tensiones viscosas y por el calor neto transferido.

Finalmente llegaremos a una ecuación de conservación de la energía interna.

Realizando la derivada total de la energía en una partícula de fluido e igualándola a la derivada del trabajo y de los flujos de energía obtendremos la siguiente ecuación:

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\text{div}(\rho u) + \left[ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + \text{div}(k \text{ grad} T) + S_E$$

Donde:

- Los dos primeros términos se refieren al trabajo por unidad de volumen debido a las tensiones de superficie.
- El tercer término es el flujo de energía debido a la conducción.

- $S_E$ , incluye la energía potencial, fuentes de producción de calor provenientes de reacciones químicas, etc.

g) Ecuación para la energía cinética:

Separadamente, podemos derivar una ecuación de conservación para la energía cinética de un fluido. Para ello, multiplicamos la ecuación del momento en  $u$  por  $u$ , la ecuación del momento en  $v$  por  $v$  y la ecuación del momento en  $w$  por  $w$ , obteniendo la siguiente ecuación:

$$\rho \frac{D\left(\frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)\right)}{Dt} = -u \operatorname{grad} p + u \left( \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) + v \left( \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) + w \left( \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) + u S_M$$

h) Ecuación para la energía interna:

Extrayendo la ecuación de la energía cinética de la ecuación de la energía total obtenemos la ecuación de la energía interna, que será definida como:  $S_i = S_E - u.S_M$ , es decir:

$$\rho \frac{Di}{Dt} = -p \operatorname{div} u + \operatorname{div}(k \operatorname{grad} T) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + S_i$$

i) Ecuación para la temperatura:

Para un fluido incompresible donde  $i=cT$ , donde  $c$  es el calor específico y  $\operatorname{div} u=0$ :

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = \operatorname{div}(k \operatorname{grad} T) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + S_i$$

j) Ecuación para la entalpía:

Siendo  $h=i+p/\rho$  y  $h_0=h+\frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$  tenemos, a partir de la ecuación general de la energía:

$$\frac{\partial(\rho h_0)}{\partial t} + \text{div}(\rho h_0 u) = \text{div}(k \text{grad} T) + \frac{\partial p}{\partial t} + \left[ \begin{array}{l} \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \\ \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \end{array} \right] + S_h$$

k) Ecuaciones de estado:

El movimiento de un fluido está definido por 5 ecuaciones de masa, momento y energía.

Asumimos el equilibrio termodinámico, ya que el tiempo que le cuesta a una partícula de fluido ajustarse a las nuevas condiciones es corto en relación con el periodo de tiempo del flujo.

Añadimos dos ecuaciones de estado usando las dos variables de estado  $r$  y  $T$ :  $p=p(r, T)$  y  $i=i(r, T)$ . Para un gas perfecto tendremos pues:  $p=r RT$  y  $i=cvT$ .

A bajas velocidades, los fluidos pueden ser considerados incompresibles.

### 7.4.3.-Ecuaciones de Navier-Stokes para fluidos Newtonianos:

Las ecuaciones de momentos que gobiernan los fluidos tienen componentes de tensiones viscosas  $\tau_{ij}$ , que eran prácticamente desconocidas hasta que gracias a Navier y Stokes se introdujo un modelo apropiado para estas tensiones.

Tensiones debido a la viscosidad:

- Estas tensiones, como su nombre indica son fuerzas por unidad de área, sus unidades de medida son los N/m<sup>2</sup> o Pa.
- Las tensiones debido a la viscosidad se simbolizan por  $\tau$ , siendo la notación  $\tau_{ij}$  que indica la dirección y sentido.

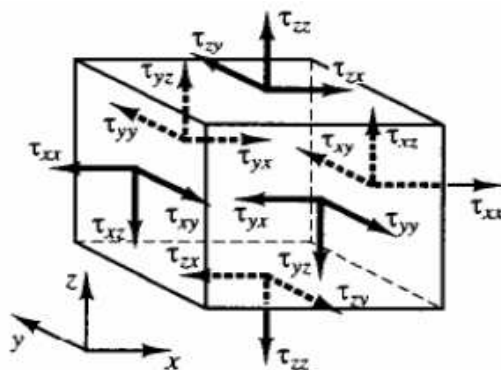


Figura 45: Componentes de las tensiones debido a la viscosidad.

Navier-Stokes expresaron estas “viscous stresses” en función de la deformación. El valor de la deformación de un elemento del fluido tiene nueve componentes en tres dimensiones, denotadas por el símbolo  $e_{ij}$ , donde los índices son idénticos a los índices de las tensiones.

$$\begin{aligned} e_{xx} &= \frac{\partial u}{\partial x} & e_{yy} &= \frac{\partial v}{\partial y} & e_{zz} &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ e_{xy} &= e_{yx} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & e_{xz} &= e_{zx} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ e_{yz} &= e_{zy} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned}$$

La deformación volumétrica vendrá dada por:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \text{div } u$$

En un fluido Newtoniano las “viscous stresses” son proporcionales a los valores de las deformaciones anteriores:

$$\begin{aligned} \tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div } u & \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \text{div } u & \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \text{div } u \\ \tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned}$$

Donde  $\mu$  es la viscosidad dinámica, y  $\lambda$  es llamada segunda viscosidad que describe las tensiones producidas por la deformación volumétrica. El efecto de la segunda deformación es pequeño.

Se consiguen deducir las ecuaciones de Navier-Stokes cuando sustituimos las “shear stresses” en las siguientes ecuaciones (ecuaciones de momentos vistas anteriormente):

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} &= \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \end{aligned}$$

Con lo que obtendremos las ecuaciones de Navier-Stokes:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} u \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{Mx}$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \operatorname{div} u \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{My}$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \operatorname{div} u \right] + S_{Mz}$$

Recordando, las ecuaciones que definirá nuestro fluido serán:

$$\text{Mass} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u) = 0$$

$$x - \text{momentum} \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + S_{Mx}$$

$$y - \text{momentum} \quad \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho v u) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + S_{My}$$

$$z - \text{momentum} \quad \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho w u) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + S_{Mz}$$

$$\text{Internal energy} \quad \frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho i u) = -p \operatorname{div} u + \operatorname{div}(k \operatorname{grad} T) + \Phi + S_i$$

$$\text{Equations of state} \quad p = p(\rho, T) \quad \text{y} \quad i = i(\rho, T)$$

$$p.e. \text{ gas perfecto: } p = \rho R T \quad \text{y} \quad i = c_v T$$

Las ecuaciones de conservación con las que podremos calcular las velocidades del fluido así como otras propiedades del mismo.

Estas ecuaciones pueden ser derivadas para una partícula de fluido moviéndose con el flujo (forma Lagrangiana) o para un volumen de control estacionario en el espacio (forma Euleriana).

Los programas CFD necesitan dichas ecuaciones en la forma Euleriana, pero en algunas ocasiones es más fácil la derivación en la forma Lagrangiana, afortunadamente podremos convertir las ecuaciones de una forma a otra utilizando las relaciones propuestas anteriormente.

Una vez se han entendido las bases y los principios que utiliza un programa CFD, así como las distintas partes en las cuales se divide para la realización de un análisis, se puede pasar a la parte de simulación de la microturbina.

## **8-SIMULACIONES ASISTIDAS POR ORDENADOR:**

### **8.1.-SIMULACIÓN HIDRÁULICA DEL PROTOTIPO:**

La parte de simulación hidráulica se centra principalmente en desarrollar el diseño de las hélices de la microturbina para mejorar su rendimiento y conseguir obtener la máxima cantidad de energía eléctrica posible.

Para ello, se van a realizar varias simulaciones con el programa informático Ansys Workbench y así poder encontrar el diseño más adecuado. Se va a comenzar con un diseño simplificado del sistema para poco a poco ir obteniendo un modelo cada vez más similar a la realidad y extrapolable en cuanto al orden de magnitud de los resultados obtenidos. El objetivo es de realizar un modelo que permita el cálculo del par del eje de rotación y de la potencia que aporta la turbina en función de la velocidad de rotación del eje, de la diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la microturbina y del caudal en la tubería.

Una vez obtenido el modelo se pueden introducir variaciones en la geometría del sistema para intentar encontrar el diseño óptimo, el cual permitiría aprovechar mejor la potencia que contiene el agua al moverse por el interior de la tubería. Estos resultados se podrían comparar con datos experimentales que se obtendrían a través del prototipo de la microturbina para determinar su validez o no. Sin embargo, este proyecto se va a focalizar en el estudio mediante simulaciones asistidas por ordenador debido a la escasez de tiempo disponible.

#### **8.1.1.-CREACIÓN DEL MODELO Y PRIMERA SIMULACIÓN:**

El primer paso es realizar la geometría de las distintas piezas de la turbina. Para ello, se ha utilizado el programa CATIA, el cual nos permite construir la geometría más fácilmente que el programa Ansys y con un formato compatible con éste.

En las siguientes imágenes se pueden ver las distintas piezas de la turbina que se han construido con las medidas obtenidas de los planos y del prototipo:

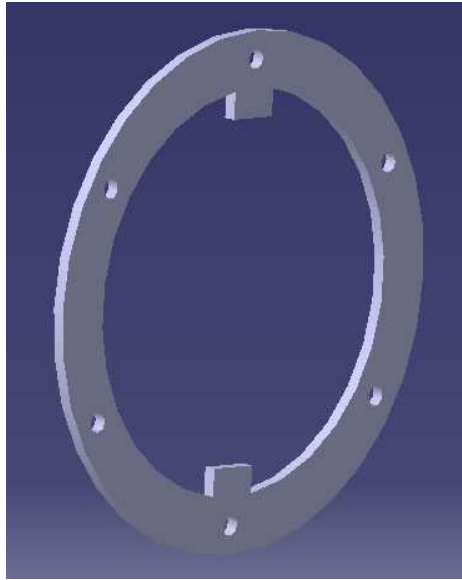


Figura 46: Arandela de fijación.

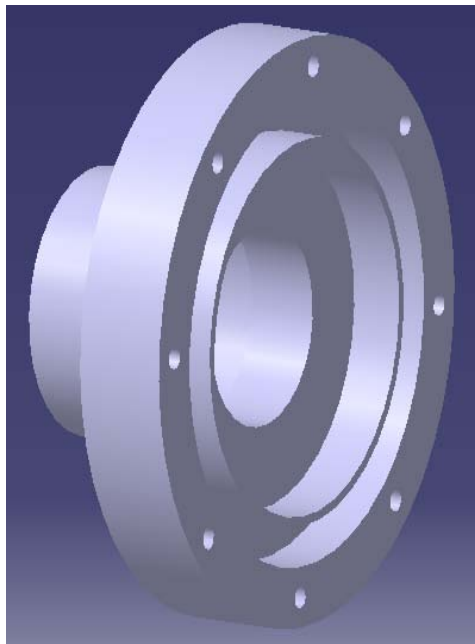


Figura 47: Brida lateral.



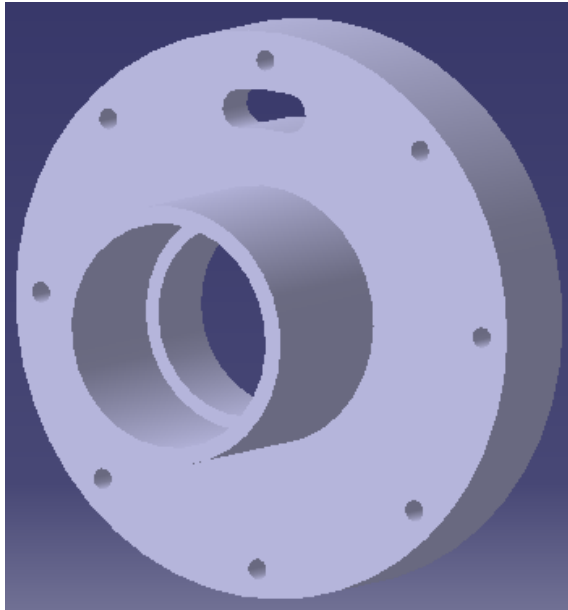


Figura 48: Brida lateral con abertura.

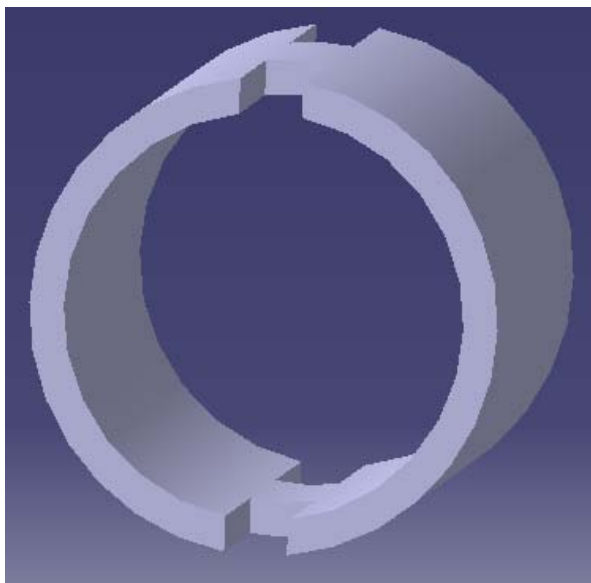


Figura 49: Cilindro exterior del rotor de la turbina.

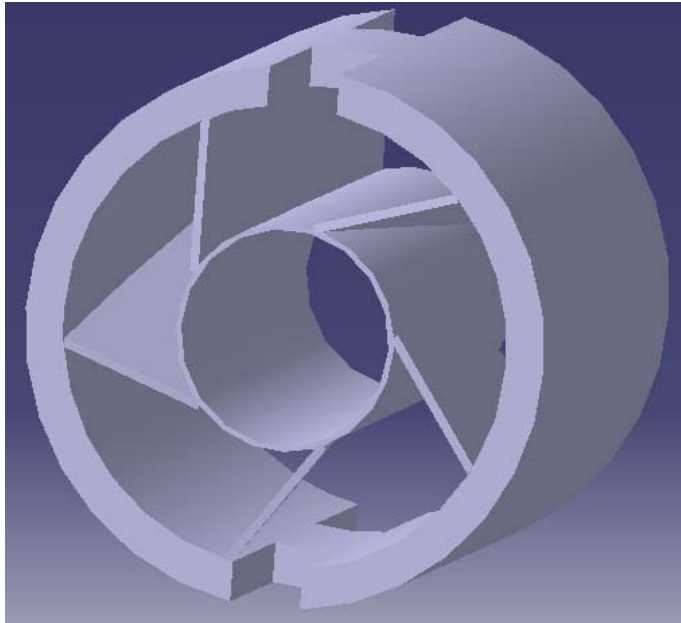


Figura 50: Conjunto completo del rodete o rotor de la turbina.

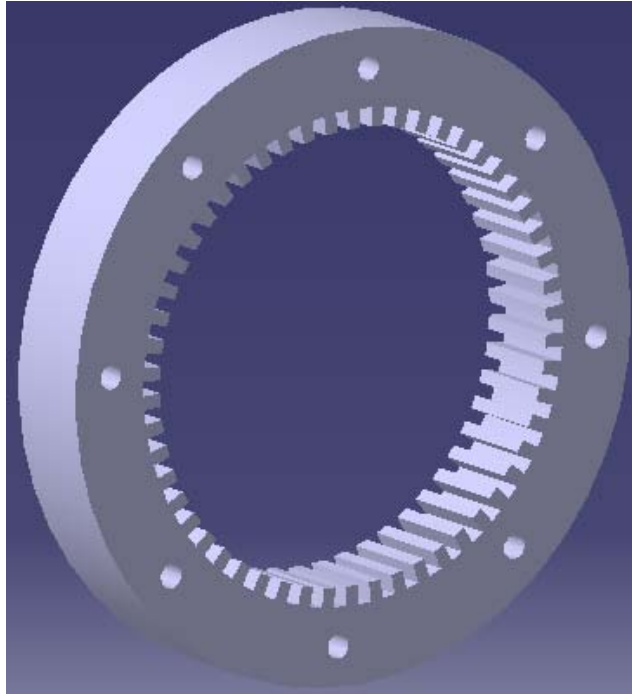


Figura 51: Estator del generador eléctrico.

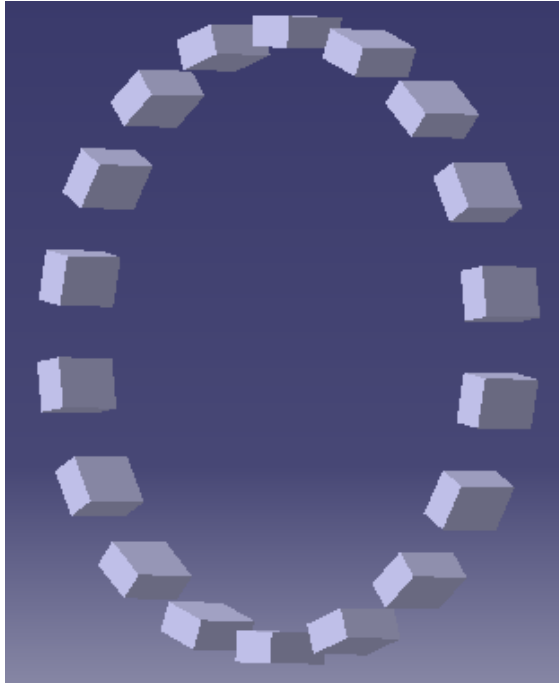


Figura 52: Imanes del generador eléctrico.

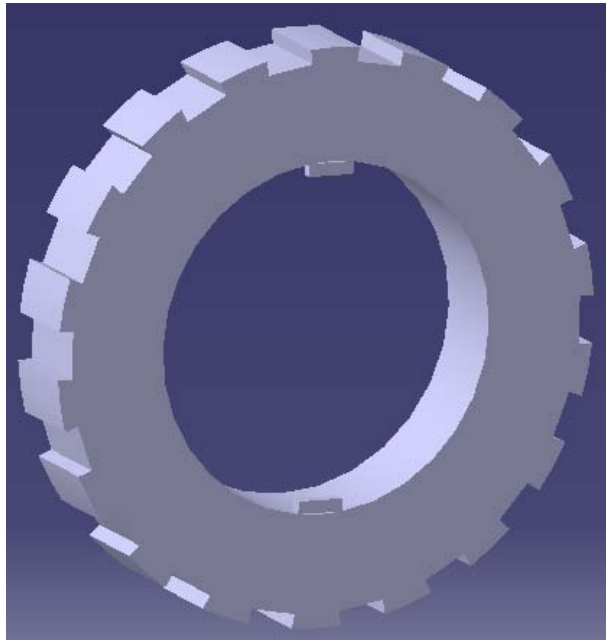


Figura 53: Rotor del generador eléctrico.

Evidentemente, para realizar el análisis hidráulico sólo se necesita la parte en que se encuentran las hélices o las palas de la turbina, es decir el rodete. En consecuencia, se ha simplificado el diseño del mismo para facilitar el trabajo y adaptarlo a la simulación que se quiere realizar.

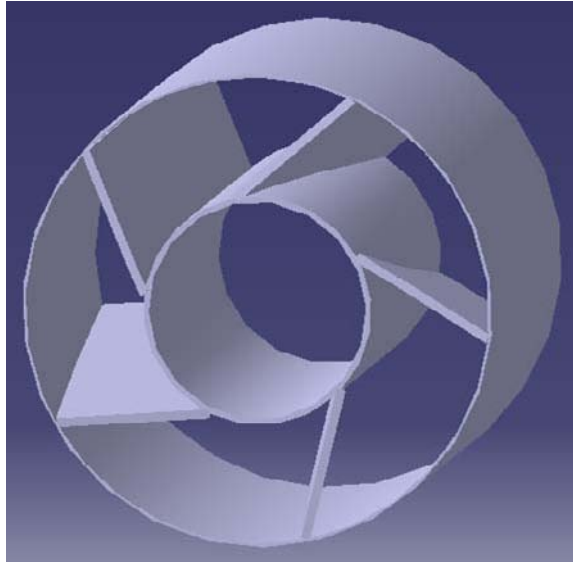


Figura 54: Rodete de la turbina simplificado.

Una vez creada la geometría deseada, ésta se exporta al Ansys y se puede empezar a desarrollar la simulación.

Como se ha visto en el apartado de descripción del CFD, la simulación mediante este módulo del Ansys consta de diversos pasos a seguir:

a) Geometría:

El primer paso es crear y adaptar la geometría deseada al entorno del Ansys.

Una vez importado el rodete, se deben crear los diferentes elementos que permitirán que el modelo se asemeje lo máximo posible a la realidad.

En primer lugar se crea un cilindro de radio 25,4mm el cual representa la tubería de llegada y de salida del fluido.

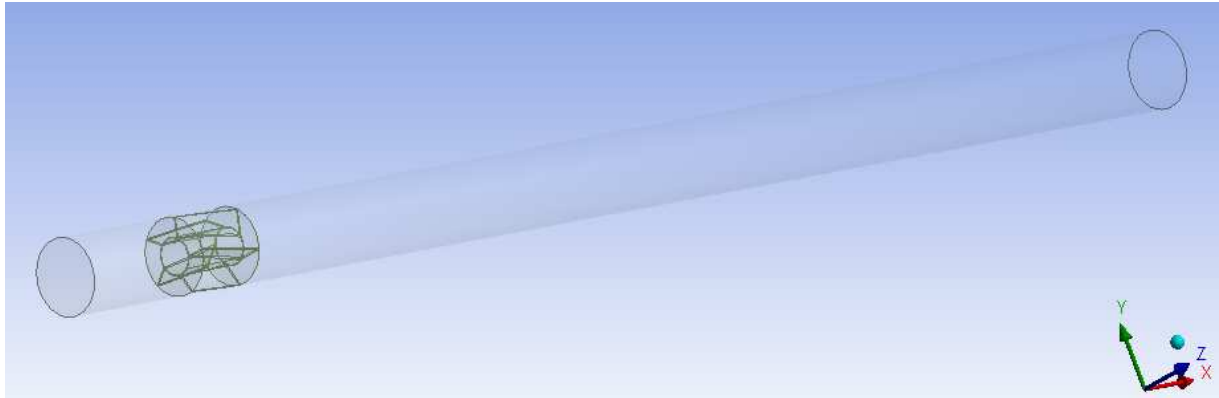


Figura 55: Rodete con la tubería de llegada y salida del agua.

A continuación, se sustrae el rodete de la tubería ya que para realizar el análisis sólo es necesaria la parte de fluido del sistema.



Figura 56: Tubería después de quitarle la parte del rodete.

Finalmente, se define un cilindro que contenga la parte del sistema que sufrirá un movimiento de rotación mediante la opción "Slice Material". El resultado será una tubería dividida en tres partes: Entrada, Hélices y Salida.

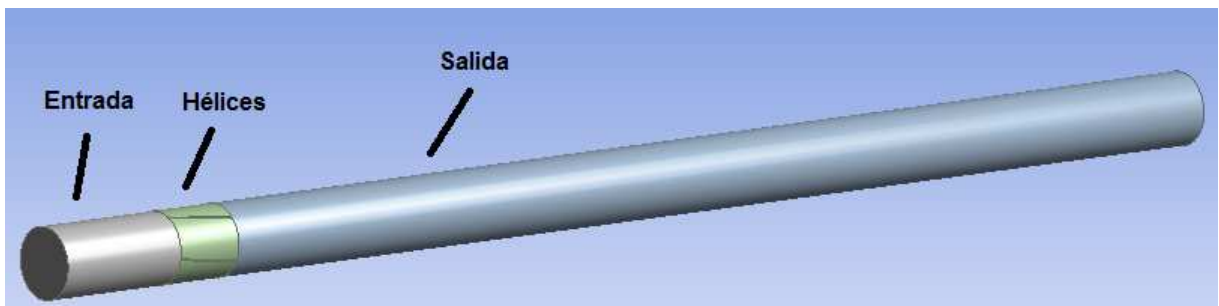


Figura 57: Partes definitivas del modelo.

b) Malla:

El apartado de creación de la malla es el más complejo y a la vez el más importante para la realización de una buena simulación. En la elaboración de la malla se pueden encontrar dos tipos de controles: los globales y los locales.

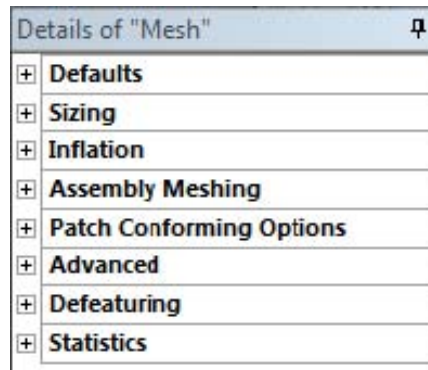


Figura 58: Opciones globales para la creación de la malla.

En la figura anterior podemos ver las diferentes opciones globales disponibles para la creación de la malla. En este caso, solo se han modificado la pestaña "Defaults" en la que se ha seleccionado que los elementos sean "CFD" y que la preferencia de resolución sea "Fluent" y la pestaña "Sizing" dónde se han configurado opciones de tamaño avanzadas para adaptar los elementos en todas las curvas de la geometría y reducir su tamaño en la proximidad de estas.

Por otra parte, en cuanto a modificaciones locales de la malla, sólo se ha seleccionado la talla del elemento y el tipo de elemento en determinadas partes del modelo. Se ha impuesto una talla de 2mm en toda la parte Hélices, en la salida y la pared de la parte Entrada y en la entrada y la pared de la parte Salida. Además, se ha seleccionado el elemento tetraédrico para mallar las tres partes.

Hay que tener en cuenta la necesidad de encontrar un equilibrio entre el número de elementos, el tiempo de realización de los cálculos y la precisión de estos. De hecho, si reducimos el tamaño de los elementos, su número aumentará y por lo tanto el tiempo que el programa necesitará para realizar el análisis. Un mayor número de nodos aportará una mayor precisión a los cálculos, no obstante el objetivo es encontrar un nivel de precisión aceptable en un tiempo de cálculo razonable.

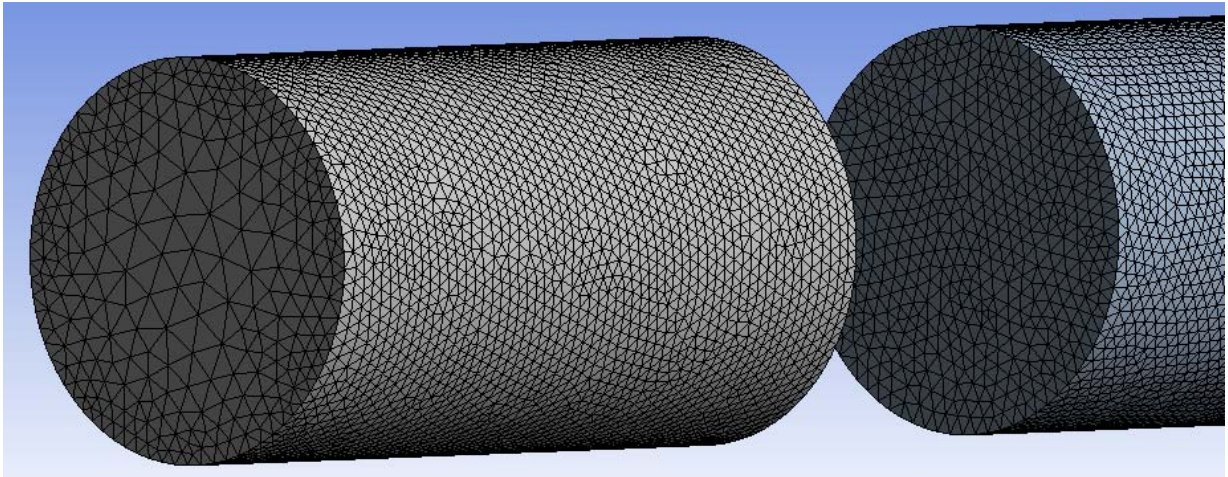


Figura 59: Malla definitiva donde se puede apreciar las imposiciones de tipo de elemento y del tamaño en las partes Entrada y Salida.

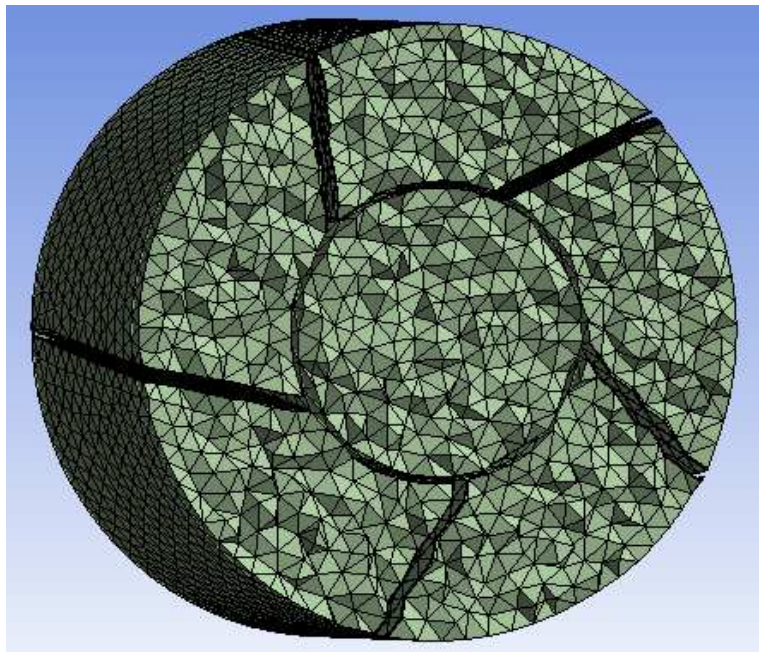


Figura 60: Corte transversal de la parte Hélices.



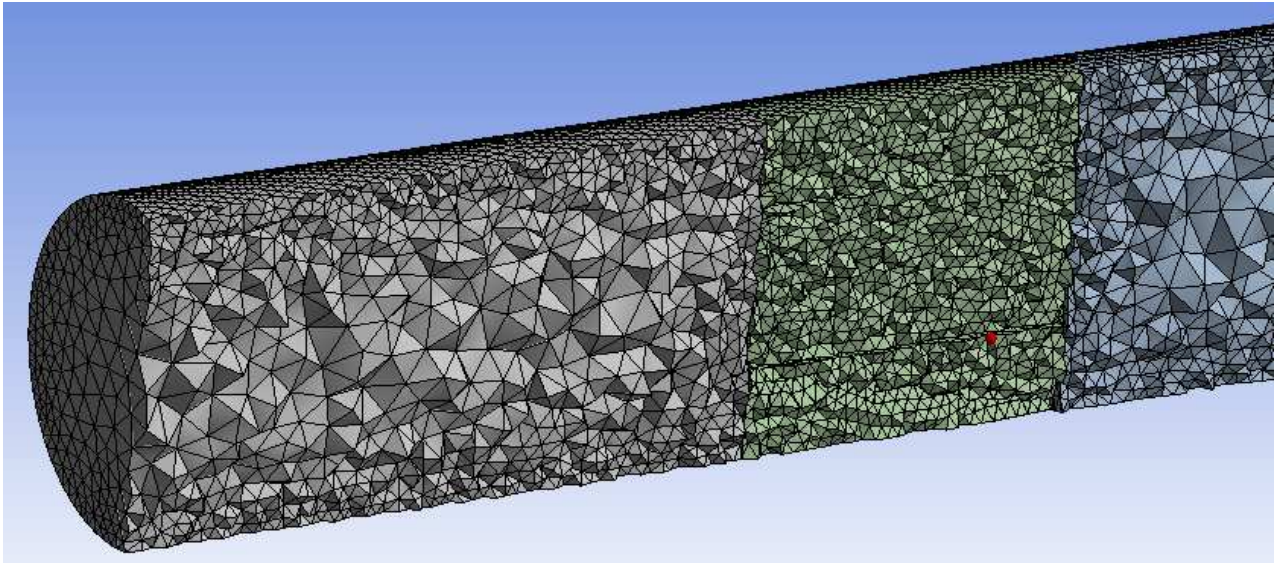


Figura 61: Corte longitudinal de las tres partes.

Además, en este apartado se pueden seleccionar distintas partes de la geometría y crear “Named Selections” para darles un nombre determinado y así facilitar la posterior definición de las condiciones límite, de los dominios o de las interfases entre estos.

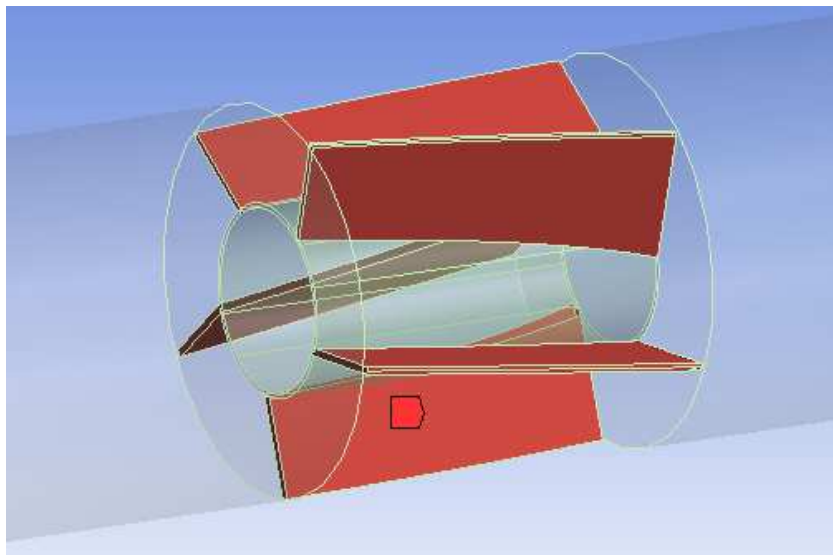


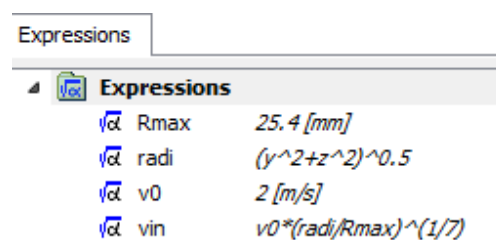
Figura 62: Named Selection “Palas” que nos permitirá el cálculo del par en el eje de rotación.



c) Setup:

En esta parte se definen principalmente los dominios, las interfases entre ellos y las condiciones límites.

- **Dominios:** El modelo se divide en tres dominios, dos estacionarios (Entrada y Salida) y uno de rotación (Hélices). En este apartado se ha seleccionado el tipo de fluido (agua) y se define la velocidad de rotación del dominio Hélices así como su eje de rotación.
- **Interfases:** Se han definido dos interfases, una entre la Entrada y las Hélices y otra entre las Hélices y la Salida.
- **Condiciones límite:** Como condiciones límite se encuentran la velocidad de entrada del fluido en la tubería y la presión relativa de salida, en este caso 0Pa. Para definir la condición límite de entrada hay que crear una serie de expresiones que definan la velocidad del fluido, ya que varía en cada punto de la tubería.
  - **Rmax:** Representa el valor del radio máximo, en este caso el radio de la tubería (25,4mm).
  - **radi:** Define la distancia del centro de la tubería hasta cualquier punto de esta. Hay que tener en cuenta que el eje x es el eje longitudinal o de rotación.
  - **v0:** Velocidad inicial del fluido, la cual influye en el valor del caudal de la tubería.
  - **vin:** Velocidad con la que entra el fluido en la parte Entrada. Definida mediante un perfil parabólico que describe un flujo turbulento desarrollado.



Expression Name	Expression Formula	Units
Rmax	25.4	[mm]
radi	$(y^2+z^2)^{0.5}$	
v0	2	[m/s]
vin	$v0 \cdot (\text{radi}/Rmax)^{1/7}$	

Figura 63: Expresiones creadas para definir las condiciones límite.

En esta parte se pueden definir una serie de condiciones con las que se realizará el análisis como el número máximo de iteraciones o el intervalo de tiempo entre ellas, características que también influirán en la precisión y el tiempo de cálculo. En este caso algunos de los parámetros que se han elegido son los siguientes:

- Turbulencia: Se ha seleccionado la opción “k-epsilon” con función en las paredes “scalable”.
- Iteraciones: 100 iteraciones como máximo.
- Intervalo de tiempo: 1 segundo.
- Tipo de residuo: RMS.

Además, se pueden crear “Monitor Points” que permiten calcular diferentes parámetros como velocidades, presiones... en puntos determinados del modelo.

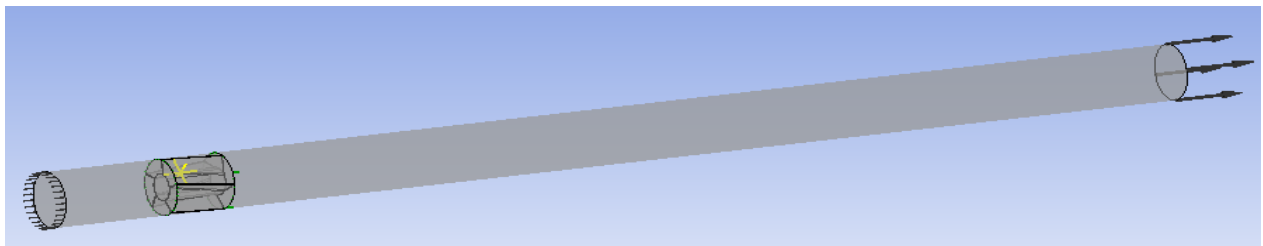


Figura 64: Modelo definitivo con las condiciones límite de entrada y salida definidas y un Monitor Point (punto de color amarillo).

A continuación se realiza la simulación y se pasa al apartado Resultados.

#### d) Resultados:

Para la obtención de resultados numéricos se ha creado una tabla en la que se han calculado el par sobre el eje de rotación, la potencia obtenida mediante la turbina o la diferencia de presiones entre la entrada y la salida. Hay que remarcar que estos valores se obtienen para una velocidad inicial del fluido y una velocidad de rotación de la turbina determinados. En este caso se han elegido unos valores de referencia iguales para todas las geometrías para poder comparar los resultados.

Par eje en Nm	-1.385e-02
Diferencia presion en mca	1.817e-02
Presion entrada	1.016e+05 [Pa]
Presion salida	1.015e+05 [Pa]
Potencia tuberia	3.356e-01 [W]
Potencia turbina	-2.175e-01 [W]
Caudal volumetrico	1.889e-03 [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

Figura 65: Tabla con los resultados obtenidos para una velocidad inicial de 1 m/s y una velocidad de rotación de 150 rev/min.

La potencia que obtenemos de la turbina es el valor que más nos interesa conocer y se define según la siguiente fórmula:

$$P = C \cdot \omega$$

Dónde C es el par en N·m y  $\omega$  es la velocidad de rotación en rad/s.

Por otra parte, la potencia de una tubería viene definida por la siguiente expresión:

$$P = \eta \cdot Q \cdot \rho \cdot g \cdot H$$

Donde:

- P es la potencia en la tubería [kW].
- Q es el caudal de agua trasegado por la tubería [m<sup>3</sup>/s].
- H es la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la tubería [m.c.a.].
- $\eta$  es el rendimiento de la instalación [-], el cual se supondrá máximo.
- $\rho$  es la densidad del fluido [kg/m<sup>3</sup>], en este caso agua (1000 kg/m<sup>3</sup>).
- g es la aceleración de la gravedad [m/s<sup>2</sup>], en este caso 9,81 m/s<sup>2</sup>.

A continuación, se ha realizado el cálculo del par para distintos valores de velocidad inicial y velocidad de rotación, obteniendo los siguientes resultados:

Rpm	Par (Nm)		
	0,5 m/s	1 m/s	2 m/s
50	2,62E-03	7,47E-03	2,38E-02
100	4,33E-03	1,05E-02	2,99E-02
150	5,99E-03	1,39E-02	3,59E-02
200	7,81E-03	1,76E-02	4,21E-02
250	9,39E-03	2,08E-02	4,85E-02
300	1,04E-02	2,44E-02	5,57E-02
600	2,17E-02	4,36E-02	9,68E-02

Figura 66: Cálculo del par del eje de rotación según distintos valores de velocidad inicial y de velocidad de rotación.

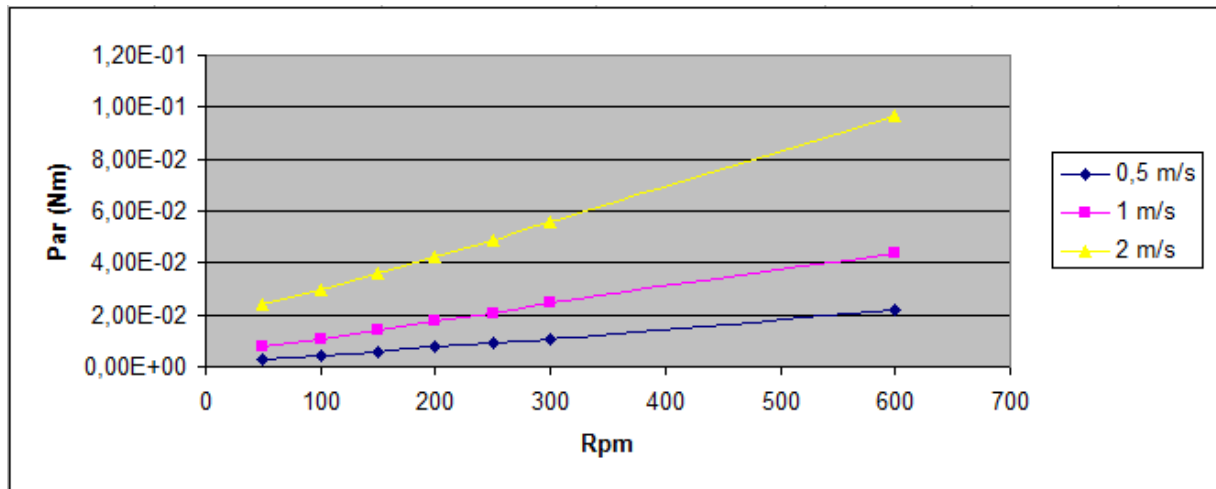


Figura 67: Representación gráfica de los cálculos anteriores.

En la gráfica anterior se puede observar que para todos los valores de velocidad inicial el par varía linealmente con la velocidad de rotación. Además, se puede ver claramente la influencia que tienen la velocidad de rotación y sobretodo la velocidad de entrada del fluido. Sin embargo, hay que tener en cuenta que a partir de cierto valor de velocidad de rotación la potencia obtenida es mayor que la potencia de la tubería hecho que es imposible en la realidad a no ser que la turbina funcionara como motor. Por lo tanto, habrá velocidades que la turbina no pueda alcanzar para producir energía. En consecuencia, se ha elegido un valor de velocidad de rotación de 150 rpm, el cual no es excesivamente elevado.

Al introducir la turbina en la tubería, se le quita energía al fluido en forma de presión para mover las hélices de la turbina y producir energía eléctrica. Si aumentamos la velocidad de rotación le quitamos más presión al fluido y a la vez obtenemos más energía. De este hecho se puede deducir que cuanto más carga se le quita al fluido, más energía eléctrica se puede producir. Sin embargo, hay que tener en cuenta que la turbina se sitúa en una red de abastecimiento de agua y el fluido debe llegar hasta el otro extremo con presión suficiente para garantizar el servicio al que este destinado.

En general, los valores numéricos que se obtienen con este modelo de rodete son muy pequeños (ver figura 65). Esto se debe a que la diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la turbina es muy pequeña, ya que la oposición de las palas al paso de la corriente es prácticamente nula. En consecuencia, se ha intentado variar el diseño del rodete para obtener mejores resultados.

### 8.1.2.-HELICES RECTAS CON EL AGUJERO TAPADO:

Claramente la primera mejora que se puede realizar es tapar el agujero del medio del rodete para así obligar a que todo el fluido pase por la parte de las palas.

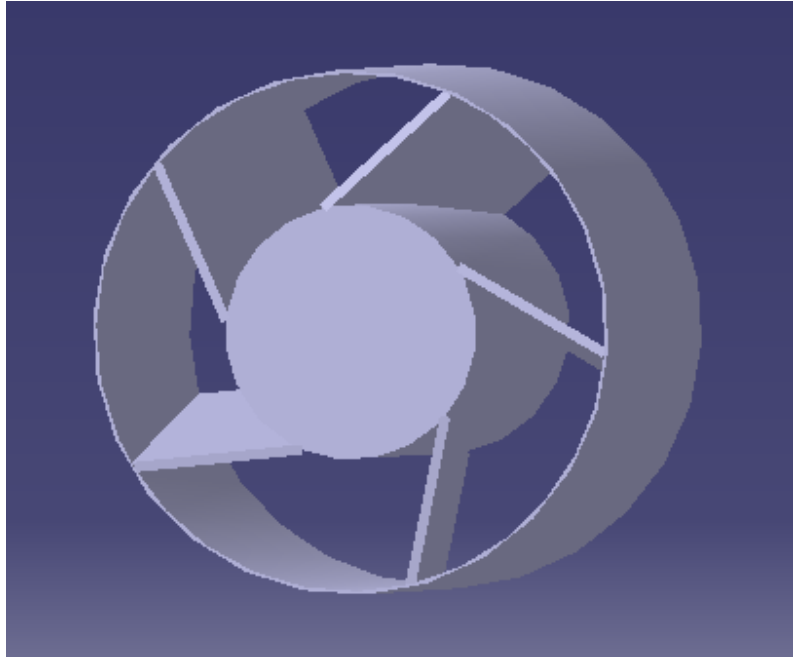


Figura 68: Rodete con las hélices rectas y el agujero tapado.

Imponiendo una velocidad de rotación de 150 rpm y con una velocidad de entrada de 1 m/s seguimos obteniendo valores de par y por lo tanto de potencia pequeños. Sin embargo, se han mejorado los resultados respecto al caso anterior.

Par eje en Nm	-2.074e-02
Diferencia presión en mca	6.605e-02
Presión entrada	1.019e+05 [Pa]
Presión salida	1.012e+05 [Pa]
Potencia tubería	1.220e+00 [W]
Potencia turbina	-3.257e-01 [W]
Caudal volumétrico	1.889e-03 [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

Figura 69: Tabla con los resultados para  $v_0 = 1$  m/s y  $\omega = 150$  rpm.

En las siguientes imágenes se puede observar el valor de la velocidad que alcanza el fluido en la tubería así como la trayectoria que sigue. En las dos representaciones se obtienen valores similares, encontrando el máximo en el rodete de la turbina.

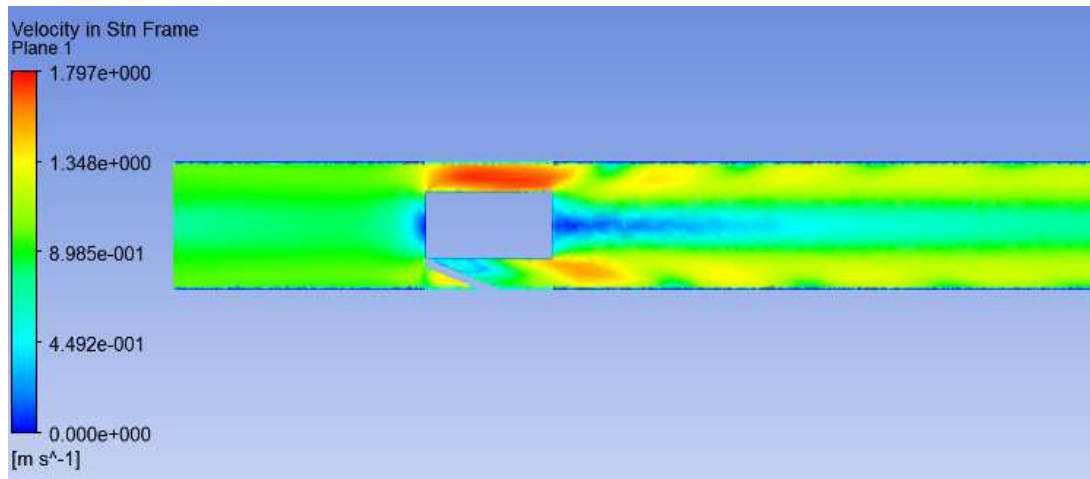


Figura 70: Plano longitudinal de todo el sistema.

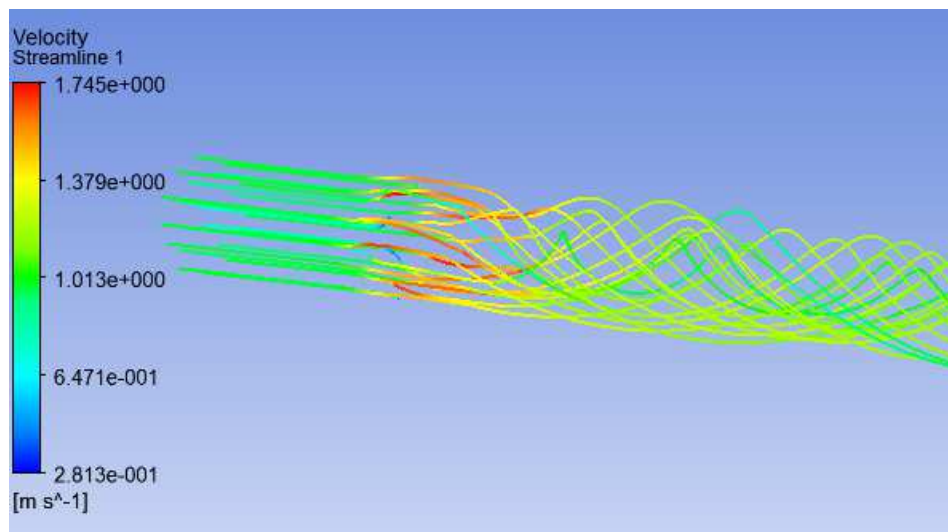


Figura 71: Trayectoria del fluido en el interior de la tubería.

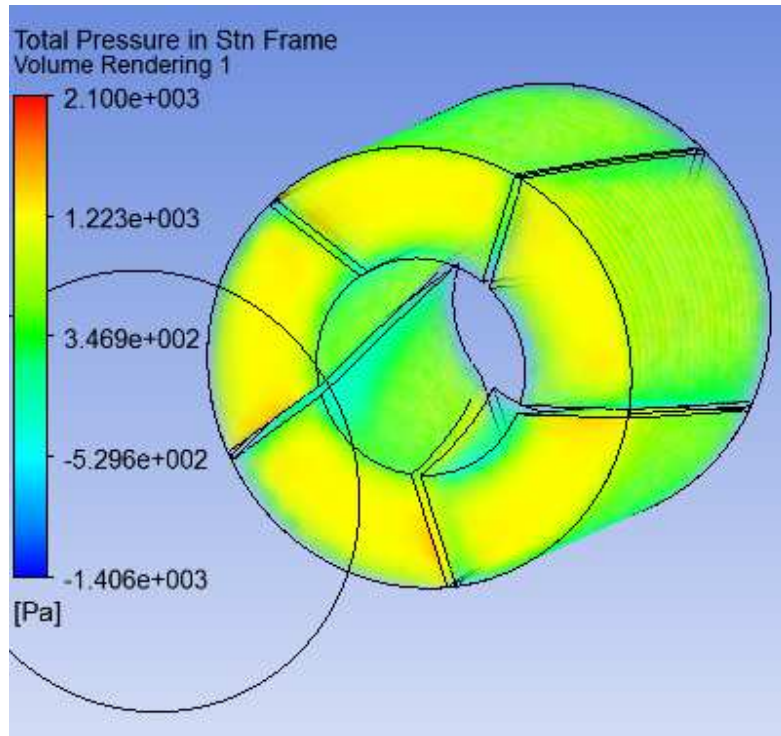


Figura 72: Distribución de presiones que soporta el fluido en el rotor de la microturbina.

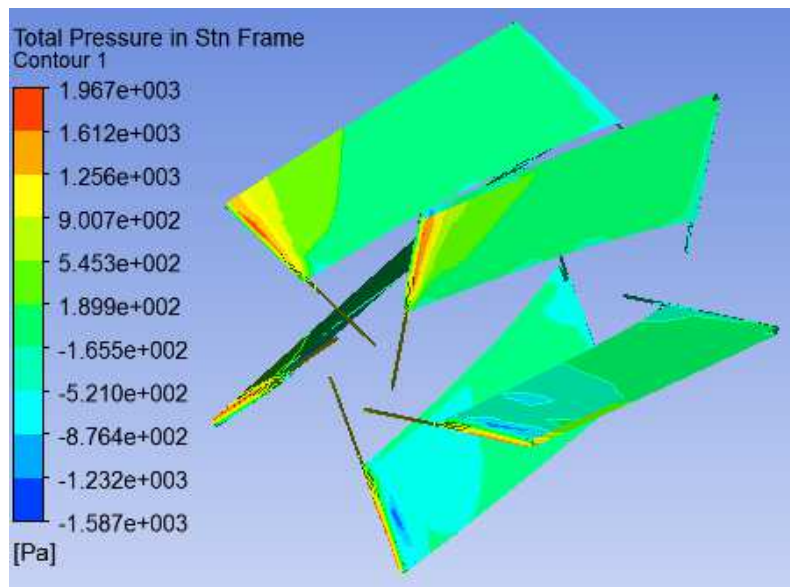


Figura 73: Distribución de presiones sobre las hélices del rodete.

En cuanto a la distribución de presiones, se puede observar que la influencia del fluido sobre las dos caras de una pala es prácticamente la misma, de ahí que el par de rotación del eje de la turbina sea muy pequeño. La mayor diferencia se encuentra en la primera mitad de la pala, donde el fluido ejerce mayor presión sobre una cara debido al choque sobre esta. Sin embargo, en la segunda parte de las palas la distribución de presiones es prácticamente la misma en ambos lados y por lo tanto, se puede decir que la energía que posee el fluido no se aprovecha.

### 8.1.3.-HELICES CURVAS:

La segunda modificación que se ha realizado a sido cambiar las hélices rectas del rodete por unas hélices curvas para intentar así aumentar el efecto de empuje que ofrece el fluido sobre las palas al fluir sobre ellas.

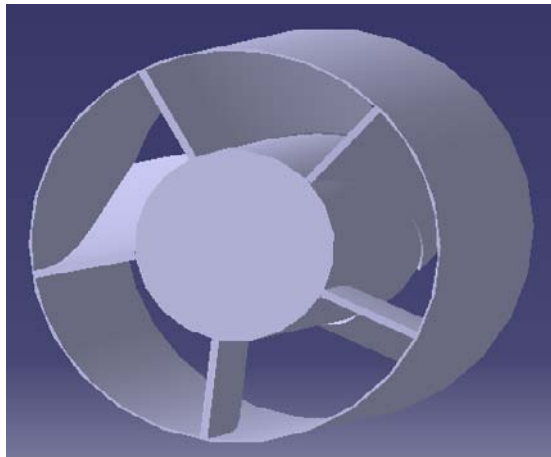


Figura 74: Rodete con las hélices curvas.

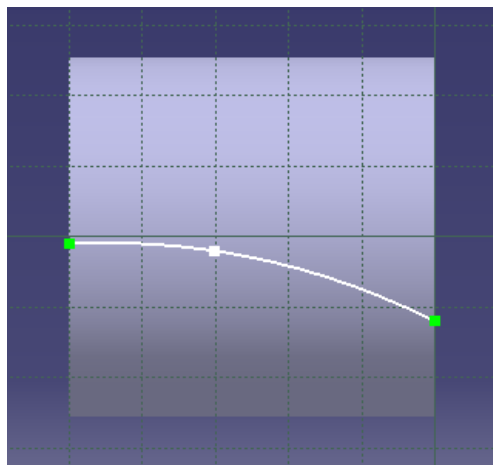


Figura 75: Perfil de las palas del rotor.



Par eje en Nm	-3.693e-02
Diferencia presion en mca	1.181e-01
Presion entrada	1.024e+05 [Pa]
Presion salida	1.013e+05 [Pa]
Potencia tuberia	2.182e+00 [W]
Potencia turbina	-5.800e-01 [W]
Caudal volumetrico	1.889e-03 [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

Figura 76: Tabla con los resultados para  $v_0 = 1$  m/s y  $\omega = 150$  rpm.

Si comparamos los resultados obtenidos respecto al caso anterior vemos claramente que el par de rotación y por lo tanto la potencia de la turbina son mayores debido a una mayor diferencia de presiones entre la entrada y la salida del rodete. Sin embargo, el orden de magnitud de los resultados es inferior al deseado. Esto es debido a que la distribución de presiones sobre las palas no es la más adecuada ya que el fluido sigue actuando demasiado sobre la cara posterior de las palas. Además, el espacio entre las hélices es demasiado grande y parte del fluido puede pasar sin oposición alguna como podemos ver en las siguientes imágenes.

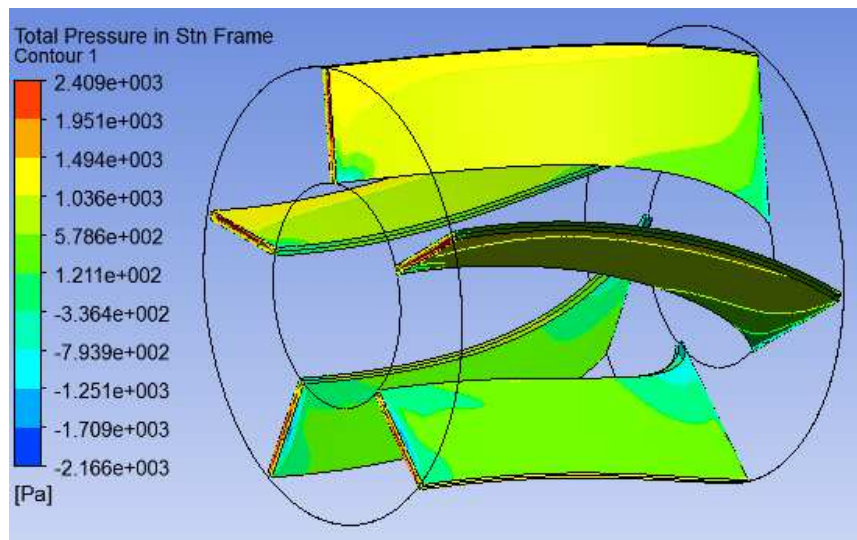


Figura 77: Distribución de presiones sobre las palas de la turbina.

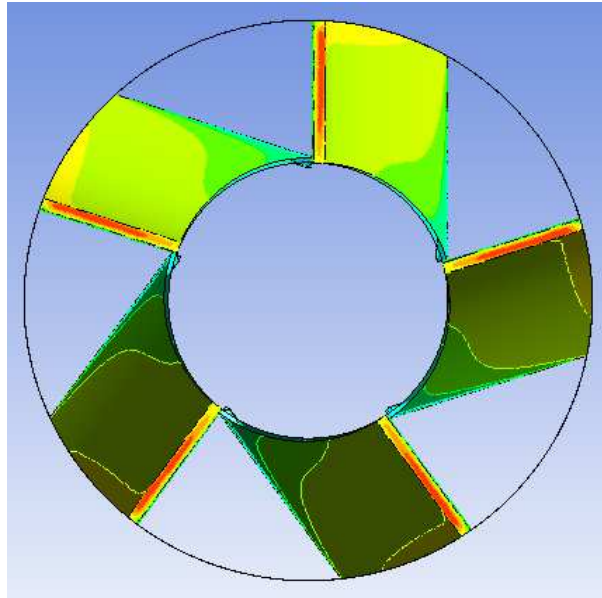


Figura 78: Vista de la turbina según la dirección que sigue el fluido.

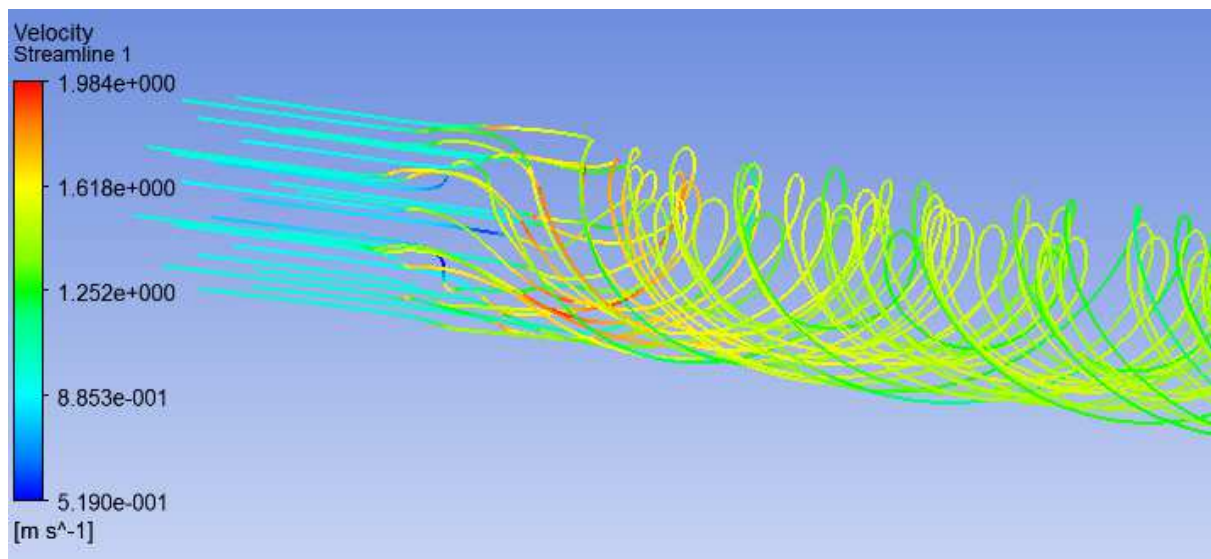


Figura 79: Trayectoria del fluido y valores numéricos de las velocidades que alcanza.

En cuanto a la velocidad, en este caso se obtienen valores más grandes que en el caso anterior debido a la mayor influencia del nuevo perfil de hélices sobre el fluido.

Al obtener resultados con un orden de magnitud inferior al deseado se ha intentado mejorar el diseño del rodete realizando una curvatura aún más pronunciada para intentar aumentar el efecto del fluido sobre las palas a través de la reducción del espacio libre para su paso.

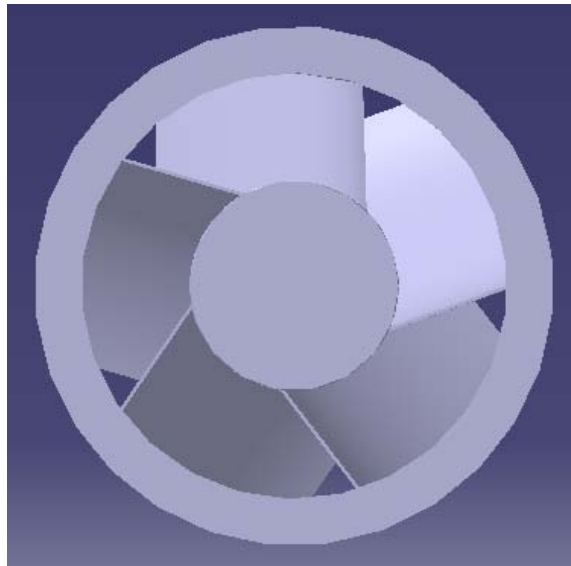


Figura 80: Vista del rotor de frente.



Figura 81: Perfil de las aletas del rodete.

Par eje en Nm	7.312e-02
Diferencia presion en mca	5.214e-01
Presion entrada	1.063e+05 [Pa]
Presion salida	1.012e+05 [Pa]
Potencia tuberia	9.632e+00 [W]
Potencia turbina	1.148e+00 [W]
Caudal volumetrico	1.889e-03 [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

Figura 82: Tabla de resultados para  $v_0 = 1$  m/s y  $\omega = 150$  rpm.

Mediante este modelo obtenemos una diferencia de presiones de 0,5m.c.a. aproximadamente, de ahí que la potencia disponible en la tubería tampoco sea demasiado elevada. Sin embargo, hay que destacar la mejora obtenida respecto al par y la potencia que aporta la turbina obteniendo prácticamente el doble que en el caso anterior. Los valores que se obtienen mediante este modelo son bastante superiores a los calculados experimentalmente para las turbinas comerciales ya que en el mejor de los casos obtenían la misma potencia con un salto de 4 m.c.a.

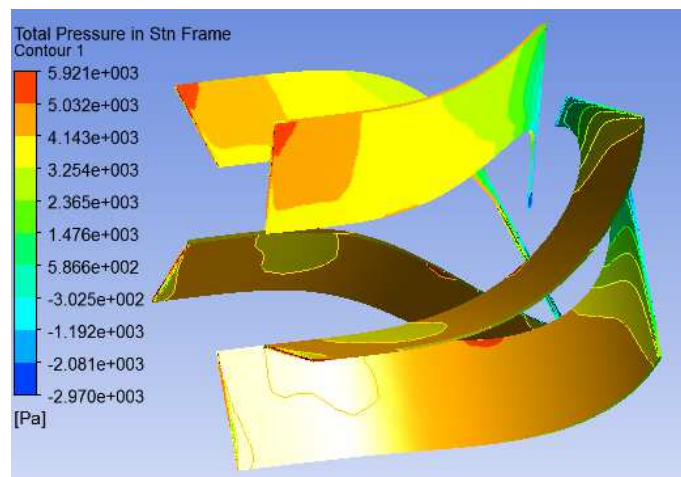


Figura 83: Distribución de presiones.

En la figura anterior, se puede observar una distribución de presiones prácticamente homogénea sobre la cara en la que actúa el fluido para producir el giro. En la parte final de las hélices la presión va disminuyendo progresivamente, aspecto que habría que mejorar para obtener un mayor rendimiento.

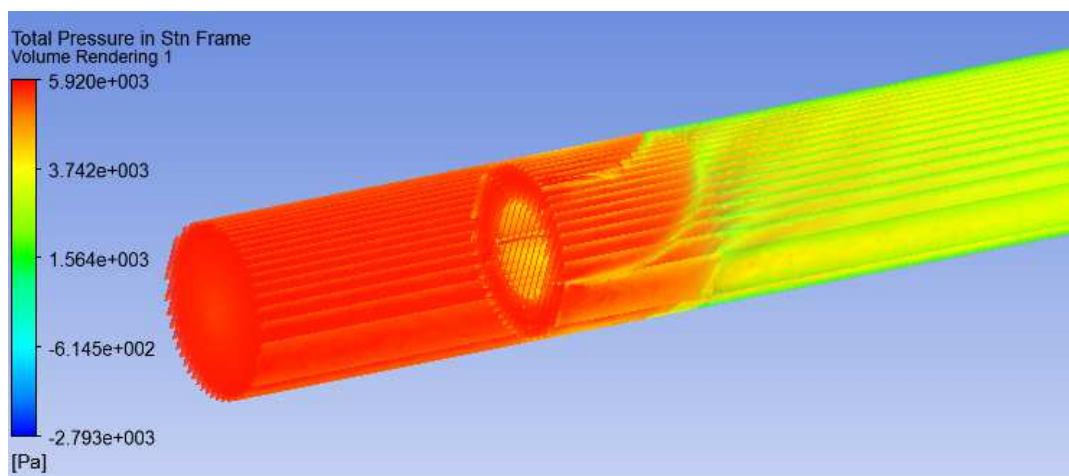


Figura 84: Presión que soporta el fluido en el interior de la tubería.

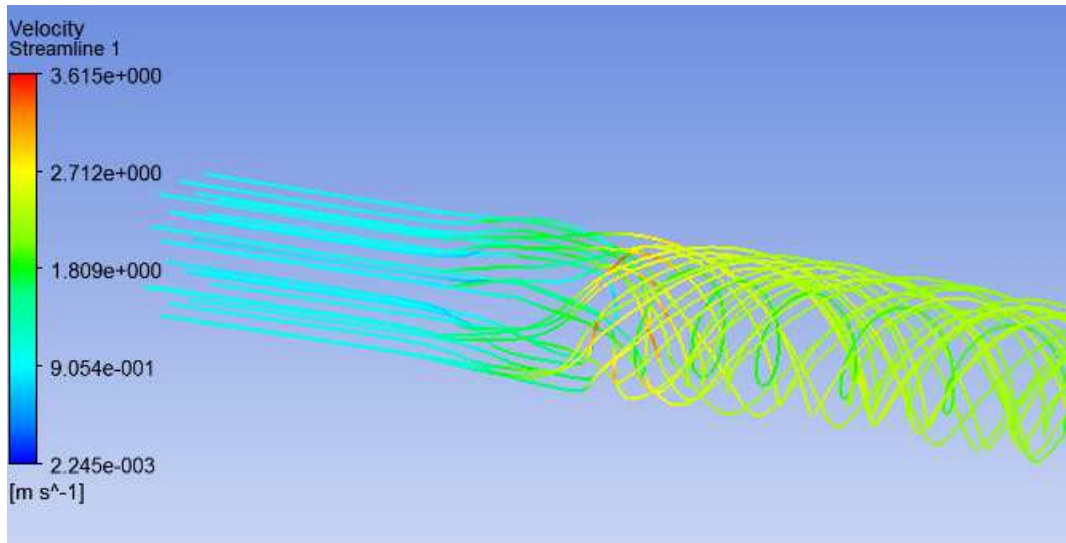


Figura 85: Representación de la velocidad del fluido.

En este caso, la velocidad de entrada del fluido en el rodete es prácticamente la misma. No obstante, la velocidad que alcanza el fluido es más elevada debido a la mayor diferencia de presiones.

#### 8.1.4.-HÉLICES CURVAS CON TOBERA DE ORIENTACIÓN:

Debido a que la repartición de presiones sobre las palas no es óptima se ha intentado mejorar este aspecto con la inclusión de una tobera que sirva para orientar mejor el fluido antes de llegar al rodete, cuyo diseño de palas también ha sido modificado. Esta idea se ha sacado del diseño de las turbinas de vapor que constan de múltiples rodetes y toberas de orientación intercalados entre sí. A la salida de cada rodete una tobera reorienta el fluido para que este accione de manera óptima el siguiente rodete.

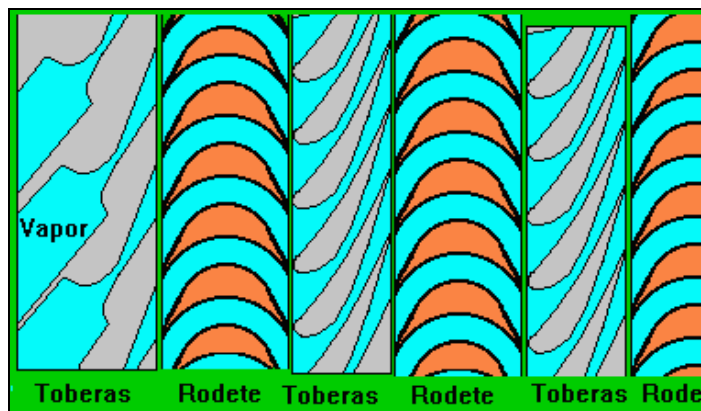


Figura 86: Representación de los rodetes y las toberas de una turbina a vapor.

En las siguientes imágenes se puede observar el diseño de cada pieza así como el perfil de sus hélices.

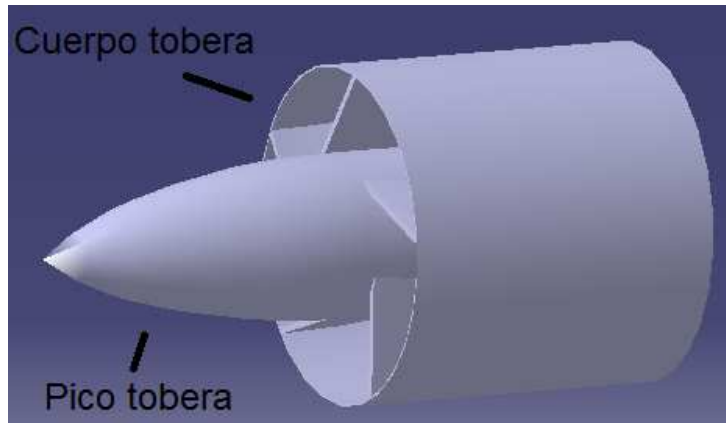


Figura 87: Tobera de orientación con sus dos partes principales.

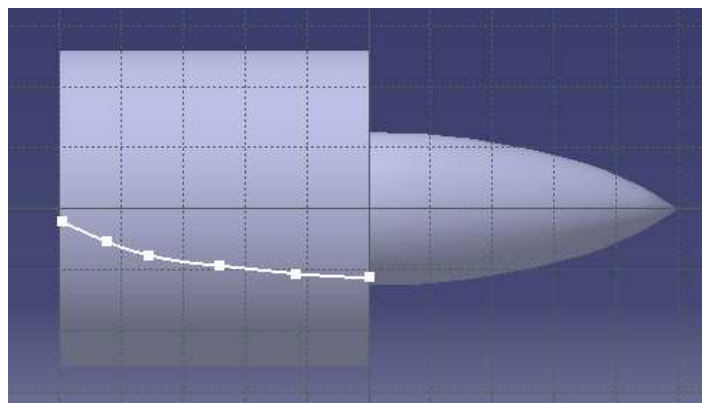


Figura 88: Perfil de las palas de la tobera.

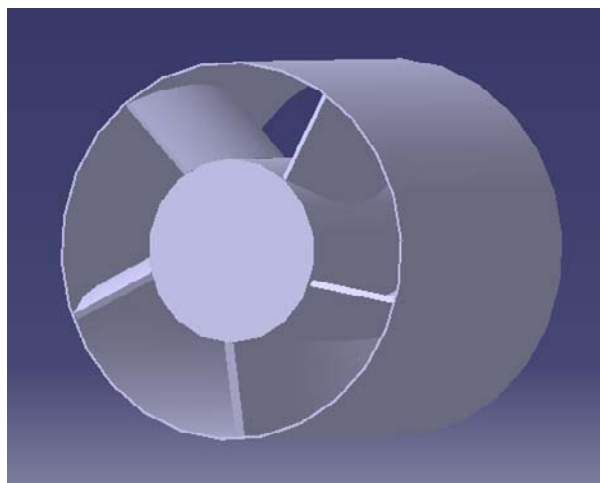


Figura 89: Rodete con variación en el perfil de las aletas.



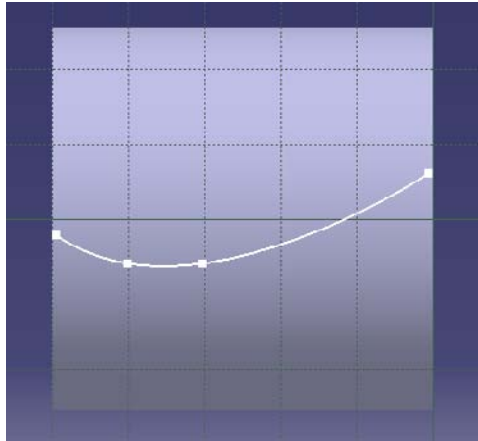


Figura 90: Perfil de las aletas del rodete.

La tobera se coloca delante del rotor con una distancia muy pequeña para variar la dirección del fluido e intentar obtener una distribución de presiones más homogénea sobre las palas del rodete. Con esta modificación se busca que el fluido actúe durante más tiempo y más eficientemente sobre la superficie de las palas.

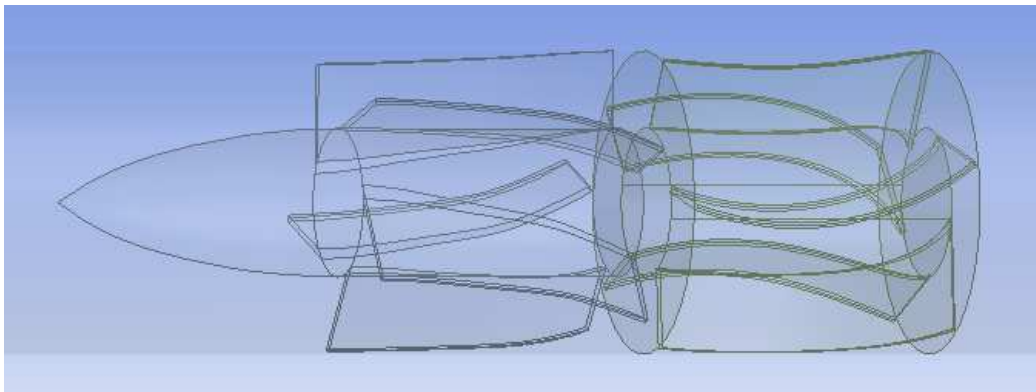


Figura 91: Posición definitiva del estator y del rotor dentro de la tubería.

Par eje en Nm	3.411e-02
Diferencia presión en mca	8.439e-02
Presión entrada	1.019310e+05 [Pa]
Presión salida	1.011040e+05 [Pa]
Potencia tubería	1.559e+00 [W]
Potencia turbina	1.786e-01 [W]
Caudal volumétrico	1.890e-03 [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

Figura 92: Tabla con los resultados para  $v_0 = 1 \text{ m/s}$  y  $\omega = 150 \text{ rpm}$ .

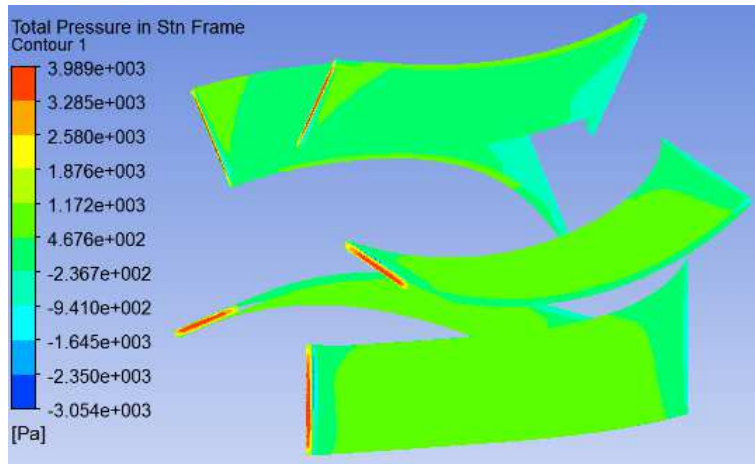


Figura 93: Repartición de presiones sobre las palas del rodete.

De los resultados obtenidos se puede concluir que este sistema aporta una repartición de presiones más homogénea sobre las palas. Sin embargo, la diferencia entre las dos caras de una aleta es pequeña de ahí que se obtengan resultados menores de los esperados y menores que en el caso del rodete sin tobera.

La tobera varía la orientación del fluido aumentando su velocidad ya que no se produce un cambio brusco en su trayectoria cuando alcanza el eje del rodete. Este fenómeno se puede observar en la siguiente imagen donde se ve que la variación en la trayectoria del fluido es menor que en el caso anterior.

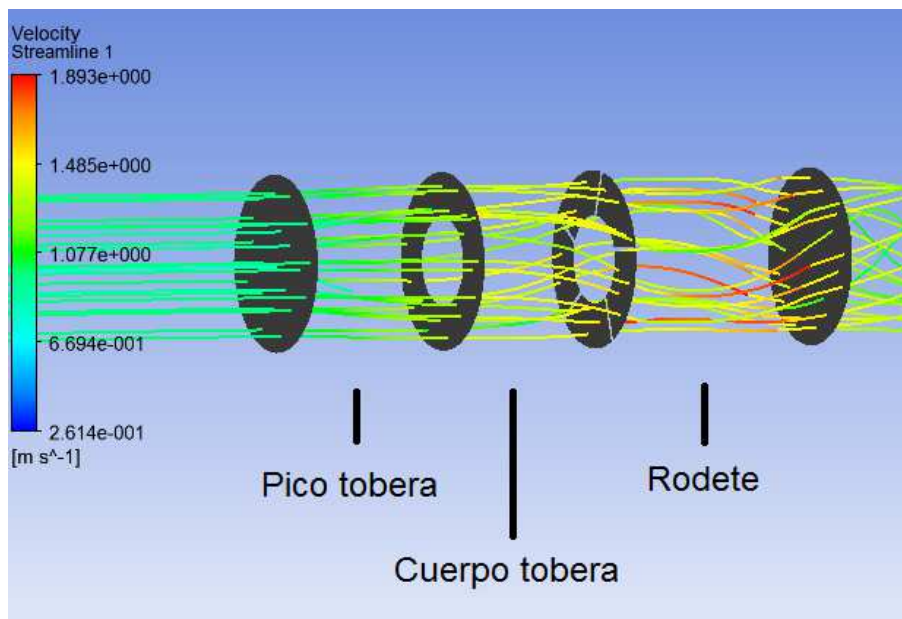


Figura 94: Representación de la velocidad del fluido en el interior de la tubería y de los planos creados para calcular la presión en varias partes del sistema.



Este tipo de sistema se suele utilizar en turbinas de vapor con múltiples rodets para que el fluido actúe adecuadamente sobre cada uno de ellos. No obstante, en nuestro caso su utilización no es interesante ya que varía de tal forma la trayectoria del fluido haciendo que este no tenga la influencia necesaria sobre las hélices y por lo tanto que no se obtenga una caída de presión lo suficientemente importante para permitir obtener una cantidad de energía más o menos aceptable mediante la microturbina.

Por otra parte, se han creado una serie de planos para poder calcular la caída de presión que introduce la utilización de la tobera. Los resultados indican que el pico de la tobera introduce una caída de presión de unos 0,038 m.c.a. y el cuerpo de la tobera de unos 0,037 m.c.a. Se puede concluir que la utilización del pico de la tobera es interesante ya que no introduce una caída de presión elevada y permite aumentar la velocidad del fluido y por lo tanto el caudal y la potencia en la tubería. Por otra parte, no se puede deducir si la utilización del cuerpo de la tobera es beneficioso o no debido a que para mejorar este sistema habría que variar y optimizar el diseño de las hélices para aumentar el efecto del fluido sobre estas y por lo tanto la caída de presión y la potencia en la tubería.

#### **8.1.5.-HELICES EN FORMA DE TORNILLO:**

Puesto que ya se han probado todas las modificaciones de las hélices existentes, se han decidido probar otras geometrías con el objetivo de ofrecer más posibilidades en cuanto a variación de diseño y para intentar obtener un rendimiento mayor del sistema.

La primera geometría en la que se ha pensado son unas hélices en forma de tornillo, en este caso se ha creado un eje con tres tornillos sin fin concéntricos.

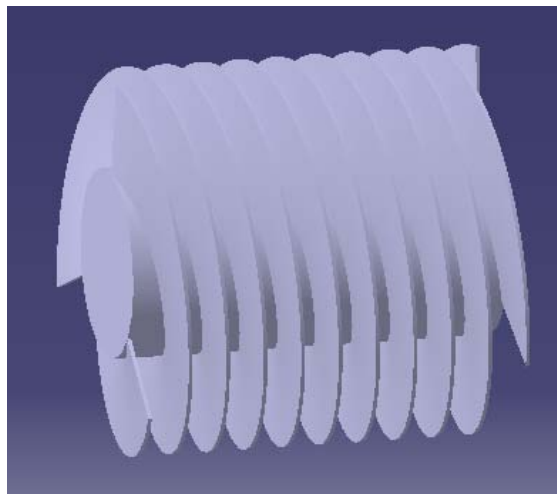


Figura 95: Hélice en forma de tornillo.

Dada la forma y disposición de las hélices el programa no permite el cálculo del par sobre el eje de rotación ni por lo tanto de la potencia de la turbina.

Par eje en Nm	
Diferencia presion en mca	8.773e+01
Presion entrada	9.623e+05 [Pa]
Presion salida	1.020e+05 [Pa]
Potencia tuberia	1.621e+03 [W]
Potencia turbina	
Caudal volumetrico	1.889e-03 [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

Figura 96: Resultados para una velocidad inicial de 1 m/s y de una velocidad de rotación de 150 rpm.

En los resultados obtenidos se puede ver que la diferencia de presiones y la potencia en la tubería son mucho más elevadas que en los casos anteriores. Estos valores son demasiado grandes y no son verídicos ya que esta turbina está pensada para ser utilizada en redes de suministro de agua potable, donde nunca se alcanzarán estos valores de caída de presión.

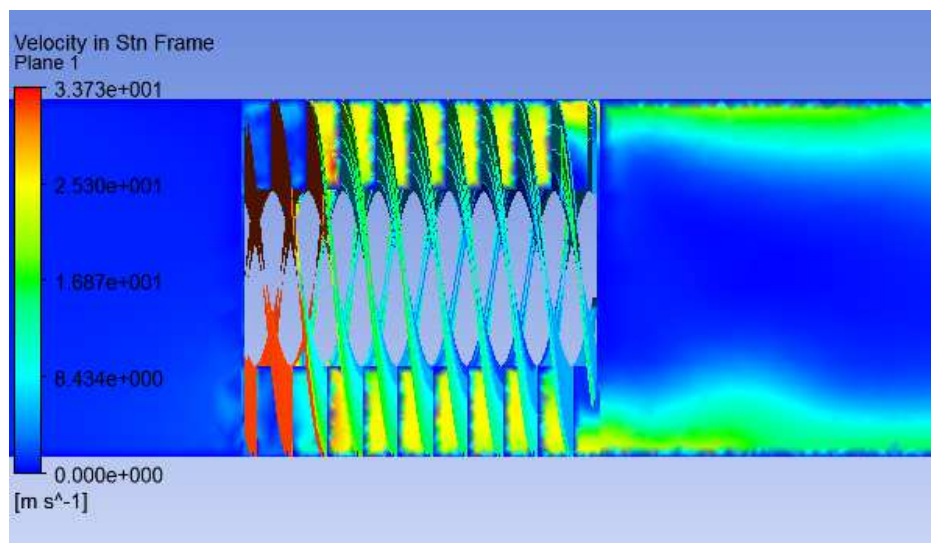


Figura 97: Representación de la velocidad en la tubería.

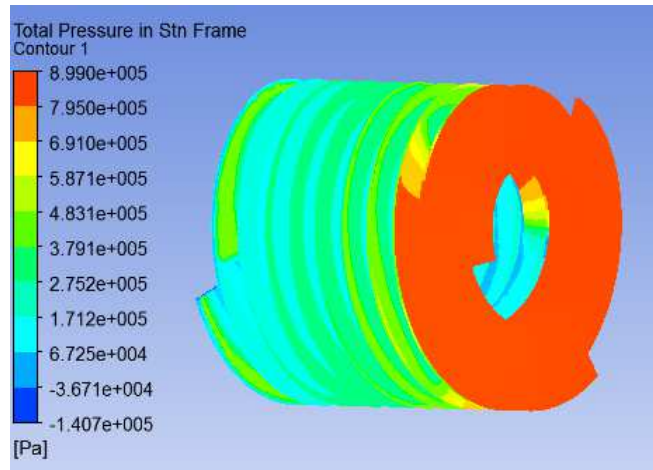


Figura 98: Representación de las presiones sobre las palas.

En las dos imágenes anteriores también se pueden observar valores de presión y velocidad demasiado elevados.

Para intentar obtener unos resultados más lógicos y aceptables se ha decidido aumentar la separación entre las hélices, reduciendo así la presión sobre el fluido y por lo tanto su velocidad. En consecuencia, se obtiene una menor caída de presión entre la entrada y la salida y por lo tanto una menor potencia en la tubería.

Par eje en Nm	
Diferencia presión en mca	2.188e+01
Presión entrada	3.158e+05 [Pa]
Presión salida	1.012e+05 [Pa]
Potencia tubería	4.043e+02 [W]
Potencia turbina	
Caudal volumetrico	1.889e-03 [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

Figura 99: Resultados para  $v_0 = 1$  m/s y  $\omega = 150$  rpm con una mayor separación entre las aletas del rodete.



Figura 100: Rodete en forma de tornillo con una mayor separación entre las hélices.

Estos resultados siguen siendo demasiado elevados, de ahí que se haya decidido probar el mismo diseño eliminando una de las tres aletas del rotor.

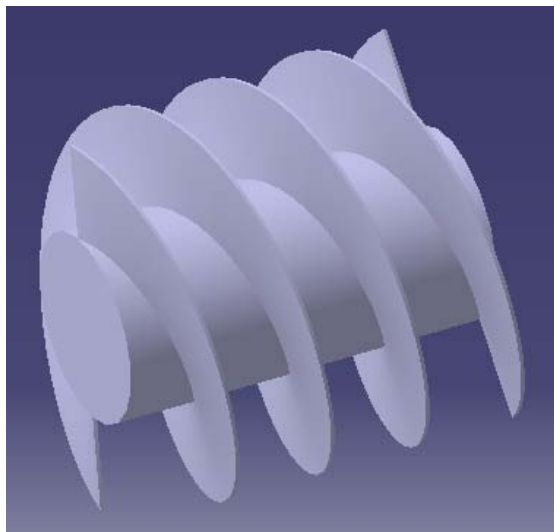


Figura 101: Representación del rodete con dos aletas.

Par eje en Nm	
Diferencia presion en mca	1.363e+01
Presion entrada	2.349e+05 [Pa]
Presion salida	1.012e+05 [Pa]
Potencia tuberia	2.518e+02 [W]
Potencia turbina	
Caudal volumetrico	1.889e-03 [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

Figura 102: Resultados para una velocidad inicial de 1 m/s y de una velocidad de rotación de 150 rpm.

Con esta nueva modificación se obtiene una diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la turbina de aproximadamente 13,6m.c.a, lo que produce que la tubería disponga de una potencia explotable de unos 250W. Esta caída de presión sigue siendo muy elevada para el tipo de instalación que se está estudiando, ya que hay que tener en cuenta que el fluido debe tener una presión mínima a la salida de la tubería para poder abastecer a toda la red.

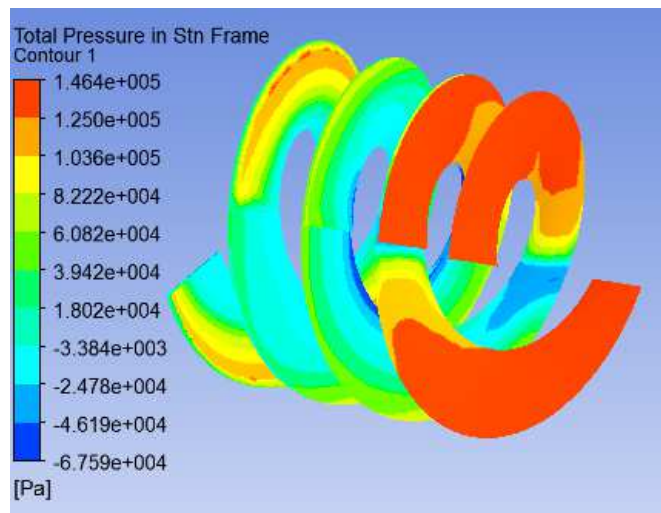


Figura 103: Representación de la distribución de presiones sobre las aletas del rotor.

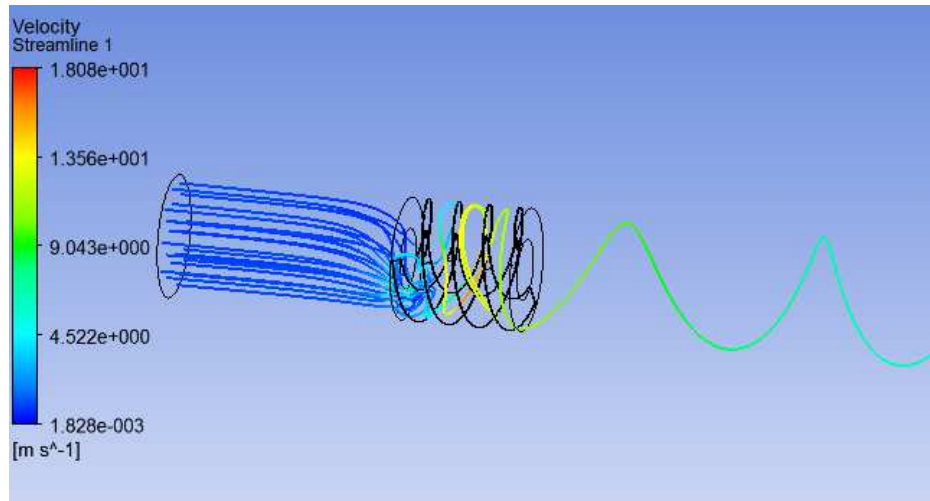


Figura 104: Trayectoria y valores que alcanza la velocidad del fluido al pasar por la microturbina.

En las dos imágenes anteriores se puede ver como al principio del rodete, cuando el fluido alcanza las hélices, se produce una turbulencia debido al choque que este experimenta. Como se puede observar, en esta parte del rodete encontramos los valores máximos de presión. A continuación, el fluido va siguiendo la trayectoria de las aletas, aumentando progresivamente su velocidad y ejerciendo presión sobre estas para generar el par sobre el eje de rotación.

Mediante este modelo se encuentran valores demasiado elevados de caída de presión. Además, no se puede calcular la potencia que aporta la microturbina y por lo tanto, no se puede sacar ninguna conclusión respecto a sus prestaciones ni a su rendimiento.

### 8.1.6.-HÉLICES EN FORMA DE VENTILADOR:

Otra de las geometrías en que se ha pensado es en utilizar unas hélices imitando la forma de un ventilador. Se ha construido un eje con 3 filas de hélices y con una diferencia angular entre ellas.

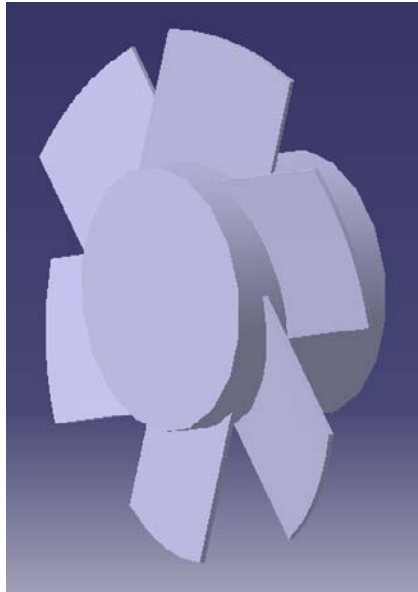


Figura 105: Representación de la hélice en forma de ventilador.

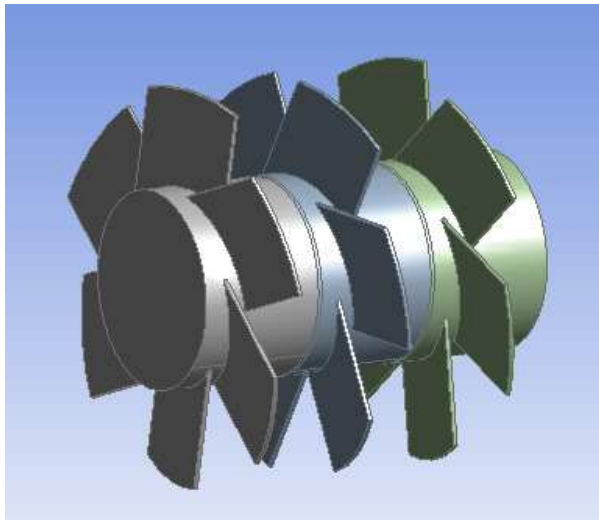


Figura 106: Imagen del eje con tres filas de hélices.

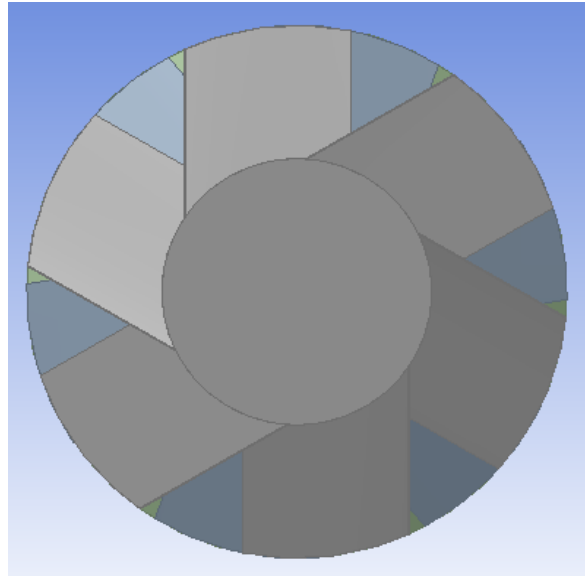


Figura 107: Vista de la diferencia angular entre las hélices.

Los resultados obtenidos con esta geometría también son superiores a los calculados en las microturbinas comerciales. Con una caída de presión de unos 3 m.c.a. se obtiene una potencia de unos 2,3 W.

Par eje en Nm	-1.449e-01
Diferencia presión en mca	3.331e+00
Presión entrada	1.335e+05 [Pa]
Presión salida	1.008e+05 [Pa]
Potencia tubería	6.153e+01 [W]
Potencia turbina	-2.276e+00 [W]
Caudal volumétrico	1.889e-03 [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

Figura 108: Resultados para una velocidad inicial de 1 m/s y de una velocidad de rotación de 150 rpm.

Como se ha visto anteriormente, la potencia de la turbina es proporcional a la velocidad de rotación. Con el fin de ver su influencia en este caso y de obtener una mayor potencia, se ha simulado un caso aumentando la velocidad de rotación a 300rpm y manteniendo la velocidad de entrada del fluido constante en 1 m/s.



Par eje en Nm	-1.642e-01
Diferencia presion en mca	3.699e+00
Presion entrada	1.376e+05 [Pa]
Presion salida	1.013e+05 [Pa]
Potencia tuberia	6.833e+01 [W]
Potencia turbina	-2.579e+00 [W]
Caudal volumetrico	1.889e-03 [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

Figura 109: Resultados para una velocidad inicial de 1 m/s y de una velocidad de rotación de 300 rpm.

Mediante este ejemplo se puede comprobar que doblando la velocidad de rotación de la máquina se obtienen variaciones significativas en cuanto al orden de magnitud de los resultados, ya que la potencia que aporta la turbina ha aumentado entorno a un 13% (0,3 W aproximadamente) más que en el caso anterior. Sin embargo, hay que considerar que esta variación aumentaría la caída de presiones en 0,4m.c.a., hecho importante con respecto a garantizar el abastecimiento del agua por toda la red.

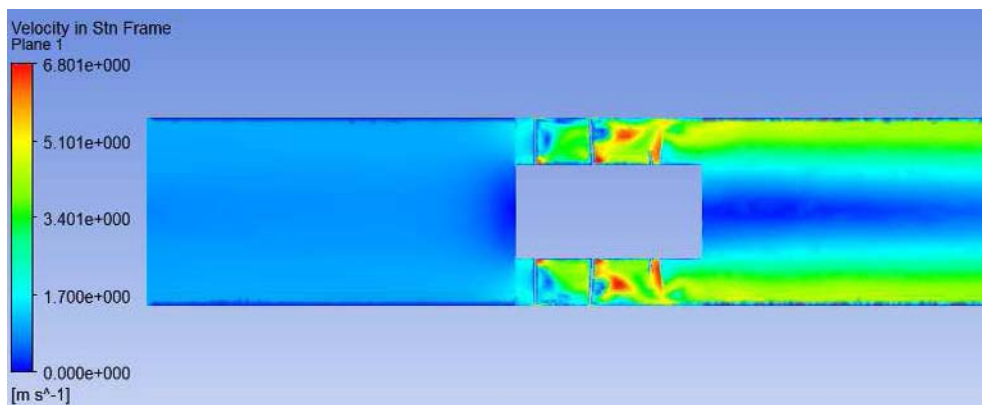


Figura 110: Representación de la velocidad del fluido en la tubería ( $\omega = 300\text{rpm}$ ).

Otro aspecto a tener en cuenta es la velocidad con la que sale el fluido de la turbina, ya que determina el caudal de salida del sistema. En este caso, se puede observar que la velocidad del fluido es mayor en la parte exterior de la tubería y poco a poco se va igualando a la del centro hasta alcanzar un valor aproximado de 1 m/s.

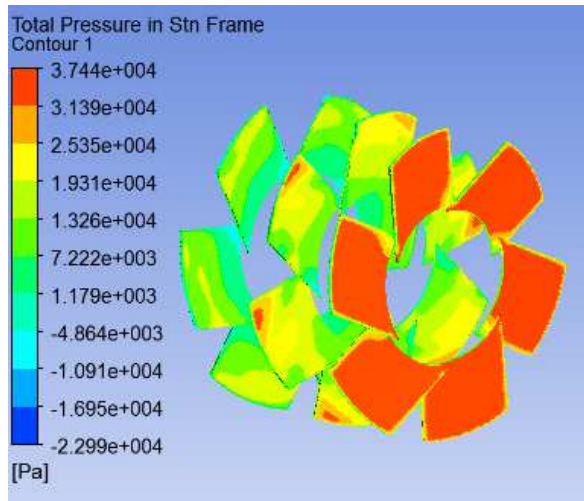


Figura 111: Repartición de presiones sobre las hélices del rodete ( $\omega = 300\text{rpm}$ ).

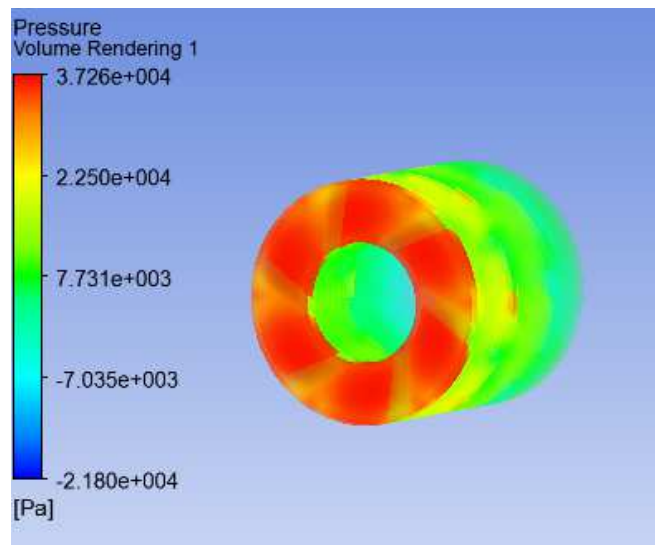


Figura 112: Presiones que soporta el fluido en el interior del rotor ( $\omega = 300\text{rpm}$ ).

En las representaciones anteriores de presión, se puede observar que, como en el caso de las hélices en forma de tornillo, el fluido choca con la primera parte de las hélices las cuales soportarán la mayor presión. En la segunda parte de las hélices encontramos la parte que soporta mayor presión en la zona que se encuentra alineada con los espacios de la primera fila de palas. Finalmente, la última capa de aletas es la menos presión soporta. Además, el fluido va perdiendo presión de una capa a otra de las hélices.

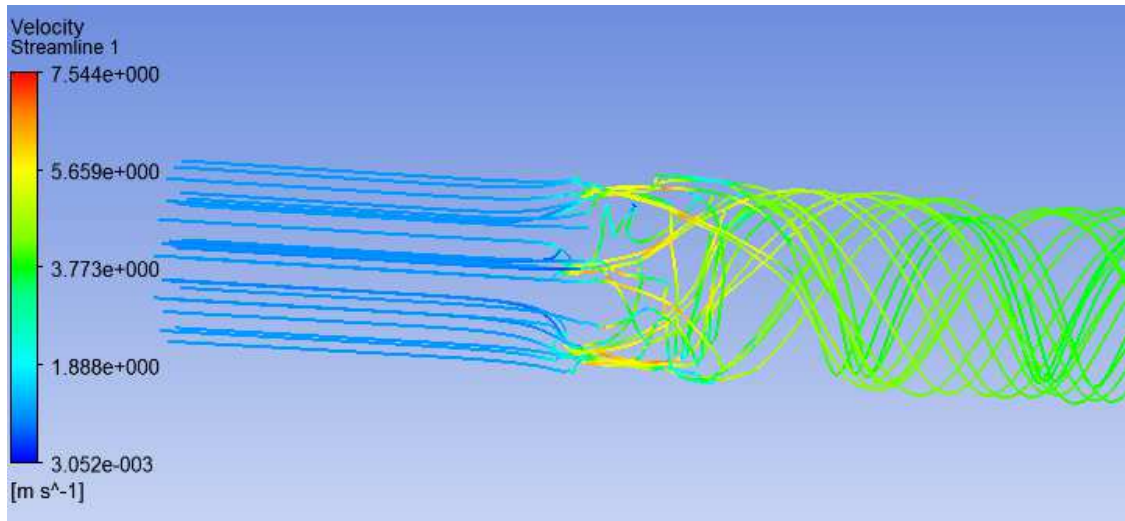


Figura 113: Trayectoria del fluido en el interior de la tubería ( $\omega = 300\text{rpm}$ ).

Por otra parte, la trayectoria del fluido no es homogénea en el interior de la turbina como en los casos anteriores.

Para intentar aumentar las prestaciones que aporta este modelo, se ha modificado la geometría disminuyendo la distancia entre las filas de las hélices. Además, se ha cambiado la parte frontal delantera del rodete para evitar un choque brusco del fluido sobre este. En consecuencia, el fluido pasará por la parte externa del rodete con una velocidad mayor que anteriormente.

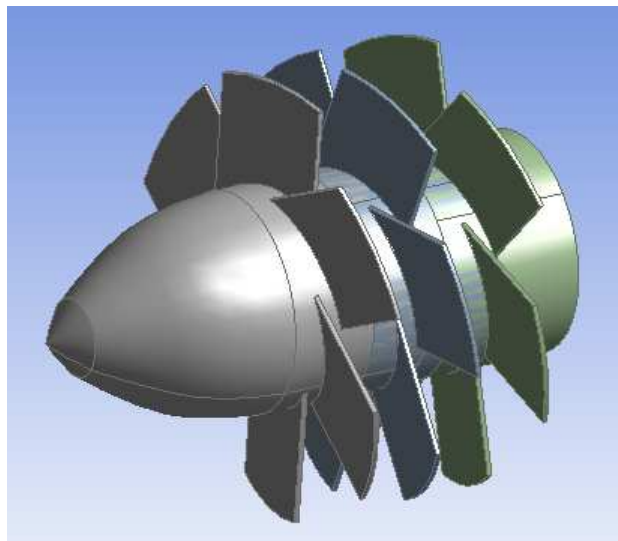


Figura 114: Variación de la parte frontal delantera del rodete y reducción de la distancia entre las filas de hélices.

Par eje en Nm	-1.610e-01
Diferencia presion en mca	3.524e+00
Presion entrada	1.351e+05 [Pa]
Presion salida	1.006e+05 [Pa]
Potencia tuberia	6.509e+01 [W]
Potencia turbina	-2.528e+00 [W]
Caudal volumetrico	1.889e-03 [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

Figura 115: Resultados de la simulación con una distancia menor entre las hélices y unas velocidades  $v_0 = 1\text{m/s}$  y  $\omega = 150\text{rpm}$ .

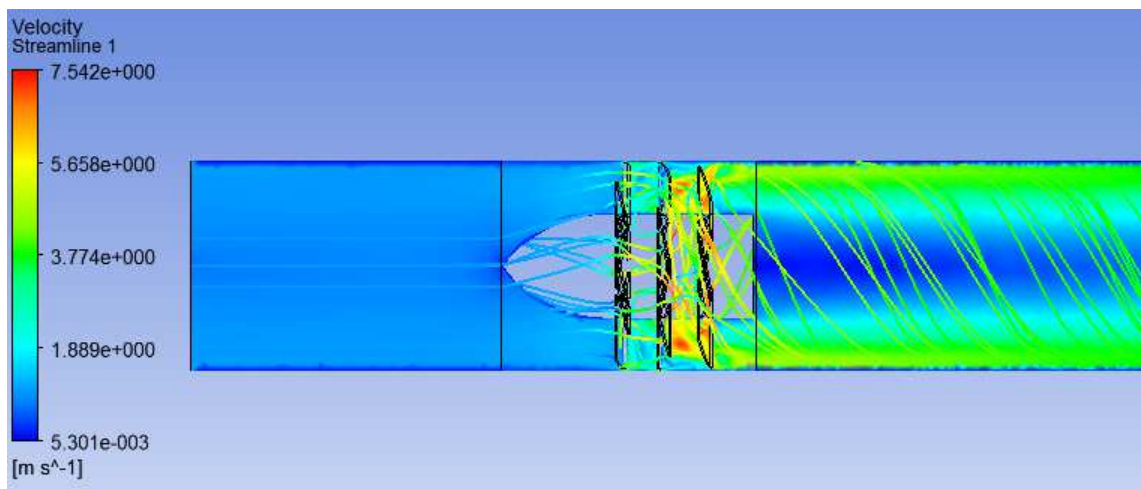


Figura 116: Vista longitudinal de la tubería representando la velocidad del fluido en esta.

Mediante la variación de la parte frontal delantera del rodete se consigue evitar que el fluido pierda velocidad al llegar a este ya que no se produce un choque brusco sobre el eje de rotación del rotor. Por consiguiente, el fluido alcanza con mayor velocidad y con menos turbulencias las hélices del rodete.

Si se observa la tabla de resultados se puede observar una ganancia en cuanto a potencia de un 11% aproximadamente con un aumento de la caída de presión de unos 0,2 m.c.a., la mitad que si doblamos la velocidad de rotación.

En conclusión, la geometría con las hélices en forma de ventilador aporta resultados interesantes, ya que las potencias que se obtienen son mayores que los valores estimados para una caída de presión aceptable. Además, las modificaciones que se han realizado al variar el diseño han mejorado sus prestaciones, entorno a un 10%, hecho que demuestra el buen rendimiento que ofrece la variación de la parte frontal del rodete (pico tobera).

### 8.1.7.-TABLÓN RECAPITULATIVO:

En esta parte se ha creado un tablón con los resultados más interesantes de cada modelo para poder ver con más claridad el proceso de mejora continúa que se ha realizado durante el proyecto.

	Par(Nm)	Caída de presiones (m.c.a.)	Potencia tubería (W)	Potencia turbina (W)
Hélices rectas agujero abierto	0,014	0,018	0,335	0,22
Hélices rectas agujero tapado	0,02	0,06	1,22	0,32
Hélices curvas	0,0731	0,52	9,63	1,148
Hélices curvas con tobera	0,034	0,084	1,55	0,18
Hélices en forma de tornillo		13,63	252	
Hélices en forma de ventilador con pico tobera	0,16	3,52	65	2,53

Figura 117: Tablón recapitulativo de los resultados obtenidos

### 8.2.-SIMULACIÓN ELECTROMAGNÉTICA:

Se ha intentado realizar un estudio electromagnético para simular el proceso de creación de energía eléctrica del sistema, en este caso, a través de un generador síncrono de imanes permanentes. Sin embargo, se han encontrado ciertos problemas en cuanto a la creación de la malla y en la resolución del análisis de ahí que no se hayan podido obtener resultados satisfactorios. La falta de tiempo ha impedido corregir las dificultades encontradas y por lo tanto no se ha podido obtener el valor del par resistente que supone la utilización del generador, objetivo principal de este apartado.

En la siguiente imagen se puede ver la geometría simplificada del sistema con todas las partes del rotor y del estator que se había creado para realizar la simulación:

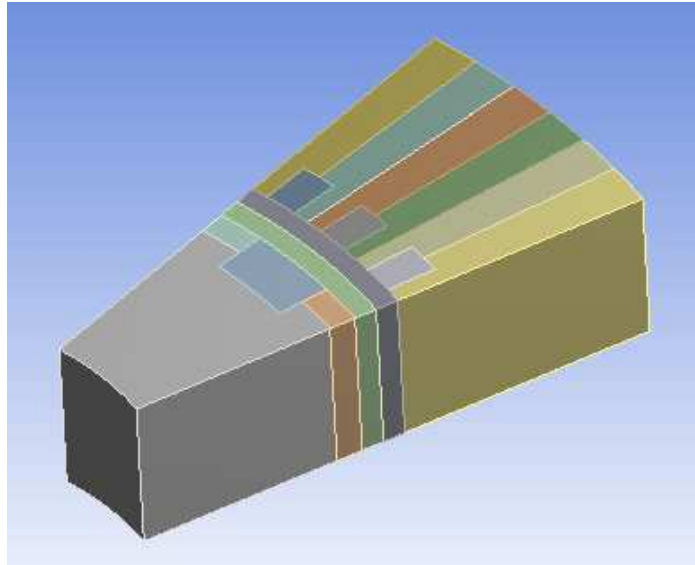


Figura 118: Geometría simplificada del generador de imanes permanentes.

Mediante el cálculo del par resistente se habría podido calcular la velocidad de rotación a la cual se estabilizaría el sistema como se ha visto anteriormente.

## 9.-ESTUDIO ECONÓMICO:

Al no conocer el periodo de tiempo en el que trabajará la microturbina ni las prestaciones que puede tener, no es posible realizar ningún estudio de viabilidad ni de rentabilidad o similares. Por consiguiente, en este apartado se va a analizar el coste del estudio realizado para el desarrollo y mejora de la microturbina.

Los aspectos que van a constituir la mayoría de los costes del estudio son los siguientes:

- Licencia Ansys: 30000€/año
- Licencia Catia: 18000€/año
- Equipo informático: 3000€ amortización en 4 años
- Horas de trabajo de un ingeniero: 50€/hora

Si se aplican a este proyecto suponiendo una duración total de dos meses, con una cantidad total de 150 horas:

- Coste utilización Ansys: 5000 €
- Coste utilización Catia: 3000 €
- Coste equipo informático: 125€
- Coste trabajo ingeniero: 7500€

Lo que hace un total de 15625€ que sería el coste total que supone la realización de este proyecto de desarrollo.

## 10.-CONCLUSIÓN:

El estudio realizado sobre el prototipo de la microturbina ha permitido por una parte, la mejora del diseño de las hélices del rodete existente y por otra el desarrollo de otras opciones que también aportarían prestaciones interesantes.

Dentro de las posibles mejoras estudiadas habría que destacar el hecho de haber tapado el agujero central del rodete y el de haber variado su parte frontal (inserción del pico de la tobera), obteniendo mejoras considerables en cuanto a producción energética sin producir una caída de presiones excesiva en el sistema.

El diseño de las hélices curvadas y el de las hélices en forma de ventilador son las geometrías que mejores resultados han dado ya que con caídas de presión menores aportan mejores resultados que las microturbinas comerciales analizadas.

En general, este tipo de instalaciones son poco utilizadas debido a su baja rentabilidad. Su uso está restringido a ciertas aplicaciones específicas, como es este caso donde la energía que se produce se utiliza para disponer de energía eléctrica en lugares remotos a los cuales no llega la red eléctrica. Habría que tener en cuenta otras alternativas posibles para cumplir esta función como serían el uso de paneles fotovoltaicos o el uso de pilas. Sin embargo, este sistema permite producir energía sin ruidos y al ser una turbina axial se sitúa en la misma tubería por lo que disminuyen las probabilidades de robo (aspecto importante a tener en cuenta actualmente). Otra de las ventajas que ofrece es la baja tensión con la que se trabaja, la cual disminuye el peligro de accidente respecto a instalaciones de mayor potencia. No obstante, este tipo de instalación necesita una inversión bastante importante con lo que su viabilidad dependerá de su ubicación. Otro aspecto a considerar es la posibilidad de contaminación del agua dado que la red con la que se trabaja distribuye agua potable. Mantener la integridad y la calidad del fluido en sí mismo representa un gran reto, dado que factores como la corrosión y el desgaste de las piezas pueden producir partículas contaminantes que habría que filtrar para purificar el agua.

En conclusión, mediante la realización de este proyecto se ha conseguido aumentar la producción de energía eléctrica, mejorando el diseño de la turbina, que era el objetivo principal de este estudio. Además se han obtenido mejores prestaciones que las que ofrecen algunos modelos de turbinas comerciales, por lo tanto el prototipo tiene más probabilidades de superar un estudio de viabilidad y de ser instalada.

Como parte negativa habría que considerar la falta de tiempo que no nos ha permitido realizar todo el trabajo que se quería y que por otra parte nos da la posibilidad de continuar con el proyecto en un futuro.