



**UNIVERSITAT
JAUME I**

UNIVERSITAT JAUME I

**ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES
EXPERIMENTALS**

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

***OPTIMIZACIÓN Y ESTUDIO HIDRODINÁMICO DE UNA
MICROTURBINA HIDRÁULICA PARA EL APROVECHAMIENTO
ENERGÉTICO DE PEQUEÑOS SALTOS DE AGUA***

TRABAJO FIN DE GRADO

AUTOR

Iván Segura Rodríguez

DIRECTOR

Sergio Chiva Vicent

Castellón de la Plana, Noviembre de 2016

Agradecimientos

Quisiera agradecer a mi tutor, a José Vilarroig y al equipo de Heliotec todos los consejos y ayuda proporcionada durante la realización del proyecto. Además, no puedo olvidarme de Rebeca, de mi familia y mis amigos, que siempre han sabido apoyarme y aconsejarme para seguir el camino correcto.

Índice

1.	Memoria	7
2.	Anexos	75
3.	Planos	139
4.	Pliego de condiciones.....	143
5.	Presupuesto	151

1. Memoria

Memoria

1.1.	Objeto	11
1.2.	Alcance	11
1.3.	Antecedentes	11
1.3.1.	Energía hidráulica.....	12
1.3.2.	Clasificación de centrales hidráulicas.....	12
1.3.3.	Micro-centrales hidráulicas	13
1.3.4.	Turbinas.....	14
1.3.5.	Comparación entre turbinas.....	23
1.4.	Normas y referencias.....	24
1.4.1.	Disposiciones legales y normas aplicadas	24
1.4.2.	Bibliografía.....	25
1.4.3.	Programas de cálculo	25
1.5.	Definiciones y abreviaturas	26
1.5.1.	Definiciones	26
1.5.2.	Abreviaturas	26
1.6.	Requisitos de diseño	26
1.6.1.	Requisitos del runner	27
1.6.2.	Requisitos de los materiales	27
1.7.	Análisis de soluciones	27
1.7.1.	Análisis del runner.....	27
1.7.2.	Análisis de los materiales	33
1.8.	Resultados finales.....	34
1.8.1.	Resultados del runner	34
1.8.2.	Resultados de los materiales	38
1.9.	Casos de aplicación.....	39

1.9.1.	Aplicación en zonas rurales	41
1.9.2.	Componentes de la microturbina	47
1.9.3.	Otras consideraciones	69
1.10.	Resumen del presupuesto.....	69
1.10.1.	Presupuesto de diseño	69
1.10.2.	Presupuesto del molde.....	69
1.10.3.	Presupuesto de fabricación del equipo.....	69
1.11.	Estudio de viabilidad	70
1.12.	Planificación.....	72
1.13.	Orden de prioridad	73

1.1. Objeto

El objeto del proyecto es realizar el desarrollo y la optimización de una microturbina hidráulica para la generación de energía eléctrica a partir de pequeños saltos de agua. El diseño de la microturbina se basa en el tornillo de Arquímedes tradicional funcionando de forma inversa como generador. De esta forma, se destaca el estudio de la geometría del runner (conjunto eje y hélices), así como el de su diseño modular estandarizado y de posibles materiales que lo conformen.

Este desarrollo busca hacer más eficiente y ampliar el rango comercial del producto WaterPower Screw® de la empresa Heliotec 2006 S.L., la cual ha colaborado con el Grupo de Fluidos Multifásicos de la Universitat Jaume I (UJI) y que dispone actualmente de un prototipo. Asimismo, se han analizado casos de aplicación de esta microturbina, para muy bajas potencias, que sirva para el desarrollo rural y social de zonas con pequeñas necesidades energéticas. De este modo, se ha estudiado cómo puede aplicarse la microturbina para la producción de electricidad que alimente sistemas de automatización de riego y casas con bajas necesidades energéticas.

1.2. Alcance

El presente proyecto se encuadra en el aprovechamiento energético de pequeños saltos de agua mediante una microturbina hidráulica para obtener electricidad. Esto permite alimentar consumos de baja demanda a partir de fuentes de energía renovables apenas explotados en la actualidad.

El aumento de la población, ligado a una mayor demanda energética, y la necesidad de mitigar los efectos del cambio climático, exigen la necesidad de buscar fuentes de generación eléctrica alternativas que supongan un impacto ambiental prácticamente nulo y que sirvan para conseguir alcanzar un desarrollo sostenible beneficioso tanto para el medioambiente como para la sociedad.

Por otra parte, el avance tecnológico y la búsqueda de mayores niveles de eficiencia causan que sea necesario investigar y desarrollar en la optimización de equipos de producción energética, con el fin de poder facilitar una transición en el sistema eléctrico, utilizando cada vez más equipos que aprovechen fuentes renovables.

Con la optimización y el estudio de la microturbina del proyecto, se conseguirá desarrollar un sistema de generación distribuida que permita obtener energía, teniendo un impacto ambiental muy bajo, colaborando así en la mitigación de los efectos del cambio climático.

1.3. Antecedentes

La energía es un factor que afecta muy considerablemente a la humanidad desde puntos de vista sociales, económicos, técnicos y/o medioambientales. Debido al aumento de la demanda energética mundial, al precio inestable del petróleo y a la necesidad de reducir la emisión de gases de efecto invernadero en la lucha contra el cambio climático, las energías renovables están tomando mucha relevancia a nivel mundial.

Además, a nivel europeo, la Directiva Europea 2009/28/CE, relativa al fomento del uso de energías renovables, establece como objetivo para los países de la Unión Europea (UE) que para el año 2020 las energías renovables supongan un 20% de la energía total generada en la UE. Igualmente, establece alcanzar una cuota del 10% específicamente en el sector del transporte.

Todo esto apunta a una previsión de crecimiento del sector de las energías renovables, lo que da una oportunidad a la energía hidráulica de pequeña potencia para crecer e innovar. Esta afirmación se debe a que este tipo de energía es una de las más rentables dentro de las renovables, además de tener gran eficiencia, fiabilidad y no estar tan explotada, en la actualidad, como la hidráulica de gran potencia, la solar o la eólica.

1.3.1. Energía hidráulica

La energía hidráulica es aquella que se obtiene tras aprovechar la energía potencial y cinética de corrientes o saltos de agua. Se trata de una energía limpia e inagotable, lo que la convierte en una energía renovable. El funcionamiento normal para obtener la energía del agua se basa en hacer pasar el agua de una corriente, o a partir de una presa, por una turbina u otro mecanismo que permita extraer energía mecánica de la energía hidráulica. Esta energía mecánica puede ser utilizada directamente para determinadas funciones o bien puede hacer girar un generador que produzca energía eléctrica.



Figura 1. Dibujo de molino de agua antiguo.

En la antigüedad ya se conocía el potencial del agua como fuente de energía. Una de sus más tempranas funciones era la de hacer girar un molino que se encargaba de moler granos de cereales. Ya en el siglo XIX se construyó la primera central hidroeléctrica del mundo. Esto supuso un gran avance ya que significaba obtener energía eléctrica a partir del movimiento del agua. Desde entonces y hasta la actualidad, este tipo de energía se ha estudiado y mejorado consiguiendo abarcar grandes potencias, dimensiones e importancia dentro del sector energético mundial.

1.3.2. Clasificación de centrales hidráulicas

A la hora de poder dividir o clasificar los diferentes tipos de centrales hidráulicas que existen, hay dos principales métodos. Por un lado, se suele dividir según el modo de funcionamiento de la central:

- Centrales de agua fluyente: aprovechan directamente el paso de la corriente de agua para obtener la energía eléctrica. Las variaciones en el caudal afectan directamente a la potencia obtenida. Obtienen máximos de potencia en épocas de precipitaciones abundantes y durante épocas de sequía puede llegar a dar potencia casi nula.
- Centrales de embalse: a partir de la construcción de presas se aprovecha de la alimentación de grandes embalses naturales o artificiales. Permite graduar el caudal

que pasa por la turbina a partir de tuberías y suele utilizarse para generar energía eléctrica en momentos de pico de demanda. Requieren de gran inversión y suelen tener mayor impacto ambiental.

- Centrales de bombeo: es un tipo específico de central de embalse. Se basan en el principio de hacer bombear agua entre dos embalses a diferente altura para después turbinarla. Para que sea eficiente se deben compensar las pérdidas entre el coste de bombear en horas valle y de vender energía turbinada en horas pico.

Por otro lado, una clasificación que también suele emplearse es según el tamaño de las centrales. Según la Organización del Desarrollo Industrial de las Naciones Unidas (UNIDO) las centrales que aprovechan energía mini-hidráulica son aquellas de una potencia inferior a 10 MW. Por encima de este valor encontraríamos las centrales de medio y gran tamaño de potencia. Dentro de este rango de mini-hidráulica, se encuentran diferentes clasificaciones posibles. La *European Small Hydropower Association* (ESHA) establece la siguiente clasificación para centrales de energía mini-hidráulica:

Tabla 1. Clasificación de centrales hidráulicas.

Tipo de central	Rango de potencias
Pequeña central hidráulica	1 MW < P < 10 MW
Mini-central hidráulica	100 kW < P < 1 MW
Micro-central hidráulica	P < 100 kW

Otras divisiones establecen, por ejemplo, también las nano-centrales o pico-centrales hidráulicas, que estarían por debajo de 1 kW de potencia. En España, el RD 661/2007 establece como mini-central hidráulica aquella con una potencia instalada menor o igual a 10 MW, coincidiendo con la clasificación de la UNIDO.

1.3.3. Micro-centrales hidráulicas

Las centrales hidráulicas de gran potencia necesitan de grandes infraestructuras de retención y de almacenamiento para poder realizar saltos que permitan altas potencias. Esto conlleva un gran impacto ambiental. Las micro-centrales hidráulicas suponen una gran mejora en este aspecto, ya que el impacto ambiental es mucho más leve por no necesitar de tan grandes instalaciones. Ello conlleva por un lado a que se integren con mayor facilidad respecto al entorno y, por otro lado, a que puedan aprovechar recursos energéticos que no serían aprovechables con centrales de gran potencia.

Por otra parte, a gran escala la energía hidráulica tiene un campo de expansión más limitado, ya que en los países desarrollados la mayoría de ríos importantes ya cuentan con una o varias centrales. Además, en los países en vías de desarrollo un proyecto de gran escala, como puede ser una gran central hidráulica, tendría barreras económicas, ambientales y sociales.

Todo esto nos indica que las centrales de pequeña potencia (donde se incluyen las micro-centrales hidráulicas) suponen las más fiables y efectivas para obtener energía eléctrica de una

forma limpia a partir del agua. Además, la reducida mano de obra y el uso progresivo de equipos normalizados y de automatización han contribuido a la racionalización del diseño, construcción y explotación, reduciendo así sus costes y aumentando beneficios.

Además de aprovechar la corriente de ríos o cauces naturales para generar energía, existen multitud de aplicaciones posibles o de infraestructuras potenciales para el desarrollo de micro-centrales hidráulicas. La siguiente tabla recoge componentes industriales que trabajan con agua y que se podrían aprovechar para generar energía:

Tabla 2. Aplicaciones industriales para la implantación de micro-centrales hidráulicas.

Sistemas de agua municipal y de agricultura	Red de agua de abastecimiento / Red de aguas residuales / Estaciones Depuradoras de Aguas Residuales (EDAR) / Red de aguas pluviales / Canales de riego
Sistemas de circulación hidráulica	Sistema de calor y frío / Plantas desalinizadoras / Circulación de agua industrial
Presas y otros	Esclusas / Zonas de paso de peces

A esto hay que incluir otros campos de actuación, dentro del aprovechamiento de pequeños saltos de agua, como son rehabilitación, rediseño o ampliación de micro-centrales ya instaladas.

1.3.4. Turbinas

Las turbinas hidráulicas son el elemento principal para aprovechar la energía hidráulica proporcionada por el agua, transformándola en energía mecánica haciendo girar un eje. Normalmente, la principal aplicación que tienen las turbinas es hacer girar el rotor de un generador para transformar la energía mecánica rotatoria del eje en energía eléctrica. Por lo tanto, puede decirse que realiza la función inversa a un motor.

Debe tenerse en cuenta que la energía es la capacidad de hacer un trabajo, y que la unidad con que se mide en el Sistema Internacional (SI) es el joule (J). A su vez, la potencia es la cantidad de trabajo que se realiza en una unidad de tiempo. La unidad para medir potencia en el SI es el watt (W), donde $1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$.

La potencia es una magnitud fundamental para entender el estudio de los generadores, y en este caso de las turbinas. La cantidad de potencia que pueda proporcionar una turbina nos dirá cuánto trabajo podrá darnos por unidad de tiempo. Para determinar cuánta potencia mecánica se produce en el eje de una turbina, se usa la siguiente expresión general:

$$P = \gamma \cdot H \cdot Q \cdot \eta$$

Donde:

P: Potencia producida por la turbina (kW).

γ : Peso específico del agua. Tiene un valor aproximado de $9,81 \text{ kN/m}^3$.

H: Salto neto de altura del agua (m).

Q: Caudal que pasa por la turbina (m³/s).

η : Rendimiento de la turbina. Este valor se encuentra entre 0 y 1.

Debe tenerse en cuenta que el rendimiento siempre es inferior a 1, ya que existen pérdidas debido a fricciones, fugas u otras imperfecciones de la maquinaria. Además, también hay que considerar que el caudal es variable por lo que para operar se debe calcular un valor medio y fijo a lo largo del tiempo.

Existen una gran variedad de tipos de turbinas y clasificaciones. Una posible clasificación depende de la entrada del flujo. De esta forma las turbinas pueden ser de flujo axial, flujo radial o flujo mixto según cómo accede el agua respecto al rodete. No obstante, es más común clasificar según el principio de funcionamiento en turbinas de acción (o impulsión) y de reacción.

La principal diferencia existente entre los dos tipos de turbinas es que las de acción tan solo aprovechan la velocidad del flujo para girar el eje, mientras que las de reacción, además, aprovechan la presión que se le resta a la corriente cuando se produce contacto. Por lo tanto, en estas últimas, se produce un cambio de presión al pasar el fluido por la turbina.

Además, como se ha comentado, existen un gran número de modelos de turbinas, entre cuyos principales tipos se pueden destacar como ejemplos: Pelton, Francis, Kaplan, Flujo cruzado, el molino de agua y el tornillo de Arquímedes.

1.3.4.1. Pelton

La turbina Pelton se define como una turbina de acción, siendo la más utilizada de este tipo. Consta de un rodete que tiene montados en su borde como una especie de cucharas de doble cuenco, o también llamadas álabes, dispuestas en intervalos regulares.

El flujo de agua entra de forma radial a una gran velocidad, dirigido por uno o varios inyectores. Estos inyectores, a través de la tobera, son los encargados de transformar en energía cinética la energía potencial debida a la altura neta del salto de agua. La corriente llega a estos inyectores a través de un conducto distribuidor. El agua impacta contra los álabes, haciendo girar el rodete a una gran velocidad. De esta forma, se puede regular la potencia proporcionada por la turbina a través de los inyectores (usando una válvula de aguja desplazada por un servomotor), suministrando más o menos caudal.

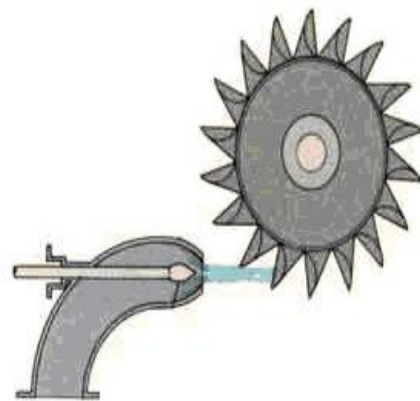


Figura 2. Turbina Pelton.

Normalmente se suele dimensionar el chorro de agua que impacta contra los álabes con un diámetro de entre el 5% y el 12% del diámetro del rodete de la turbina. Por su parte, los álabes tienen dimensiones proporcionales al diámetro de turbina, chorro y velocidad de entrada, y suelen presentar ángulos de entre 8° y 12° de salida. Estos límites se deben a que se busca un ángulo pequeño para aprovechar mejor el agua pero sin ser lo suficientemente pequeño como

para que existan problemas de recirculación. Cabe destacar que la forma que tienen los álabes permite eliminar el empuje axial sobre el rodete, ya que el agua impacta en el centro y se desvía por los lados de igual manera.

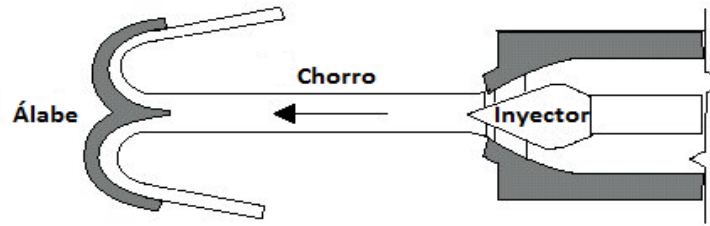


Figura 3. Esquema del funcionamiento del inyector.

Para poder realizar paradas de emergencia, se utiliza un deflector que dirige el flujo de agua al desagüe, evitando el embalamiento de la máquina y sin provocar golpes de presión debido a un cierre lento.

Principalmente, la turbina Pelton opera para saltos de agua elevados y caudales pequeños y pueden constituirse con eje horizontal o vertical. Normalmente los saltos hidráulicos suelen estar comprendidos entre 100 m y unos 1600 m de altura. Por su parte, los caudales rondan entre $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $20 \text{ m}^3/\text{s}$.

En cuanto al rendimiento energético, como se puede observar en la figura 4, las turbinas Pelton presentan más de un 90 % en condiciones de diseño y sigue siendo elevado para caudales muy diferentes al nominal (alrededor de un 80% hasta el 20% del caudal nominal).

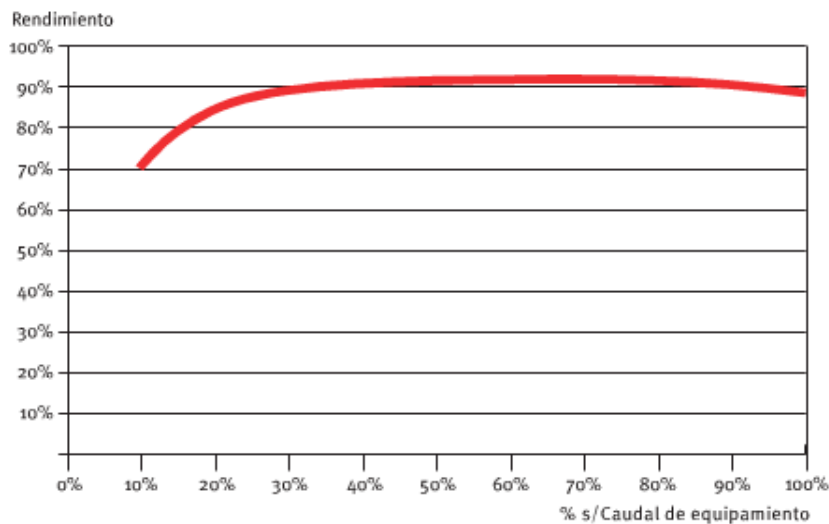


Figura 4. Rendimiento medio de la turbina Pelton.

1.3.4.2. Francis

La turbina Francis es una turbina de reacción, siendo de las más utilizadas a gran escala. Se caracteriza porque recibe un flujo de agua en dirección radial y, conforme este se mueve a través de la turbina, se convierte en un flujo de agua de dirección axial a la salida. Esto la clasifica en el tipo de flujo mixto o radial-axial.

Aunque existen diferentes diseños, normalmente la turbina consta de una cáscara o cámara espiral. Esta cámara se encarga de distribuir el agua por toda la periferia del rodete a través del predistribuidor y del distribuidor. La forma espiral asegura que el máximo área de paso del agua esté a la entrada de la turbina y que, conforme se acerca al rodete, esta área disminuye. Esto propicia que el agua fluya a velocidad constante y que no se formen torbellinos que puedan originar pérdidas de carga.



Figura 5. Turbina Francis.

Como se ha mencionado, la turbina posee un predistribuidor que tiene como objetivo transmitir a los cimientos de la instalación las cargas debidas a órganos fijo, móviles y al empuje axial que se realiza sobre el rodete. Está formado por una o varias unidades que establecen un conjunto con la cámara espiral y originan unas pérdidas relativamente pequeñas.

Por otra parte, el distribuidor está formado por un conjunto de palas móviles que se encuentran concéntricas al rodete. La función de estas palas es distribuir, regular e incluso interrumpir el caudal de agua que fluye hacia la turbina. Además de las palas, el distribuidor también está formado por un sistema de accionamiento que incluye servomecanismos, bielas, palancas y anillos. Este sistema, junto al regulador de velocidad, permite controlar el equipo.

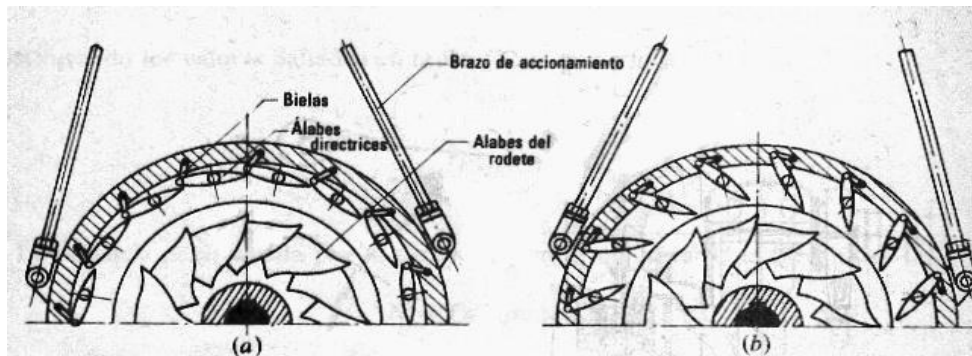


Figura 6. Esquema de funcionamiento de las palas.

El rodete consta de un núcleo central que tiene a su alrededor un número determinado de álabes, constituidos por una serie de paletas fijas que se encuentran torsionadas. Debido a esta forma se consigue que en la turbina entre el flujo de agua en dirección radial y salga en dirección axial. La longitud y forma de los álabes, así como su inclinación respecto al eje, depende del caudal, el salto de agua y de la velocidad específica.

Además, la turbina Francis posee un tubo de aspiración que se encuentra situado tras el rodete. Principalmente se encarga de conducir la corriente al canal de salida, recuperar la máxima energía cinética residual posible a la salida del rodete y aprovechar la altura estática de aspiración (salto de agua entre salida del rodete y la altura aguas abajo).

Esta turbina se caracteriza por adaptarse bien a una gran variedad de saltos y caudales, teniendo así un rango de utilización grande. Para hacerse una idea, pueden trabajar en caudales comprendidos entre $1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $200 \text{ m}^3/\text{s}$.

En cuanto al salto de agua, las turbinas Francis abarcan alturas entre 15 m y 400 m. Con esto se relaciona su rango de velocidades específicas entre 58 y 1500 rpm. Normalmente se suele hacer una distinción entre Francis lenta, media y rápida. Aproximadamente, la turbina Francis lenta se usa para saltos de agua por encima de 200 m, la media entre 50 y 200 m y la rápida para saltos de menos de 50 m.

En condiciones óptimas de funcionamiento la turbina Francis tiene un rendimiento superior al 90% y permite variaciones de caudal de entre 40% y 105% respecto al de diseño. No obstante, debe tenerse en cuenta que su rendimiento varía considerablemente con el caudal.

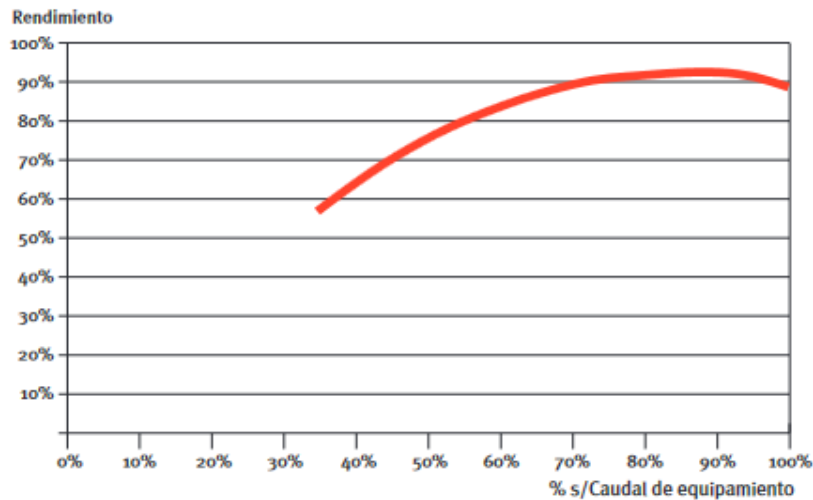


Figura 7. Rendimiento medio de la turbina Francis.

1.3.4.3. Kaplan

Las turbinas Kaplan se definen como de reacción y están diseñadas para instalaciones de pequeño salto de agua. Existen diferentes tipos de turbinas Kaplan, pudiendo clasificarse según su sistema de regulación. En este sentido podemos encontrar las turbinas Kaplan de doble regulación y las turbinas de simple regulación, donde encontramos las de tipo Semikaplan y tipo Hélice.

Las turbinas Hélice se conforman tanto de un distribuidor fijo como de un rodete con varias palas (suelen ser 4 o 5) fijas también. Por su parte, las turbinas Semikaplan permiten una mayor regulación porque poseen un rodete con palas ajustables, lo que permite trabajar en un rango mayor de caudales.

En cuanto a las turbinas Kaplan de doble regulación, estas permiten orientar tanto los álabes del rodete como del distribuidor. Esto supone una mayor regulación, lo que lleva a mayores rangos de caudales y mejores rendimientos, aunque los costes son más elevados.

Respecto a los componentes de las turbinas Kaplan, la mayoría de componentes tienen las mismas características y funciones que las turbinas Francis. No obstante, el principal componente que diferencia ambas turbinas es el rodete.

El rodete de las turbinas Kaplan tiene forma de hélice de barco y suele incluir entre 3 y 8 álabes o palas. Tanto para la turbina Kaplan como para la Semikaplan estos álabes pueden girar para conseguir la orientación más adecuada según los requerimientos de salto y caudal.

Los álabes se encuentran unidos al cubo o la ojiva, que es un cilindro hueco en cuyo interior se encuentran los sistemas de orientación de los álabes. Además este cubo tiene forma troncocónica en su extremo inferior para evitar desprendimientos del fluido y mantener un flujo regular. En la zona media, donde se encuentran las palas, la forma es más bien esférica.

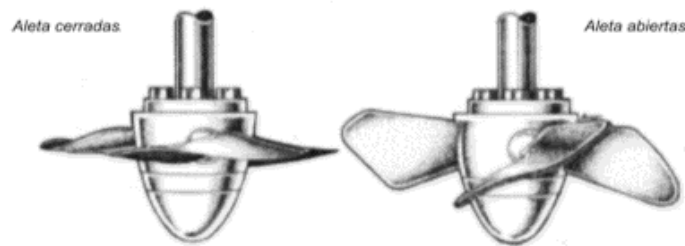


Figura 8. Funcionamiento de turbina Kaplan.

Cabe destacar que se han descrito las turbinas Kaplan con cámara espiral, las cuales son ampliamente utilizadas. Existen otro tipo de turbinas Kaplan que no tienen cámara espiral, donde la entrada del flujo pasa directamente por un distribuidor donde los álabes se encuentran situados en un plano perpendicular al eje de la turbina. Existen dos tipologías de este tipo de turbinas: las turbinas tubulares o en S y las bulbo.

Como se ha comentado anteriormente, las turbinas Kaplan se utilizan para pequeños saltos, normalmente hasta 70 metros. Las velocidades específicas a las que suele trabajar se encuentran en un rango de entre 70 y 750 rpm, siendo normalmente mayores a 250 rpm. En cuanto a caudales suelen ser superiores a 15 m³/s y pueden llegar hasta los 200 m³/s.

Las turbinas Kaplan poseen un rendimiento de alrededor del 90% para el caudal nominal. Una vez alejados de este caudal, el rendimiento disminuye más o menos en función del tipo de turbina Kaplan, tal y como se muestra en el siguiente gráfico.

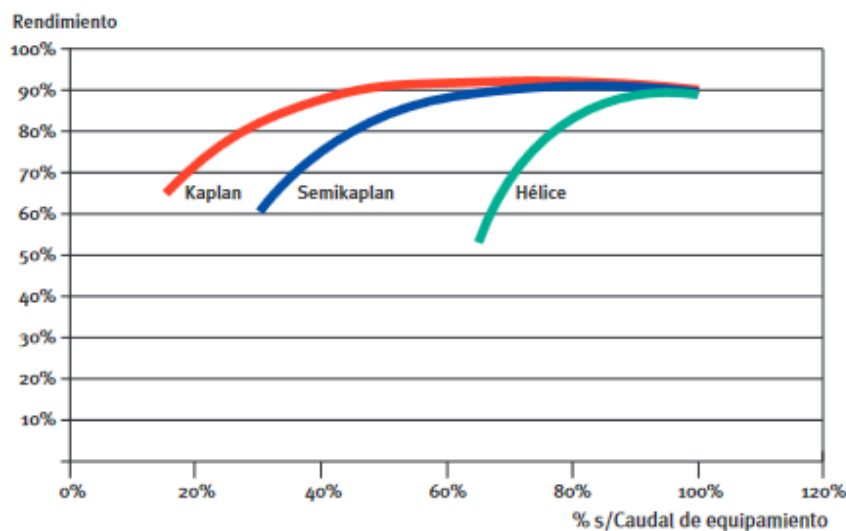


Figura 9. Rendimiento medio de las turbinas Kaplan.

1.3.4.4. Flujo cruzado

La turbina de flujo cruzado es también conocida como Ossberger, Michell-Banki o de doble impulsión. Este tipo de turbinas entran dentro de la clasificación de turbinas de acción. Destaca por ser relativamente sencilla y barata de fabricar.

Esta turbina se caracteriza porque en su funcionamiento se efectúan dos impulsos del agua en el rodete. El primero se realiza cuando el caudal orientado por el álabe del inyector entra en la turbina y golpea las palas. El segundo impulso se efectúa una vez el caudal ya ha atravesado el interior del rodete, cuando sale de éste hacia el tubo de aspiración.

Entre los elementos que la componen, a la entrada se encuentra un inyector de sección rectangular que incluye un álabe encargado de regular el caudal que entra en la turbina para que se consiga la eficiencia óptima.



Figura 10. Turbina de flujo cruzado.

En cuanto al rodete, este tiene forma cilíndrica con dos discos sólidos en los extremos de éste. Las palas están dispuestas como generatrices y tienen una forma característica para aprovechar tanto el impacto del agua como la energía residual que le queda al caer. Estas palas se encuentran soldadas por los extremos a los discos sólidos.

Este tipo de turbinas tiene un amplio rango de aplicación. Puede utilizarse para saltos netos de 1 a 200 m, llegando a trabajar con velocidades específicas entre 10 y 200 rpm. No obstante, suele utilizarse para saltos superiores a 40 m.

En cuanto a caudales, suelen trabajar con muy bajos, siendo inferiores a $5 \text{ m}^3/\text{s}$. Esto limita este tipo de instalaciones a pequeñas potencias, lo que significa que su campo de utilización está dentro de las mini-centrales hidráulicas.

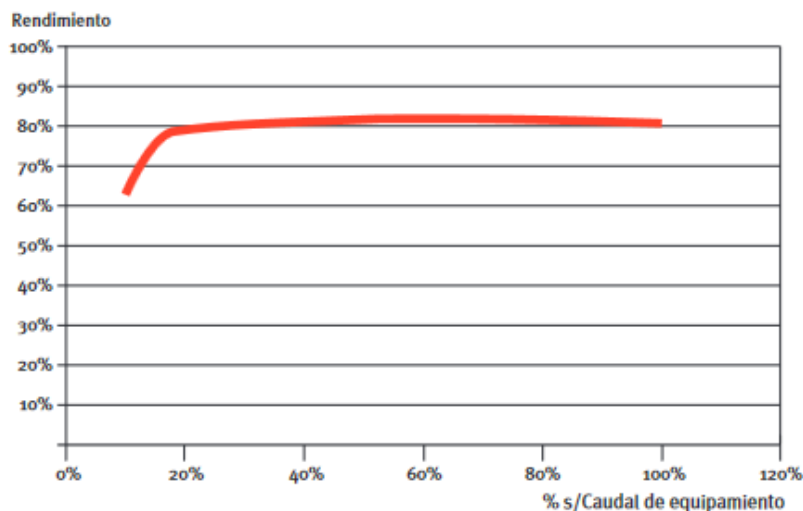


Figura 11. Rendimiento medio de la Turbina de Flujo Cruzado.

Su rendimiento para el caudal nominal es ligeramente inferior a otras turbinas, estando entre un 80% y un 85%. Por otra parte, este rendimiento se mantiene casi constante para un gran rango de caudales, llegando a ser del 80% para un caudal del 20% respecto al nominal, tal y como se ve en la Figura 11.

1.3.4.5. Molino de agua

Los molinos de agua son una de las tecnologías hidráulicas más antiguas que existen. Aunque existen ciertas aplicaciones hoy en día, están más vistas como muestras de la antigüedad que como herramientas para la obtención de energía eléctrica. No obstante es importante destacar su papel durante la revolución industrial como medio para aprovechar fuentes de energía hidráulicas.



Figura 12. Molino de agua tradicional.

Aunque se pueden clasificar diferentes tipos según el modo de funcionamiento (agua cayendo desde arriba, circulando por abajo, etc.), normalmente el molino o rueda hidráulica consiste en un rodete circular con palas en su periferia, situadas en intervalos regulares. Tal como el agua golpea las palas mueve al molino gracias a su fuerza de empuje.

Su rango de aplicación se encuentra en saltos de 0.5 a 10 m llegando a girar a velocidades muy bajas, normalmente entre 7 y 12 rpm. Suele trabajar con caudales desde menos de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ hasta un máximo de $6 \text{ m}^3/\text{s}$, y tiene rendimientos muy bajos para la generación eléctrica.

Por lo tanto su aplicación para la generación de energía, sin ser imposible, se encuentra muy limitada, ya que no consigue competir con otros tipos de turbinas.

1.3.4.6. Tornillo de Arquímedes

Del mismo modo que el molino de agua, el tornillo de Arquímedes es una de las tecnologías hidráulicas más antiguas. Durante miles de años ha sido una herramienta encargada de elevar agua, aunque también sigue teniendo múltiples aplicaciones, como por ejemplo el transporte de grano, sustancias químicas o aguas residuales.

Durante finales del siglo XX, científicos e ingenieros descubrieron que operando el tornillo de Arquímedes de una forma inversa a la tradicional se conseguía generar energía eléctrica. Es decir, dejando caer agua a través del tornillo se podía obtener una turbina



Figura 13. Tornillo de Arquímedes generador.

hidroeléctrica.

El hidrotornillo en sí consta de un eje cilíndrico interior alrededor del cual se sitúan una o más superficies helicoidales ortogonales al eje. Además, debe existir una estructura en la que esté apoyada el tornillo, así como rodamientos que permitan su giro cuando caiga el agua.

El agua entra al tornillo por la parte superior, siendo el propio peso del agua el que realiza la fuerza de empuje sobre la espira helicoidal, permitiendo que el agua caiga al nivel inferior y haciendo así girar el tornillo. Este movimiento rotatorio puede transformarse en energía eléctrica a partir de un generador que está conectado al eje del tornillo.

Las principales ventajas de este tipo de turbina son su alta eficiencia en pequeños saltos de agua, elevado rendimiento para diferentes caudales, gran durabilidad, seguridad, bajo mantenimiento y reducido impacto ambiental. Un ejemplo de esto último es que esta turbina permite incluso dejar pasar a los peces nadando a través de ella.

El rango de actuación de los hidrotornillos utilizados en la actualidad se establece como:

- Caudal entre 0.1-14 m³/s.
- Salto hidráulico entre 1-10 m.
- Rendimiento hidráulico entre 70 y 85 %.
- Permite operar a caudales del 15% hasta el 120% respecto al nominal sin pérdidas significativas de eficiencia.
- Potencias de salida entre 1-350 kW.
- Velocidades típicas de rotación entre 25 y 80 rpm.

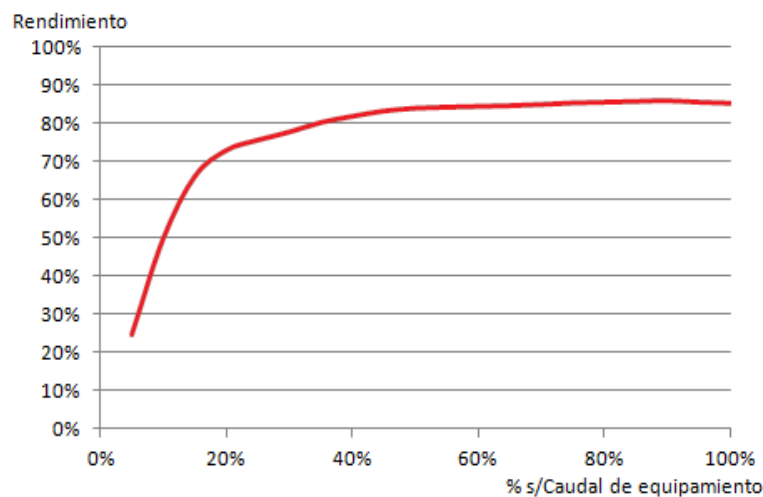


Figura 14. Rendimiento medio del Tornillo de Arquímedes generador.

Otra ventaja que se puede destacar de este tipo de sistema es que la obra civil necesaria es mínima, ya que su aplicación está reducida a minihidráulica. Además de esto, debido al tipo de instalación, se adapta fácilmente al flujo de agua.

De todas formas, a pesar de la larga historia del tornillo, existen muy pocas mejoras en la literatura respecto al diseño y dinámica del dispositivo cuando se utiliza para la generación de energía.

1.3.5. Comparación entre turbinas

A continuación se detalla una tabla en el que se muestran las principales condiciones de funcionamiento de varias turbinas hidráulicas:

Tabla 3. Principales propiedades de las turbinas.

	Pelton	Francis	Kaplan	Flujo Cruzado	Molino de agua	Tornillo de Arquímedes
Salto de agua (m)	100-1600	15-400	2-70	1-200*	0.5-10	1-10
Caudal (m ³ /s)	0.1-20	1-200	15-200	0.4-5	<6	0.1-14
Rendimiento nominal (%)	90	90	90	80-85	Bajo	70-85
Rendimiento al 20% nominal (%)	80	-	70	80	-	60-70
Velocidad de rotación (rpm)	150-1500	58-1500	70-750	10-200	7-12	25-80

* Se suele emplear para saltos superiores a 40 m.

A partir de la tabla 3 puede obtenerse una idea de qué tipo de turbina puede ser la más óptima para el caso de estudio de saltos de agua de pequeña potencia.

En el presente proyecto, los saltos estudiados hacen referencia altura que pueden variar de 1 m y 4 m aproximadamente y de caudales que se encuentren entre los 15 y 200 litros por segundo (l/s).

Con estas características se delimita mucho la tipología de turbina a escoger, aunque también es bueno considerar otros factores como pueden ser obra civil, coste, mantenimiento, etc. Al fin y al cabo, estos factores son los que pueden decantar la selección de una u otra turbina.

Partiendo de esta información, se pueden descartar las turbinas Pelton y Francis, ya que sus rangos de funcionamiento requieren grandes saltos de agua, los cuales no son compatibles en aplicaciones de micro-hidráulica.

La turbina Kaplan, por otro lado, puede ajustarse para trabajar con saltos pequeños. No obstante, presenta valores de caudal nominal altos, por lo que en casos de baja potencia donde los caudales medios no son muy elevados, su rendimiento es bajo. Por otro lado, requiere de mayor obra civil, un buen sistema de enrejado y mucho mantenimiento.

El molino de agua no se considera para la generación eléctrica debido a que presenta velocidades de rotación y un rendimiento muy bajo. Además su instalación requiere de una gran adaptación y obra civil debido a la configuración del molino.

Esto nos lleva a que los tipos de turbina que mejor pueden adaptarse según los requisitos técnicos del salto de agua son la turbina de flujo cruzado y la del tornillo de Arquímedes.

Aunque en un principio la turbina de flujo cruzado podría adaptarse a las necesidades del salto de agua, normalmente se utilizan para aquellos que superan los 40 metros. No obstante, para poder ajustarse a un salto hidráulico tan pequeño, requiere de un aumento del caudal, por lo que trabajar con las condiciones del emplazamiento significa una disminución del rendimiento.

Además, debe considerarse que en comparación con el tornillo de Arquímedes, que es la otra opción estudiada, la turbina de flujo cruzado requiere de mayor obra civil y mantenimiento.

Esto lleva a la conclusión de que, en la actualidad, las características del tornillo de Arquímedes le permiten poder adaptarse a los requisitos de saltos de agua de baja potencia. Además, presenta otras ventajas como un bajo mantenimiento, poca obra civil, y que permite el paso de peces nadando a través de él, no necesitando un sistema de enrejado tan estricto a la entrada.

Siguiendo la teoría estudiada, según varios estudios (Williamson et al. (2014), ESHA (2006)) el tornillo de Arquímedes es el generador hidroeléctrico más eficiente para pequeños saltos de agua, considerando que tiene los costes más competitivos y los impactos medioambientales más bajos.

Como pegas, el tornillo de Arquímedes gira a bajas revoluciones por lo que necesita un multiplicador para acoplarse correctamente al generador. Además, es preferible utilizar un generador de bajas velocidades para que no sea necesario un multiplicador con altas prestaciones. Además, en la actualidad se emplea más para conseguir potencias de varias decenas de kW, por lo que su estudio a muy bajas potencias (menos de 1 kW) se encuentra poco estudiado.

Por ello, aunque el tornillo de Arquímedes pueda ser un tipo de turbina adecuada para pequeños saltos de agua, es necesaria una optimización del modelo tradicional para adaptarlo correctamente a la generación eléctrica.

1.4. Normas y referencias

1.4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

Normativa aplicada en la realización del presente proyecto:

- UNE-EN-157001: Criterios generales para la elaboración de proyectos.
- UNE 1032:1982: Dibujos técnicos. Principios de presentación.
- UNE 1-027-95: Dibujos técnicos. Plegado de planos.
- UNE 1-035-95: Dibujos técnicos. Cuadros de rotulación.
- UNE 1039:1994: Dibujos técnicos. Acotación, principios generales, métodos de ejecución e indicaciones especiales.
- UNEEN ISO 5456-2: Dibujos técnicos. Escalas.

1.4.2. Bibliografía

- Alois Lashofer, Werner Hawle, Irina Kampel, Florian Kaltenberger, Bernhard Pelika (2011). *State of Technology and Design Guidelines for the Archimedes Screw Turbine*. Institute of Water Management, Hydrology and Hydraulic Engineering (BOKU).
- Chris Rorres (2000). *The Turn of the Screw: Optimal Design of an Archimedes Screw*. Journal of hydraulic engineering 126(1), pp. 72-80.
- Dirk M. Nuernbergk y Chris Rorres (2013). *Analytical Model for Water Inflow of an Archimedes Screw Used in Hydropower Generation*. Journal of hydraulic engineering 139, pp. 223-220.
- European Small Hydropower Association (2006). *Guía para el desarrollo de una pequeña central hidroeléctrica*. ESHA 2006.
- Gerald Müller y James Senior (2009). *Simplified theory of Archimedean screws*. Journal of hydraulic research Vol. 47, No.5, pp. 666-669.
- Germán Martínez Montes y M^a del Mar Serrano López (2004). *Minicentrales Hidroeléctricas: Mercado Eléctrico, Aspectos Técnicos y Viabilidad Económica de las Inversiones*. BELLISCO, Ediciones técnicas y específicas.
- Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (1996). *Manual de minicentrales hidroeléctricas*. Madrid: Cinco Días (Manuales de Energías Renovables; 1).
- Jesús Fraile Mora (2008). *Máquinas eléctricas*. McGraw-Hill Interamericana de España S.L.; Edición: 6.
- José Francisco Sanz Osorio (2008). *Energía hidroeléctrica*. Pressas Universitarias de Zaragoza.
- K. Brada (1999). *Wasserkraftschnecke ermöglicht Stromerzeugung über Kleinkraftwerke [Hydraulic screw generates electricity from micro hydropower stations]*. Maschinenmarkt Würzburg, Mitteilung 14, pp. 52-56.
- Murray William Keith Lyons (2014). *Lab Testing and Modeling of Archimedes Screw Turbines*. A Thesis presented to The Faculty of Graduate Studies of The University of Guelph.
- Rural RES, Diputación de Huelva. *Guía de buenas prácticas en energía mini hidráulica*. Programa de Energía Inteligente para Europa, IEE/07/797/SI2.499715.
- S.J. Williamson, B.H. Stark, J.D. Booker (2014). *Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis*. Renewable Energy 61, pp. 43-50.

1.4.3. Programas de cálculo

Se han utilizado principalmente los siguientes programas de cálculo a la hora de realizar diferentes etapas del diseño del proyecto:

- Ansys 16.2 (y versión 17.2): Software de simulación en el que se utiliza la dinámica de fluidos computacional (CFD) para predecir el comportamiento de un fluido, por lo que se utiliza para las simulaciones del funcionamiento de la microturbina. Además, también permite realizar estudios estructurales mediante el método de los elementos finitos (FEM) por lo que también es utilizado para comprobar la resistencia de los materiales.
- CES EduPack 2016: Este software se trata de una base de datos con casi 4000 materiales, teniendo información sobre múltiples características y propiedades de éstos.

- Matlab 7.12.0: Programa de cálculo. Sirve también para programar el método teórico que permita obtener la geometría óptima del runner a partir de las características del salto de agua.
- Solidworks 2016: Programa CAD para el diseño del runner que conformará la simulación y para la elaboración de planos.

1.5. Definiciones y abreviaturas

1.5.1. Definiciones

- Filete helicoidal: Superficies con formas helicoidales que conforman las palas de runner.
- *Fish Friendliness*: capacidad de la microturbina para permitir el paso de los peces a través de ella.
- Hidrotornillo: Sinónimo de runner. También se puede emplear la expresión tornillo a secas. Se utiliza porque el diseño del runner parte del Tornillo de Arquímedes tradicional.
- Runner: Hace referencia a la parte de la microtrubina que convierte la fuerza del agua en fuerza mecánica rotatorio. Consta de un eje central sobre el que hay varias superficies helicoidales enrolladas.

1.5.2. Abreviaturas

- CAD: Diseño Asistido por Computadora.
- CFD: Dinámica de Fluidos Computacional.
- DOD: *Depth of Discharge* (Profundidad de Descarga)-
- FEM: Método de los Elementos Finitos.
- IP: *International Protection*.
- IVA: Impuesto sobre el Valor Añadido.
- MPPT: *Maximum power point tracking* (Maximizador).
- NdFeB: Neodimio.
- PMG: Generador de Imanes Permanentes.
- PR: Periodo de Retorno.
- TIR: Tasa Interna de Retorno.
- VAN: Valor Actual Neto.

1.6. Requisitos de diseño

Como se ha visto anteriormente, el hidrotornillo basado en el tornillo de Arquímedes se trata, posiblemente, del equipo más eficiente para la generación eléctrica a partir de pequeños saltos de agua. Por lo tanto lo que se busca es optimizar la geometría y características técnicas

de la microturbina para obtener un modelo de alta eficiencia que pueda ser utilizado en aplicaciones de baja demanda energética.

Esta valoración general permite clasificar los requisitos del proyecto en distintas categorías:

1.6.1. Requisitos del runner

El runner o tornillo debe ser capaz de generar energía eléctrica para saltos de agua de pequeña potencia. Este equipo debe estar adaptado para poder generar potencias de entre 100 W y 5 kW, con alturas que puedan variar entre 1 m y 4 m y caudales que fluctúan entre los 15 l/s y 200 l/s.

No obstante, se ha decido realizar el estudio de la geometría de un runner que trabaje en un salto de agua de 1 m y un caudal medio de 15 l/s, esperando una potencia de alrededor de 100 W. El objetivo de realizar el estudio de una microturbina para estas características de salto de agua, es que a tan bajas potencias no está aprovechada esta fuente de energía, por lo que es interesante conocer si es viable colocar un generador que la aproveche.

La optimización debe permitir que la obtención de energía sea lo más eficiente posible, consiguiendo valores de rendimiento suficientemente altos.

Además, debe considerarse la definición de módulos estandarizados, lo cual permite establecer pocos modelos comerciales, reduciendo así costes y tiempo de fabricación. Estos módulos deben permitir actuar a la microturbina dentro de los rangos de funcionamiento establecidos.

1.6.2. Requisitos de los materiales

Con la definición de los módulos pre-establecidos, debe considerarse qué materiales son adecuados para la fabricación del runner. Los principales requisitos que el material debe cumplir son:

- Poder ser fabricado para geometrías medianamente complejas, formadas por un eje sobre el que se encuentran diferentes superficies helicoidales.
- Resistente al entorno. El runner se encontrará al aire libre y circulará a través de él agua continuamente, por lo que se deben tener en cuenta consideraciones como resistencia a la corrosión y que el material pueda trabajar en ambientes húmedos.
- Material rígido y con gran resistencia para aguantar la presión del agua ejercida sobre las palas.
- Buena resistencia a la abrasión y al desgaste, ya que el runner se encontrará constantemente sometido al paso de agua y de elementos transportados en el fluido.

1.7. Análisis de soluciones

1.7.1. Análisis del runner

A pesar de que el tornillo de Arquímedes es una herramienta que es conocida desde hace miles de años, no existe una teoría extensa desarrollada que describa completamente sus características técnicas. Por lo tanto, a la hora de diseñar un sistema basado en este equipo, la

capacidad y la experiencia del ingeniero al cargo del diseño serán los primordiales principios para conseguir un tornillo óptimo.

Por otra parte, el descubrimiento del tornillo de Arquímedes como generador de energía eléctrica es más reciente, datándose de principios del siglo XIX las primeras menciones a partir del famoso ingeniero Claude Louis Marie Henri Navier. Un siglo más tarde, en el año 1922, William Moerscher patentó la primera turbina basada en un hidrotornillo.

En la actualidad, aunque aún no se ha conseguido determinar de forma teórica cómo se comporta el tornillo trabajando de generador, sí existen estudios y publicaciones que se acercan de forma eficiente a cómo debe diseñarse. Entre estas publicaciones, algunas de las cuales son muy recientes, se encuentran la de Dirk M. Nuernbergk y Chris Rorres (2013), la de C. Rorres (2000), la de Gerald Müller y James Senior (2009) la de K. Brada (1999) o la de Lashofer et al. (2011).

Para la obtención de la geometría más óptima para la generación de energía a partir de una microturbina basada en el tornillo de Arquímedes, se ha realizado un estudio bibliográfico de dichos estudios y publicaciones. Estos trabajos relacionan diferentes parámetros geométricos del runner con el funcionamiento intrínseco de éste.

Con este estudio bibliográfico se puede realizar un método teórico que permita, no solo conocer las principales características de la geometría óptima, sino también valores de funcionamiento tales como el rendimiento, la potencia o el par generado por la microturbina.

A la hora de elaborar el método teórico, se ha estudiado cuáles deben ser las variables de entrada y qué valores deben ser fijos. Tal y como se explicará en el anexo de cálculos, finalmente se ha escogido que las únicas variables de entrada sean el salto de agua y caudal medio. Esto tiene un punto de vista más comercial, ya que los datos que el cliente final aportará son las características del salto, por lo que el ángulo de inclinación del runner u otras variables relacionadas con la geometría del éste deberán ser calculadas para optimizar su funcionamiento.

Para poder validar este método teórico se ha decidido calcular, a partir de los requisitos del runner establecidos respecto a caudal medio y salto de agua, una geometría concreta para un hidrotornillo de unos 100 W de potencia aproximadamente. El proceso de cálculo se adjunta en la parte de anexos, explicándose al detalle.

Una vez obtenida esta geometría se ha tenido en cuenta dos formas de poder comparar el método teórico establecido con el funcionamiento del runner en la realidad: la realización de un prototipo o realizar una simulación. La realización de un prototipo supone un proceso caro y largo, ya que además de su construcción e instalación, se necesitan hacer diferentes pruebas de reingeniería. Por ello, se ha optado por realizar una simulación utilizando la dinámica de fluidos computacional (CFD). Mediante el software ANSYS® se pueden realizar simulaciones sobre el paso del fluido (en este caso agua) a través de la geometría calculada mediante el método teórico, para validarla o bien para encontrar posibles mejoras a realizar.

El uso de simulaciones significa un gran ahorro de dinero y tiempo respecto a los prototipos, siendo cada vez más utilizadas por todo tipo de industrias, ya que se acercan de manera precisa al comportamiento real.

Además del cálculo y la validación de una geometría de baja potencia, mediante el método teórico se establecerán una serie de módulos estandarizados para la construcción de hidrotornillos. El objetivo de estos módulos es poder realizar moldes que permitan la fabricación en serie de hidrotornillos, facilitando la producción industrial y abaratando costes.

En la actualidad, la mayoría de tornillos de Arquímedes fabricados, tanto para trabajar de turbinas como de bombas, se realizan de una sola pieza de acero con recubrimientos para que estén protegidos de la corrosión. La producción de estos tornillos requiere de maniobras de mecanizado que necesitan mucha mano de obra y tiempo de fabricación. Fabricantes como Hallidays Hydropower establece un tiempo de fabricación de entre 16 y 28 semanas, lo cual aumenta el coste final del equipo considerablemente.

Otro aspecto a tener en cuenta es el transporte y la instalación de la microturbina hidráulica. Un tornillo capaz de generar unos 500 W puede alcanzar longitudes de hasta 3 metros, por lo que intentar transportar e instalar un tornillo de acero con estas dimensiones puede ser complicado, necesitando grúas y bastante tiempo de montaje.

Esto lleva a la necesidad de plantear alternativas capaces de solventar los puntos problemáticos referentes a la construcción, transporte e instalación de microturbinas basadas en el tornillo de Arquímedes, con el fin de poder reducir costes y así obtener un producto de mercado más competitivo.

Una alternativa a este modelo de fabricación en el que el tornillo se hace de una sola pieza, es producirlo de forma modular. Esto significa que el tornillo está formado por distintas piezas o módulos que son acoplados uno tras otro a través de un eje metálico. Esta forma de fabricación ya se conoce en sinfines que son utilizados en diferentes industrias, como por ejemplo la alimenticia, para el transporte de materias.



Figura 15. Tornillo sinfín modular.

Las dos principales características a definir para establecer diferentes módulos son: cuántos tipos de módulos son necesarios para poder ocupar todo el rango de trabajo establecido en los requisitos del runner y qué características geométricas serán las que definan dichos módulos.

Para el análisis de número de módulos, se ha tenido en cuenta que el rango de potencias puede variar entre 100 W y 5 kW, lo cual supone ser muy amplio para uno o dos módulos tan solo. Por lo tanto, se compara entre 3 y 4 módulos, ya que se requiere que sea un número bajo para no necesitar muchos moldes y abaratar así costes. Como se verá en resultados, tan solo con analizar 3 módulos distintos se consigue ocupar todo el rango de trabajo establecido, por lo que se definirán 3 geometrías distintas.

En cuanto a las características geométricas, se determinan dos principales. Por un lado el avance (distancia que tarda en dar una vuelta un filete helicoidal del runner), ya que es la longitud mínima que puede tener el hidrotornillo. Se toma que cada módulo tenga como longitud su avance para poder realizarlos los más pequeños posibles, facilitando así su transporte y fabricación. Por otra parte, el otro parámetro que se ha definido es el diámetro externo, ya que para a partir de éste (que depende del caudal medio) pueden obtenerse el resto de características geométricas del hidrotornillo mediante el método teórico establecido anteriormente.

1.7.1.1. Comparación entre tornillo de una sola pieza y modular

- **Tornillo de una sola pieza**

Este método de diseño del tornillo de Arquímedes es el que se utiliza en la actualidad para microturbinas hidráulicas. Básicamente consiste en realizar mediante diferentes operaciones de mecanizado y soldadura un hidrotornillo formado por un eje central hueco sobre el que se fijan varios filetes helicoidales a su alrededor.

Debido al tipo de método de fabricación empleado, principalmente los tornillos se fabrican de acero, básicamente debido a su bajo precio. Éstos incluyen recubrimientos que protegen al material del entorno, evitando la corrosión y degradación del equipo. No obstante, también existen algunos modelos de tornillos de Arquímedes para la generación de energía formados por materiales compuestos, aunque estén diseñados para instalarse de una sola pieza. Estos últimos pueden ser conformados por otros tipos de procesos de fabricación como por ejemplo el moldeo.

La principal ventaja de este método de fabricación es que el tornillo de una pieza puede adaptarse perfectamente a los requisitos de la instalación. Al no precisar de moldes, su construcción parte de cero, por lo que puede llevarse a cabo el diseño óptimo para las características de salto y caudal dadas. Aunque esto signifique un mayor trabajo de diseño, la energía que se obtendrá será igual o superior a la que se tendría con un sistema modular, ya que esté depende del tamaño de los módulos pre-establecidos.

Otra ventaja de este tipo de fabricación (considerando el mecanizado con soldadura) es que no requiere de moldes, por lo que su coste para prototipos es más bajo que si se construyese de forma modular. Por otra parte, evita la posibilidad de errores como un mal ajuste de módulos, ya que el conjunto está todo unido.

No obstante, este tipo de diseño presenta serios problemas, tal y como se ha descrito antes. Por un lado, el hecho de que esté fabricado de una sola pieza hace que el peso del tornillo sea muy alto, incrementándose mucho si además la densidad del material es elevada, como es el caso de los aceros. Si a esto se le suma su grandes longitudes, el transporte se vuelve muy complicado, requiriendo de grúas y camiones para poder mover el sistema desde el taller o la fábrica hasta el lugar de instalación.

Esto dificulta claramente poder llegar a las principales aplicaciones que pretende abarcar la microturbina. Las zonas rurales apartadas requieren viajes por carretera complicados donde es difícil que un gran camión llegue. Además, la internacionalización del producto, haciendo que

llegue a países en vías de desarrollo, también se complica, ya que es imposible transportar por avión un sistema completo de una sola pieza.

Además, para el montaje también se necesitará mucho tiempo, grúas y gran mano de obra que pueda maniobrar correctamente el equipo para ajustarlo a los requisitos del salto de agua.

Todo esto hace incrementar el coste final de la instalación considerablemente, por lo que se hace necesario buscar alternativas que puedan ser compatibles con las aplicaciones descritas, a la vez que se reduce el precio.

- **Tornillo modular**

Hoy en día existen varios fabricantes de tornillos sinfines modulares para el transporte de materias e incluso fluidos. Básicamente consiste en un eje metálico (que puede construirse sencillamente por extrusión) sobre el que se va poniendo, uno detrás de otro, diferentes módulos que conforman el tornillo. Estos módulos disponen de un eje principal atravesado, por donde se acoplaría al eje metálico y las palas que lo rodean.

A la hora de instalarlo, se va poniendo un módulo detrás de otro, asegurando que tanto el principio del tornillo como el fin estén bien sujetos para impedir que se deslicen los módulos.

Al tratarse de módulos pequeños (dependen del diámetro y avance) pueden producirse mediante técnicas de moldeo para facilitar la fabricación en serie. Por lo tanto, es normal que los sinfines modulares, utilizados para el transporte de materias, estén fabricados de materiales compuestos o poliméricos.

No obstante, no se conoce microturbinas basadas en el tornillo de Arquímedes que tengan este tipo de diseño modular por lo que su inclusión puede suponer una ventaja competitiva para este tipo de turbina hidráulica de baja potencia.

Las principales ventajas que otorga un diseño modular este tipo de microturbina son facilidad de transporte e instalación. El hecho de que se realice en pequeños módulos permite apilar en cajas el tornillo, pudiendo simplificar considerablemente su transporte. Además, si se trabaja con materiales con densidades no muy altas, su peso disminuye mucho, pudiendo incluso mover el tornillo manualmente.

Esto supondría un enorme adelanto para poder llevar esta forma de obtención de energía a zonas alejadas. Para el caso de instalaciones rurales aisladas ya no sería necesario disponer de grúas ni camiones para mover el sistema, ya que este puede dividirse por partes que ocupan poco espacio y son menos pesadas. De la misma manera, si se pretende llevar estas microturbinas a países en vías de desarrollo, con este diseño sí se puede emplear el avión como transporte.

Además, la instalación de la microturbina se vuelve más sencilla, ya que con un solo operario de forma manual se puede colocar el tornillo juntando módulos, uno tras otro, en el eje metálico. Esto evita una gran mano de obra y el uso de grúas o equipos auxiliares, lo cual aumenta el coste final del sistema. De la misma forma, al tratarse de un montaje sencillo, se puede considerar la opción de que, con la ayuda de un manual de instrucciones previamente

elaborado, los tornillos de más baja potencia puedan ser montados por los propios usuarios, pudiendo reducir aún más los costes al tiempo de que se aumentan las posibilidades comerciales del producto.

Por otra parte, el hecho de que puedan producirse los módulos por moldeo significa una alta inversión inicial en moldes, lo que complica la implantación de éste método para un solo prototipo. Es decir, el diseño modular está pensado para la producción en serie, aprovechando las ventajas de fabricar módulos a partir de moldes pre-establecidos. Además, cabe destacar que el precio de un molde para módulos es semejante al de un tornillo entero por lo que, contando costes globales sale más barato como método de producción el sistema modular.

Existen varias técnicas de moldeo posible para la fabricación de los módulos. Una posible puede ser la de inyección. Básicamente se prepara un molde (puede variar el material, por ejemplo puede ser acero), se colocan las fibras de refuerzo dentro, se cierra el molde y se inyecta la resina cerrando la entrada. Posteriormente se aplica el vacío hasta conseguir una “gelificación”, tras la que, mediante una limpieza y el uso de un desmoldante, se obtiene el módulo deseado.

Otra desventaja de este método de fabricación es que, al tratarse de módulos fijo con una longitud ya establecida, no siempre se puede adaptar el tornillo completo al diseño óptimo de cada salto de agua ya que la inclinación variaría, siendo una restricción fijada por el salto de agua y la longitud total de los módulos.

No obstante, esto podría solucionarse añadiendo una operación de mecanizado posterior a la fabricación de los moldes. Para ajustarse al diseño óptimo del salto de agua, si es necesario, se eliminaría la parte correspondiente al último módulo para que la longitud total del tornillo cuadre con la calculada óptimamente.

Con esto se evitaría añadir aún más restricciones al diseño (ya que el diámetro está fijo) además de que la cantidad de material extraído al último módulo puede ser reutilizado en nuevos procesos de moldeo.

1.7.1.2. Consideraciones de la estandarización

A la hora de realizar la estandarización, como se ha explicado, se ha tenido en cuenta qué se establecen tres módulos distintos y que el avance y el diámetro exterior del módulo son los parámetros definitorios.

Como el avance depende del diámetro exterior directamente mediante el ratio S/D , se ha optado que el diámetro exterior sea el parámetro principal a la hora de diseñar y escoger lo módulos para una aplicación concreta.

A la hora de escoger el módulo adecuado a instalar, se deberá tener en cuenta el caudal medio del emplazamiento, ya que el diámetro depende de este valor. Para obtener el valor más óptimo del hidrotornillo a instalar se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- El ángulo de inclinación máximo y óptimo será 30° , pudiendo como mucho disminuir hasta 25° cuando el caudal del emplazamiento sobrepase al de diseño.

- Se considera que el hidrotornillo tiene un rendimiento constante hasta un 40% del caudal de diseño.
- Entre un 40% y un 20% del caudal de diseño, se considera que el rendimiento disminuye de manera lineal hasta un 20%.
- Para caudales inferiores al 20% del de diseño, no interesa por bajo rendimiento.

Estas consideraciones permiten que el hidrotornillo pueda trabajar hasta con caudales un 20% inferiores al de diseño, el cual es el que establece los diámetros de los módulos. Por otra parte, puede sobrepasar el caudal de diseño variando el ángulo de inclinación hasta alcanzar los 25°, con el objetivo de regular la velocidad de giro del hidrotornillo para que no supere la máxima posible.

1.7.2. Análisis de los materiales

Además de los requisitos técnicos que deben cumplir los materiales para poder ser utilizados en la fabricación del runner, se debe buscar la optimización de ciertos objetivos para definir los más apropiados.

Durante el análisis de los materiales se han establecido principalmente tres objetivos que deber perseguirse en la elaboración de los hidrotornillos:

- Minimizar el precio por kg del material.
- Minimizar el peso del equipo (es decir, minimizar la densidad del material).
- Minimizar el impacto ambiental relacionado con la obtención del material.

Por lo tanto, no solo un material que pueda ser válido según los requisitos de diseño, puede ser apto para la construcción del equipo. Además, se debe aproximar lo mejor posible a los objetivos impuestos, optimizando de la mejor manera las tres alternativas.

Para ello primero debe buscarse un grupo de materiales que cumplan con los requisitos y que puedan aproximarse a los valores óptimos de los objetivos impuestos. Para ello, debe considerarse que en primera instancia los materiales cerámicos son eliminados, ya que su alta fragilidad los hace incompatibles con el funcionamiento del sistema. Por otro lado, los materiales metálicos también son descartados, ya que presentan una alta densidad y además, metales clásicos como el acero, presentan graves problemas de corrosión.

Por lo tanto, las optativas posibles para la fabricación modular del hidrotornillo son los polímeros y los materiales compuestos. Para la selección de un grupo más específico de materiales se tienen en cuenta dos consideraciones: establecer qué tipo de materiales se utilizan en aplicaciones similares, con la colaboración de expertos en la materia, y uso de la herramienta CES Edupack® para obtener información.

Con esto, se llega como conclusión a cuatro principales materiales que cumplen los requisitos técnicos y tienen diferentes características que los hacen atractivos desde el punto de vista de los objetivos. Estos materiales seleccionados son: Nylon 11, Fibra de vidrio con resina de poliéster, fibra de vidrio con resina epoxi y fibra de carbono con resina epoxi.

Para poder seleccionar el material más adecuado, se debe establecer un método objetivo que permita comparar las distintas propiedades de cada opción, buscando optimizar según la importancia de cada uno de los objetivos. En este sentido, una herramienta válida sería realizar un análisis multicriterio (método de las jerarquías analíticas), tal y como se expone en la sección de anexos. El uso de este método en vez de otro como el Ashby se debe a que permite, a partir de una base ya limitada de materiales, seleccionar la opción óptima según criterios de peso establecidos, siendo un proceso muy sencillo.

Finalmente, debe tenerse en cuenta que para validar que el material escogido cumple los requisitos técnicos establecidos en el diseño, se decide realizar una simulación empleando el método de los elementos finitos (FEM) mediante el software ANSYS®. Conociendo previamente los resultados de las presiones de agua en el runner, con el análisis CFD, se puede obtener fácilmente las deformaciones y tensiones generadas en él. Por ello, mediante la simulación, será posible establecer si el material óptimo escogido es realmente válido para dicha aplicación.

1.8. Resultados finales

1.8.1. Resultados del runner

El primer resultado conseguido en la optimización de la microturbina es la obtención de un método teórico para obtener la geometría del runner a partir del salto de agua y el caudal medio del lugar donde se pretenda realizar la instalación.

Este método teórico está explicado en la parte de anexos y se he implementado mediante un programa en el software matemático Matlab®. En la parte de anexos, se muestra el proceso de cálculo para la obtención de la geometría óptima para un salto de 1,25 m de altura y un caudal medio de 15 l/s. Las características del runner obtenido se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4. Resultados del runner.

Variable	Definición	Unidades	Valor
H	Salto de altura	m	1
Q	Caudal medio	m ³ /s	0,015
θ	Ángulo de inclinación del tornillo	º	30
N	Número de filetes helicoidales		3
Q _w	Caudal útil	m ³ /s	0,0141
Q _g	Caudal perdido	m ³ /s	0,0009
D _o	Diámetro externo del tornillo	m	0,32
D _i	Diámetro interno del tornillo	m	0,17
L	Longitud total del tornillo	m	2
S	Avance del tornillo	m	0,323
Sx	Distancia entre dos palas o paso	m	0,108
α	Ángulo entre el filo interior de las palas y el eje del tornillo	º	59,03
β	Ángulo entre el filo exterior de las palas y el eje del tornillo	º	72,18
α_8	Ángulo del nivel de agua en el cilindro exterior	º	169,43
α_9	Ángulo del nivel de agua en el cilindro interior	º	160,20

Optimización y estudio hidrodinámico de una microturbina hidráulica para el aprovechamiento energético de pequeños saltos de agua

K	Número de palas		18,56
n	Velocidad de rotación	rpm	104,85
n_{max}	Máxima velocidad de rotación	rpm	106,87
Pr	Ratio paso/diámetro		1,01
ρ	Ratio de diámetros		0,5357
λ	Ratio de avance		0,1856
λ_v	Volumen por ratio de giro		0,0576
v_u	Ratio de volumen adimensional		0,310
v_T	Ratio de volumen total		0,330
V_u	Volumen de agua en un ciclo del tornillo	m ³	0,008
h_1	Altura del agua del canal	m	0,160
h_2	Altura del agua en el plano perpendicular del canal entrante en el tornillo	m	0,126
h_3	Altura de agua simplificada	m	0,145
h_{in}	Altura del agua del canal sin contar la altura del apoyo	m	0,129
κ	Altura adimensional		0,908
C_{ax}	Velocidad axial de transporte	m/s	0,565
ξ	Factor de pérdidas hidráulicas		0,744
Δd	Diferencia de altura entre en el nivel del agua y ambos lados de las palas del tornillo	m	0,054
d_0	Nivel de agua en contacto con la pala del tornillo por el lado superior de ésta	m	0,091
η	Rendimiento total		0,766
η_{teo}	Rendimiento teórico		0,815
$\eta_{pérd}$	Rendimiento pérdidas		0,940
P_{hidr}	Potencia hidráulica total disponible	kW	0,147
P_{mec}	Potencia mecánica	kW	0,113
T	Par total del tornillo	Nm	10,262
T_i	Par en cada pala	Nm	0,553

Como puede observarse en la Tabla 4, el rendimiento de la microturbina se encuentra entre el 70% y el 80%, rango de funcionamiento previsto para los tornillos de Arquímedes generadores. En cuanto a la potencia mecánica, esta es de 113 W, por lo que se aproxima a los 100 W establecidos para el estudio de aplicaciones en zonas rurales.

Como puede observarse, mediante el método teórico no se obtiene un valor de espesor de las hélices. Éste será impuesto por las condiciones de fabricación, por lo que puede estimarse un valor medio de 2 mm.

Para validar la geometría obtenida, se ha modelado y simulado el runner para las condiciones del entorno establecidas, utilizando un software CFD. El programa utilizado ha sido el ANSYS, y aunque se ha logrado modelar el diseño, se ha determinado que con los recursos que se tienen no se puede realizar un análisis en fondo el funcionamiento exacto del fluido a través de la microturbina.

De todas formas, tal y como se detalla en la parte de anexos, el valor de par se encuentra en un orden de magnitud semejante al calculado teóricamente, siendo a los 40 s de funcionamiento de unos 13 Nm. Además, debido a las características transitorias del diseño, la

simulación no alcanza la velocidad nominal, pero sí que se ve cómo va aumentando, llegando a unas 28 rpm a los 40 s.

Es decir, para poder ver cómo funciona realmente el runner se necesita refinar más la malla, poseer una licencia comercial del software, poseer un ordenador de gama media-alta y emplear en el cálculo varios días. Para el caso del proyecto, el solver utilizó 1 día y 12 horas para resolver los 40 s.

Por otra parte, respecto al comportamiento del fluido, éste es adecuado según lo previsto, tal y como puede verse en la siguiente imagen:

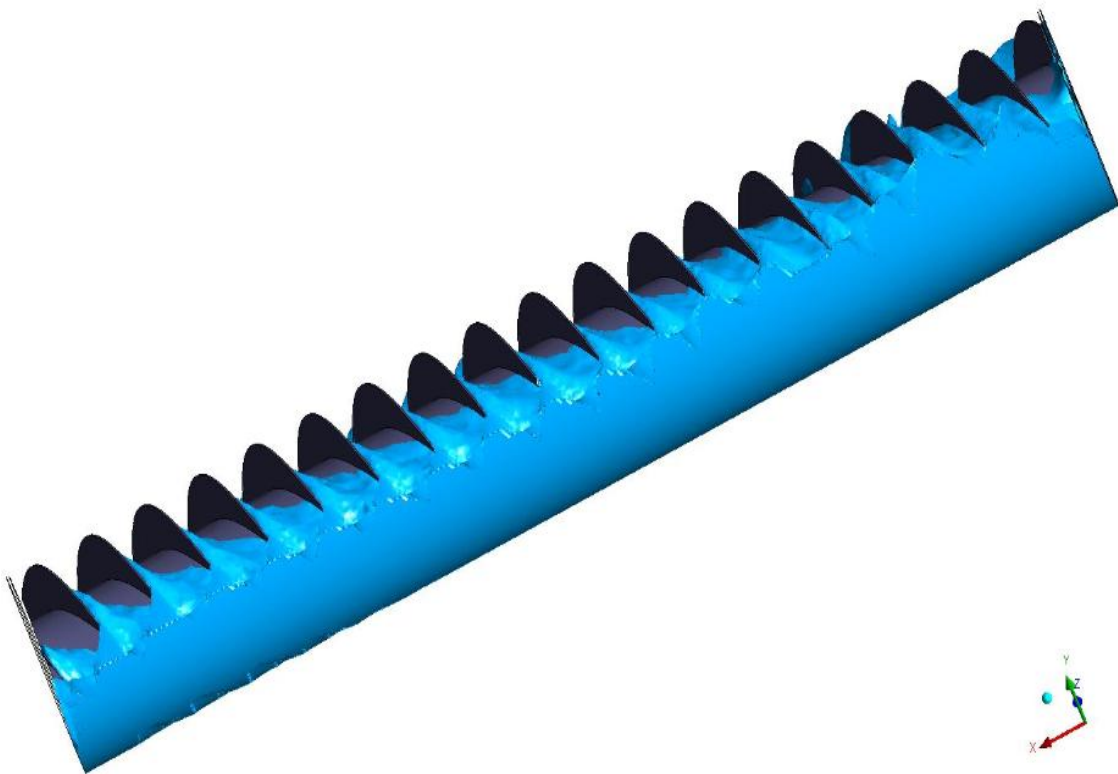


Figura 16. Simulación del fluido atravesando el runner.

El agua consigue llenar la parte baja de los huecos existentes entre las palas mientras fluye a través de la microturbina. Por su parte, en la parte alta choca por arriba con las hélices mientras que por la parte baja las palas están en contacto con el aire directamente.

Además, gracias al software también se han obtenido las presiones estáticas que se ejercen sobre las palas, pudiendo utilizarse posteriormente para el cálculo estructural. Estas presiones indican que las palas que más sufren son las de la entrada (debido a que golpean en ellas directamente el agua) y las de salida (aguantan la presión ejercida en todo el runner).

En cuanto a la modularización y estandarización, se han determinado tres módulos diferentes que pueden actuar dentro de los rangos de trabajo establecidos. Las principales características de los módulos son:

- Módulo 1

Tabla 5. Parámetros del Módulo 1.

Definición	Unidades	Valor
Rango de potencia	W	20 - 260
Rango de caudal	l/s	3 - 17
Rango de salto de agua	m	0,8 - 2
Rendimiento nominal	%	76,6
Caudal de diseño	l/s	15,289
Número de filetes helicoidales		3
Diámetro exterior del módulo	m	0,32
Diámetro interior del módulo	m	0,17
Longitud del módulo	m	0,323
Ángulo entre el filo interior de las palas y el eje del tornillo	º	59,03
Ángulo entre el filo exterior de las palas y el eje del tornillo	º	72,18

- Módulo 2

Tabla 6. Parámetros del Módulo 2.

Definición	Unidades	Valor
Rango de potencia	kW	0,1 - 1,55
Rango de caudal	l/s	10,7 - 60
Rango de salto de agua	m	1 - 3
Rendimiento nominal	%	77,4
Caudal de diseño	l/s	53,534
Número de filetes helicoidales		3
Diámetro exterior del módulo	m	0,55
Diámetro interior del módulo	m	0,29
Longitud del módulo	m	0,556
Ángulo entre el filo interior de las palas y el eje del tornillo	º	59,03
Ángulo entre el filo exterior de las palas y el eje del tornillo	º	72,18

- Módulo 3

Tabla 7. Parámetro del Módulo 3.

Definición	Unidades	Valor
Rango de potencia	kW	0,36 - 5,2
Rango de caudal	l/s	30 - 170
Rango de salto de agua	m	2 - 4
Rendimiento nominal	%	77,4
Caudal de diseño	l/s	151,919
Número de filetes helicoidales		3
Diámetro exterior del módulo	m	0,86
Diámetro interior del módulo	m	0,46
Longitud del módulo	m	0,869
Ángulo entre el filo interior de las palas y el eje del tornillo	º	59,03
Ángulo entre el filo exterior de las palas y el eje del tornillo	º	72,18

Como puede observarse, los rangos de funcionamiento de los diferentes módulos están establecidos para que puedan ocupar tanto los límites de potencia, salto de agua y caudal determinados.

Debido a que se han escogido módulos con valores enteros en la geometría, para facilitar su fabricación, los caudales de diseño presentan varios decimales, ya que se trata del caudal óptimo para el diámetro exterior establecido. Por lo tanto, como puede verse, el caudal mínimo de cada módulo es un 20% el valor del caudal de diseño, mientras que el caudal máximo depende del ángulo de inclinación del módulo, utilizando las ecuaciones del método teórico explicado en el anexo.

También cabe mencionar que el módulo 1 coincide geoméricamente con las características de diseño de la aplicación seleccionada, ya que se ha determinado que sea exactamente esta para facilitar los cálculos teóricos.

En cuanto a las alturas, estas pueden variar de los rangos establecidos, ya que se tratan de una aproximación según los requisitos estructurales del lugar de emplazamiento. Por lo tanto, juntando módulos se podrían instalar hidrotornillos en saltos de altura superiores de los establecidos, siempre y cuando se realice un análisis estructural pertinente.

1.8.2. Resultados de los materiales

En el anexo de cálculos se explica el método de las jerarquías analíticas empleado para la selección del mejor material para la fabricación de los módulos establecidos. En este método se ha llegado a la conclusión de que el material más óptimo es la fibra de vidrio con resina de poliéster. De forma genérica, las principales propiedades que presenta este material son:

Tabla 8. Propiedades principales de la fibra de vidrio con resina de poliéster.

Propiedades	Valor mínimo	Valor máximo	Unidad
Precio	4,05	5,57	€/kg
Densidad	1700	2100	kg/m ³
Módulo de Young	9,7	17,2	GPa
Límite elástico	25,1	55,2	MPa
Resistencia a la tracción	31,4	69	MPa
Alargamiento en el punto de fluencia	0,5	1	%
Resistencia a la compresión	25	30	MPa
Resistencia a flexión	63	138	MPa
Módulo de cizalladura	2,56	6,38	GPa
Absorción de agua	0,06	0,28	%
Huella de carbono en la producción	1,78	1,96	kg CO ₂ /kg

Estos valores se han obtenido de la herramienta CES Edupack®, la cual sirve como fuente de datos sobre distintos materiales. Como puede verse, estos valores son aptos respecto a los requisitos establecidos. Además, tiene que tenerse en cuenta además que es un material con buena resistencia a la abrasión.

Por otra parte, se ha realizado un estudio de elementos finitos de las presiones ejercidas por el agua en las palas del runner. Este estudio se ha realizado con la herramienta ANSYS, cargando las presiones ejercidas por el fluido mediante el análisis CFD.

A partir de este análisis, se ha obtenido que las principales deformaciones y tensiones se forman en las palas donde a presión del agua es mayor (a la entrada y salida del runner). No obstante, la deformación total máxima es de 0,16 mm mientras que la máxima tensión equivalente de Von Mises es de 1,466 MPa. Estos valores son lo suficientemente bajos como para indicar que la fibra de vidrio con resina de poliéster es el material óptimo para la aplicación, pudiendo resistir las cargas existentes.

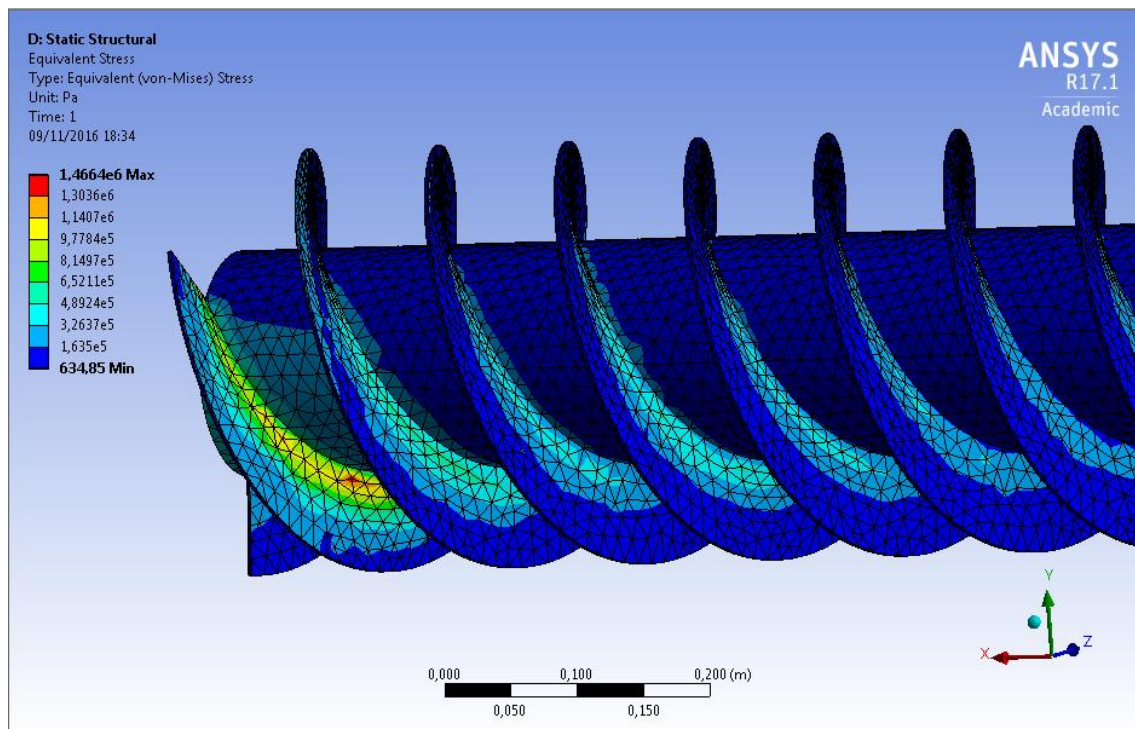


Figura 17. Máximas tensiones en las palas finales del runner.

1.9. Casos de aplicación

El sistema de microturbina del presente proyecto se trata de una herramienta útil para el aprovechamiento de salto de agua de muy pequeña potencia, debido a una reducida altura y/o caudal medio. Debido a que la energía que proporciona diariamente no es muy elevada, su instalación no solo está pensada para conexiones aisladas con sistemas de almacenamiento, sino también para aplicaciones en las que la conexión con la red eléctrica sea complicada y, por lo tanto, costosa.

Para el caso aplicativo, se ha estudiado qué consumos puede hacer frente el tornillo de unos 100 W de potencia, calculado mediante el proceso teórico, ya que es el caso que produce menos energía y por tanto, está más restringido. Cabe destacar que para tornillo de potencias superiores a 500 W existen más alternativas como el consumo de grandes casas, la iluminación de urbanizaciones, etc. Sin embargo, con 100 W producidos, se debe centrar en demandas energéticas más pequeñas.

Es por ello que una de las aplicaciones con más potencial que tiene la microturbina de muy baja potencia es la automatización de sistemas de riego en zonas rurales apartadas, ya que la conexión a la red es costosa y los consumos muy bajos. Algunos canales de riego disponen de suficiente altura y caudal para la instalación de las microturbinas estudiadas en el proyecto por lo que se puede aprovechar el curso del agua para diferentes tipos de aplicaciones.

A continuación se muestran un tipo de estructura de hormigón típica para la derivación de agua de un canal o acequia principal hacia secundarios individuales o acequias.

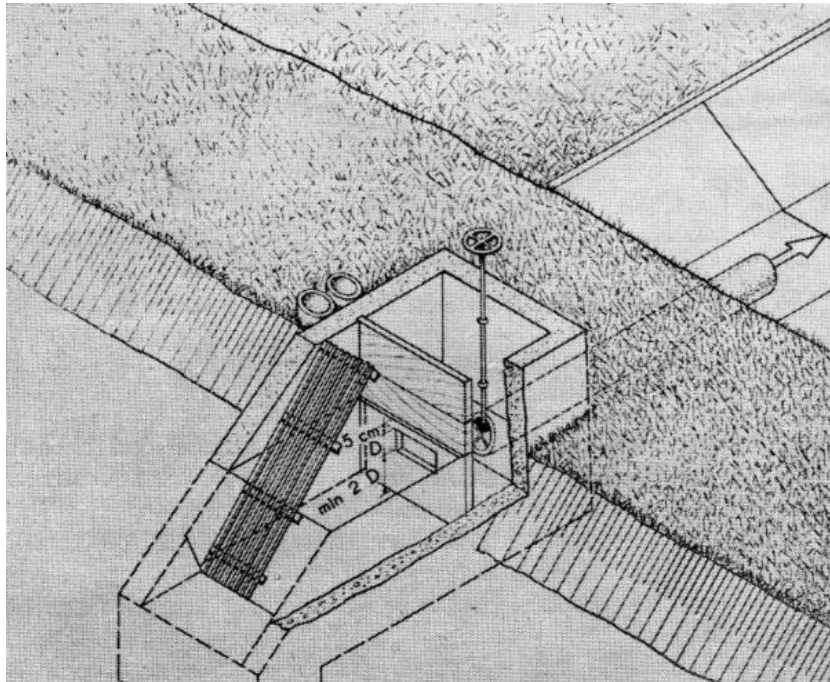


Figura 18. Derivación de agua en canal de riego.

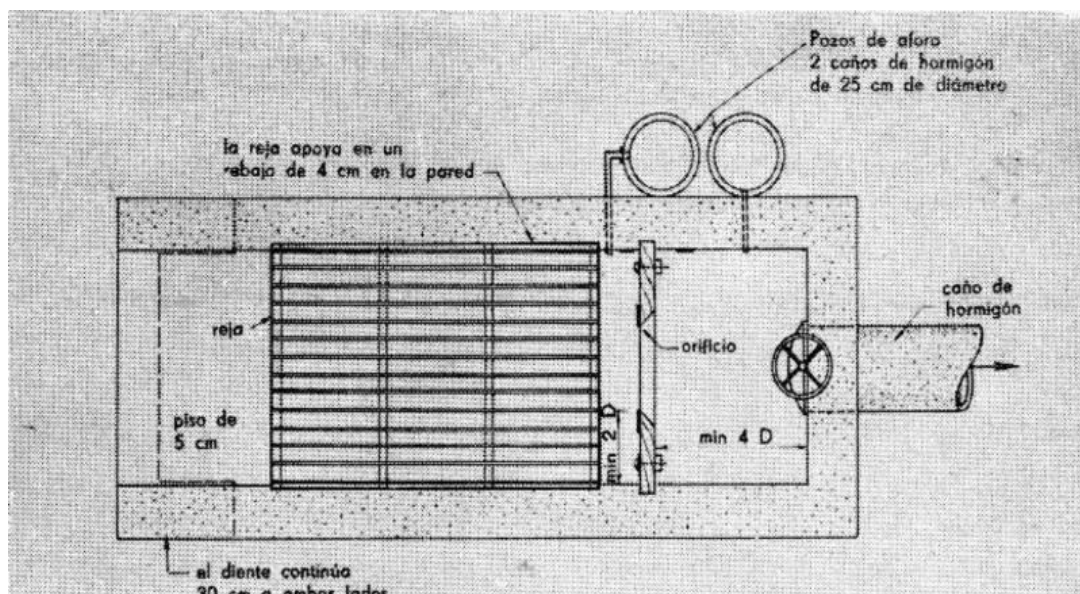


Figura 19. Vista en planta de una derivación de agua en canal de riego.

Para un caso como el de las figuras 18 y 19 que muestran una compuerta de orificio sumergido, el caudal (en m^3/s) que pasa por el orificio se puede determinar a partir de datos

obtenidos por el Instituto del Cemento Portland Argentino (ICPA), tal y como se resume en la siguiente tabla:

Tabla 9. Caudales en derivaciones de compuerta de orificio sumergido (m³/s)

Altura de carga (m)	Área de la sección del orificio (cm ²)						
	200	300	500	700	900	1400	2000
0,05	0,012	0,018	0,030	0,042	0,054	0,084	0,120
0,15	0,021	0,031	0,052	0,073	0,094	0,146	0,209
0,25	0,027	0,040	0,068	0,095	0,123	0,189	0,270

Como puede observarse en la tabla, los caudales resultantes en el orificio se encuentran dentro del rango de funcionamiento de las microturbinas del presente proyecto. Por lo tanto, la instalación de microturbinas hidráulicas en la derivación de acequias y canales principales para riego supone una opción de aprovechamiento energético.

No obstante debe destacarse que existen otras múltiples alternativas para la instalación de la microturbina hidráulica ya que existen numerosos resaltos de agua de pequeña altura que no son aprovechados para la generación eléctrica.

1.9.1. Aplicación en zonas rurales

El hecho de que se destaquen las zonas rurales alejadas de la red eléctrica, donde existen aplicaciones agrícolas, se basa en la necesidad de implantar sistemas automatizados que permitan desviar el agua según las necesidades del campo.

En las actuales circunstancias los agricultores deben realizar grandes trayectos para poder abrir y cerrar compuertas manualmente que permitan el riego de diferentes campos sembrados. Si se consiguen automatizar dichas compuertas, se evitan viajes innecesarios que sean solamente para abrir y cerrarlas. Esto tiene claras desventajas como son pérdida de tiempo, consumo de gasolina y emisiones de CO₂ debidos al vehículo.

Sin embargo la automatización de compuertas requiere de energía y debido a que estos campos pueden encontrarse en zonas donde la conexión a la red es complicada, se deben buscar alternativas que puedan suponer un ahorro para los agricultores. En este sentido, la microturbina hidráulica permite aprovechar los saltos de agua para generar electricidad evitando emisiones de CO₂ y suponiendo un ahorro mensual respecto al coste de la electricidad.

Otras alternativas como por ejemplo paneles solares o minigeneradores eólicos pueden presentar costes más reducidos pero requieren un mayor mantenimiento, tienen menor robustez y son más propensos a ser víctimas de ataques de vandalismo o de hurtos, por lo que a la larga se encuentran en desventaja.

Además de la automatización de compuertas, la energía producida por la microturbina puede aprovecharse para otras aplicaciones en zonas rurales como puede ser proporcionar energía a una caseta, por ejemplo, donde el consumo no sea muy elevado. En este sentido, la microturbina hidráulica también supone una alternativa para la generación eléctrica en países

en vías de desarrollo, donde se requieren sistemas con bajo impacto ambiental y donde las necesidades energéticas son menores.

A continuación se van a detallar los principales consumos para dos de las principales aplicaciones a las que se puede suministrar energía gracias a la microturbina desarrollada: automatización de riego y casas con poca demanda energética.

1.9.1.1. Conexionado

Dependiendo del tipo de conexión eléctrica, existen tres tipos de instalaciones posibles para el sistema propuesto en el proyecto:

- Aislada: no está conectada a la red. El sistema genera y almacena la energía para usarla cuando sea necesaria. Se suele emplear cuando la conexión a la red supone un gran coste. Necesita de sistemas de baterías que permitan la autonomía del suministro energético a la aplicación requerida.
- Conectada a la red: la energía generada se descarga directamente en la red vendiéndola según lo que se vierta.
- Autoconsumo: mezcla de los dos casos anteriores. Cuando se genera energía, si se necesita para alguna aplicación, se emplea directamente. Si no se necesita se descarga en la red. Cuando se necesita energía y el sistema no la aporta entonces se coge directamente de la red. Este modelo pretende apoyar a pequeños emprendedores para generar energía eléctrica de forma distribuida.

Para el tipo de instalación requerida la mejor opción posible es el sistema aislado ya que evita los altos costes de conexión a la red. Debe tenerse en cuenta que debido a las características del emplazamiento la potencia que puede generarse en la turbina será muy pequeña, por lo que no es viable conectar a la red para vender la energía.

Por otra parte, a partir de la aprobación de la Ley 24/2013 el 26 de diciembre, que regula el sector eléctrico, el modelo de autoconsumo requiere pagar altos costes de peaje, por lo que el proyecto sería inviable con este tipo de instalación.

1.9.1.2. Automatización de riego

Como se ha comentado anteriormente, una de las principales aplicaciones para la microturbina es suministrar energía a compuertas que permitan, mediante su apertura y cierre, regular el riego de diferentes campos o huertos.

En la actualidad, la mayoría de compuertas se abren y cierran manualmente, lo que requiere que bien un operario encargado del canal, o bien el mismo agricultor, tenga que ir aposta hasta la derivación del agua para abrir y cerrar la compuerta. Esto supone un gran gasto de tiempo y dinero en gasolina para los trabajadores, por lo que en los últimos años se están implantando equipos de automatización que directamente abran y cierren las compuertas.

Unos de los principales equipos de automatización son los actuadores eléctricos. Estos equipos están formados por un motor de corriente continua que se encarga de realizar una

fuerza en sentido recto para bien levantar o bien cerrar una compuerta. Su automatización puede ser bastante sencilla, pudiendo controlar además el recorrido del actuador.

A continuación se muestran los datos técnicos de un típico actuador linear del Grupo Verne, especializado en la automatización de compuertas:

Tabla 10. Características del actuador eléctrico.

Voltaje	24 V
Fuerza de empuje	8000 N
Fuerza de arrastre	6000 N
Velocidad	5 mm/s
Recorrido	50/700 mm
Consumo	120 W
Protección	IP66

A partir del recorrido y de la velocidad del actuador eléctrico, se puede obtener el tiempo de operación de cada movimiento. Es decir, el tiempo que tarda la compuerta en abrirse o cerrarse es igual a:

$$t = \frac{700 \text{ mm}}{5 \frac{\text{mm}}{\text{s}}} = 140 \text{ s} = 2,33 \text{ min} = 0,039 \text{ h}$$



Figura 20. Actuador eléctrico.

Se ha considerado, para el cálculo de tiempo de funcionamiento, el caso máximo, donde el actuador se desplaza el total de su longitud.

Esto nos permite calcular la energía que consume el actuador lineal por cada movimiento realizado. La energía se calcula como:

$$E_c = P \cdot t = 120 \text{ W} \cdot 0,039 \text{ h/operación} = 4,68 \text{ Wh/operación}$$

Esto supone una energía muy baja la requerida por operación, ya que se necesitan menos de 10 Wh para poder abrir y cerrar la compuerta una vez.

1.9.1.3. Sistemas de control y monitorización

Para el funcionamiento de automatización de los sistemas de riego se requieren de equipos que controlen los actuadores eléctricos para que funcionen según las necesidades hídricas de los campos, establecidas por los agricultores. Estos sistemas de control y monitorización tienen un consumo, por lo que pueden ser alimentados por la energía generada por la microturbina. Además, el propio equipo puede contar con un sistema de monitorización para medir las variables de funcionamiento del sistema, tanto del tornillo en sí como del sistema de generación eléctrico.

Debido a que el estudio de los sistemas de automatización no entra dentro del presente proyecto, se estima un consumo de 15 W para todos los sistemas de control y monitorización posibles. No obstante, el valor se ha cogido al alza comprobando el consumo de PC integrados y de módems de comunicación con el fin de evitar que el dimensionamiento no sea suficiente. Considerando que los sistemas de control y monitorización trabajan las 24 horas diarias, la energía consumida al día es igual a:

$$E_{sa} = P \cdot t = 15 \text{ W} \cdot 24 \text{ h/día} = 360 \text{ Wh/día}$$

1.9.1.4. Caseta rural

Debido a que la microturbina produce de forma constante, a lo largo del día produce bastante energía. Para las microturbinas de medio y gran tamaño, la energía diaria que se produce es tal que pueden alimentar a una casa con gran variedad de consumos, e incluso a conjuntos de casas. En cambio, para el caso del tornillo estudiado, que produce unos 100 W de potencia, es más difícil alimentar los consumos de una casa.

No obstante, existen pequeñas casetas rurales donde los consumos no son elevados, ya que se dispone de los elementos justos. De la misma forma, en países en vías de desarrollo, los consumos no son muy elevados, por lo que las exigencias energéticas son menores.

A continuación se muestra un ejemplo de caseta con una demanda que cumple ciertos requisitos mínimos verosímiles para la habitabilidad:

Tabla 11. Demanda energética de una caseta rural.

Consumos	Unidades	Potencia (W)	Horas / día	Energía diaria (Wh/d)
Iluminación cocina y salón	3	9	4	108
Iluminación habitación	2	9	2	27
Iluminación otros	1	9	0.5	4.5
Mini frigorífico	1	70	8	560
Lavadora	1	400	1.5	600
Pequeños consumos*	1	5	24	120
Otros consumos**	1	200	1	200

Total	1620 Wh/día
--------------	--------------------

*Modo stand-by o cargadores

**Uso de otros pequeños electrodomésticos de uso menos habitual

1.9.1.5. Casos de estudio

- **Caso 1. Automatización de una compuerta que realiza 30 movimientos al día.**

Este caso básicamente se trata del control de una única compuerta que realiza 30 movimientos al día, ya sea para dejar, cortar, e incluso regular, el paso de agua hacia una determinada acequia o canal. Esto supone un total de unas 60 operaciones diarias.

La automatización de una compuerta, además de la monitorización y control de la microturbina y de la compuerta en sí, requerirá de muy poca energía, por lo que los requisitos técnicos del sistema de almacenamiento no serán altos.

Los consumos energéticos existentes en la instalación se tratan básicamente del actuador lineal que hace mover la compuerta y los sistemas de control y monitorización existentes. Los consumos diarios se especifican en las siguientes tablas:

Tabla 12. Consumo actuador lineal en el caso 1.

Consumo	Número compuertas	Operaciones / día	Potencia (W)	Horas / movimiento	Energía diaria (Wh/d)
Actuador lineal	1	60	120	0,039	280

Tabla 13. Consumo de los sistemas de control y monitorización en el caso 1.

Consumos	Potencia (W)	Horas / día	Energía diaria (Wh/d)
Sistemas de control y monitorización	15	24	360

Tabla 14. Consumo total diario del caso 1.

Consumo total diario	640 Wh/d
-----------------------------	----------

- **Caso 2. Automatización de 3 compuertas para el riego.**

Muchas ocasiones, en un mismo punto o en zonas cercanas se realiza el trasvase de un flujo de agua hacia diferentes canales secundarios o acequias. Esto requiere no solo levantar una compuerta de riego, sino puede que varias de ellas a la vez.

Para el segundo caso de estudio se tiene en cuenta las mismas consideraciones que en el caso anterior pero con 3 compuertas para el riego, por lo que la demanda aumenta. Igual que en el caso anterior se tienen en cuenta los sistemas de monitorización y control.

Debido a que este caso es el principal de aplicación, y es común en zonas rurales locales, será objeto de estudio de viabilidad y presupuestos.

Los consumos diarios generados, en este caso, serán los siguientes:

Tabla 15. Consumo actuador lineal en el caso 2.

Consumos	Número compuertas	Operaciones / día	Potencia (W)	Horas / movimiento	Energía diaria (Wh/d)
Actuador lineal	3	60	120	0,039	840

Tabla 16. Consumo de los sistemas de control y monitorización en el caso 2.

Consumos	Potencia (W)	Horas / día	Energía diaria (Wh/d)
Sistemas de control y monitorización	15	24	360

Tabla 17. Consumo total diario del caso 2.

Consumo total diario	1200 Wh/d
-----------------------------	-----------

- **Caso 3. Caseta rural con baja demanda.**

En este caso lo que se pretende es estudiar la posibilidad de aplicar una microturbina de muy baja potencia más allá de para sistemas de automatización de riego. Un ejemplo es el uso energético de la microturbina para casetas donde las exigencias energéticas no sean muy elevadas (caso de zonas rurales o países en vías de desarrollo).

Para determinar el consumo de la caseta se han hecho ciertas estimaciones a partir de valores comerciales de potencia y de horas de funcionamiento. Además también se ha tenido en cuenta utilizar un sistema de monitorización y control para la microturbina. Los consumos son los que siguen en las siguientes tablas:

Tabla 18. Consumo de la caseta rural del caso 3.

Consumos	Unidades	Potencia (W)	Horas/día	Energía diaria (Wh/d)
Iluminación cocina y salón	3	9	4	108
Iluminación habitación	2	9	2	27
Iluminación otros	1	9	0,5	4,5
Mini frigorífico	1	70	8	560
Lavadora	1	400	1,5	600
Pequeños consumos	1	5	24	120
Otros consumos	1	200	1	200
Total				1619,5

Tabla 19. Consumo de los sistemas de control y monitorización del caso 3.

Consumos	Potencia (W)	Horas / día	Energía diaria (Wh/d)
Sistemas de control y monitorización	15	24	360

Tabla 20. Consumo total diario del caso 3.

Consumo total diario	1979,5 Wh/d
-----------------------------	-------------

1.9.2. Componentes de la microturbina

1.9.2.1. Runner y eje

El hidrotornillo que se tiene en cuenta para los casos de aplicación es el calculado y validado mediante simulaciones de CFD, cuyas características se muestran en la tabla 4.

Debe considerarse que el runner se encuentra unido a un eje metálico, cuyo diámetro es 50 mm, el cual conecta al runner con los rodamientos, el freno, la etapa multiplicadora y el generador eléctrico, estando todos estos equipos dentro de un canal cerrado.

Se considera que el eje está fabricado en acero recubierto con pinturas orgánicas anticorrosivas. Se escoge este material debido a sus buenas propiedades mecánicas, su fácil fabricación mediante extrusión y su bajo coste. Además, al ser un sistema modular, es sencillo de fabricar, ya que se trata de una sola barra, por lo que su peso no es muy elevado.

El diámetro se escoge de 50 mm porque se trata de un valor comercial para la selección de los ejes de los rodamientos o el disco de freno y también es inferior al diámetro interior del runner, que es de 170 mm.

1.9.2.2. Estructura

La estructura es una de las principales partes a la hora de instalar una microturbina basada en el tornillo de Arquímedes. Su importancia radica en que la estructura del sistema es el elemento encargado de sujetar el runner y mantenerlo en el emplazamiento seleccionado, con el ángulo de inclinación de diseño. También sirve para protegerlo ante posibles agentes externos como animales o vandalismo.

Además, según el tipo de estructura, pueden incluir sistemas que faciliten la entrada de agua y también zonas cubiertas que alberguen el sistema eléctrico.

La clasificación de los tipos de estructuras depende directamente del tamaño de la microturbina, ya que los requisitos técnicos no serán los mismos para grandes tornillos de varios metros de longitud que para los de pequeñas dimensiones.

- **Estructuras empleadas en la actualidad**

En la actualidad, la mayoría de tornillos de Arquímedes fabricados para la generación de energía están pensados para proporcionar varios kW de potencia, por lo que tienen dimensiones bastante grandes. Estas superan el metro de diámetro y tienen longitudes superiores a los 5 metros.

Estos tornillos, que además se suelen fabricar con aceros recubiertos, presentan un gran peso por lo que, para evitar problemas estructurales, están directamente tumbados sobre el salto de agua. Se explicará esto haciendo detalle en las diferentes partes que lo componen.

Por un lado se encuentra el canal que alberga al tornillo (figura 21). Se suele fabricar en acero (al igual que la turbina) y puede ser tanto abierto como cerrado.



Figura 21. Canal de un tornillo.

El uso de un canal abierto o cerrado depende del coste que quiera tener la instalación. Un tornillo de gran longitud que requiere un coste mínimo utilizará un canal abierto para evitar la fabricación de la parte superior del canal. No obstante, si se quiere una buena protección del equipo, es preferible colocar una chapa para evitar la caída de objetos en el tornillo.

Otra solución, como se ve en la figura 21 es utilizar un canal cerrado pero con rejillas. Esto permite proteger el tornillo del exterior a la vez que se permite la salida de agua por rebosamiento (la cual puede perjudicar al funcionamiento). También proporciona a los encargados de mantenimiento una fácil detección de posibles problemas en el sistema, facilitando sus tareas.

Por otro lado, el canal difícilmente puede ser colocado en un salto de agua sin requerir otras operaciones. Por ello, para este tipo de tornillo, usualmente se construyen mediante hormigón, un canal artificial sobre el que circula el salto de agua. Esto permite que el tornillo pueda estar tumbado sobre dicho canal (debe ir sujeto también) evitando así riesgos que puedan tener otro tipo de soportes.



Figura 22. Estructura de obra civil con canal de rejillas.

Sin embargo, aunque es muy usual este tipo de fabricación para grandes tornillos, no es el único modo. La obra civil requiere de un gran coste además de mucho tiempo de fabricación. Para zonas donde no se pueda cortar o desviar el agua, esto supone una opción prácticamente imposible.

Por ello, puede darse el caso de que sea necesario construir una estructura para que mantenga al tornillo. Estas estructuras se ven sometidas a grandes esfuerzos, por lo que se fabrican en acero recubierto. No obstante, esta alternativa se emplea más en tornillos de mediana y pequeña potencia, con dimensiones más reducidas.

Para estos casos, de tornillos de bajas potencias (usualmente inferiores a 10 kW), se suelen evitar obras civiles para su montaje, ya que encarece considerablemente su instalación, además de que modifican el entorno.

En la actualidad, las estructuras que suelen construirse para estas microturbinas tienen por un lado el canal que alberga el tornillo, que puede ser abierto o cerrado como en el caso anterior, y la parte estructura que sujeta dicho canal.

Normalmente se prefieren para este caso canales cerrados, ya que, además de proteger a la microturbina, no encarecen de una forma considerable el equipo porque las dimensiones son más reducidas. Además, este tipo de tornillos son más accesibles, por lo que es preferible que estén cubiertos.

Por otro lado, las estructuras suelen estar compuestas por tubos o vigas de acero protegido por algún recubrimiento. El uso de vigas de mayor sección o tubos de menor sección depende de los requisitos estructurales de la instalación.



Figura 23. Ejemplo de estructura para tornillo de baja potencia.

Este tipo de estructuras son mucho más económicas que las de grandes tamaños ya que no requieren de obra civil en el canal. Asimismo se reduce la mano de obra necesaria y el tiempo de instalación, no modificando las condiciones del salto de agua.

Sin embargo también presentan ciertas desventajas como por ejemplo la necesidad de buenas sujeciones para que no se desplace el sistema debido a la fuerza del agua. Para ello

pueden utilizarse o bien losas de hormigón a los pies de la estructura o bien taladros en paredes laterales.

Además, no presenta tanta fiabilidad como una estructura de hormigón, por lo que es necesario un buen diseño estructural para asegurar su correcto funcionamiento.

Este tipo de estructura puede ser empleado en el proyecto para los casos de dimensiones media (en el rango entre 500 W y 5 kW aproximadamente).

Debe considerarse que, para poder facilitar el mantenimiento de la instalación se divide el sistema en dos partes: el canal que alberga el tornillo y la estructura que lo mantiene en el emplazamiento. El objetivo es que, en el caso de que se quiera realizar el mantenimiento de algunos de los componentes del canal (tornillo, rodamientos, parte eléctrica, etc.) éste pueda extraerse mediante una grúa sin tener que mover toda la estructura.

Con el fin de poder realizar esto, el canal deberá ir sujeto al resto de la estructura con elementos de sujeción que permita su fácil desmontaje. Para ello se puede emplear una unión mecánica basada en pasante, ya que permiten una buena unión siendo fácilmente desmontable.

El pasante iría colocado en la parte superior del sistema, sujetando el canal a la estructura, mientras que en la parte inferior, tan solo bastaría dejar caer lentamente el canal para acoplarlo a la estructura, utilizando como dos escuadras, tanto en la estructura como en el canal, para restringir el movimiento.

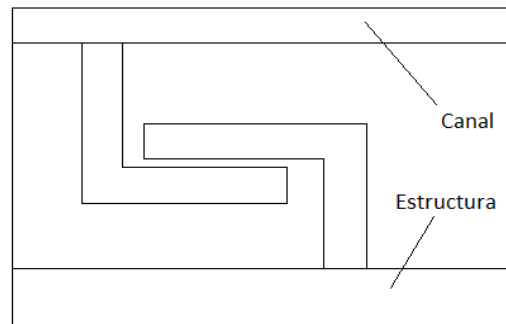


Figura 24. Restricción del movimiento mediante escuadras.

- **Estructura del caso de estudio**

En el caso de las microturbinas que se pretenden instalar en saltos de agua de muy pequeña altura, como por ejemplo canales de riego, la estructura descrita para dimensiones medias no es adecuada, ya que es demasiado visible y por lo tanto fácil de robar. Por lo tanto se necesita buscar alternativas.

En este caso prima que la estructura sea discreta, pudiendo ocultar al tornillo fácilmente, por lo que la mejor opción de diseño es adaptar el sistema al modelo de una tubería. Esto quiere decir que se emplea un tubo de plástico o compuesto sujeto al lugar de instalación (por ejemplo un canal de riego) y en su interior se encuentra la microturbina, así como los rodamiento, eje, sistema de transmisión y sistema eléctrico. Esto permite evitar problemas de vandalismo o hurtos ya que la instalación parece una tubería simple y corriente.

Por otra parte, el alojar tantos componentes dentro de la tubería hace que tan solo sea necesaria una pequeña estructura fuera para alojar las baterías. No se tiene en cuenta alojar las baterías dentro o encima de la estructura debido a sus pesos y tamaños actuales. Para guardar las baterías se puede disponer de una caseta prefabricada o de obra civil, que se encuentre lo más cerca posible de la instalación, y que tenga unas dimensiones de acuerdo a

las de los equipos de almacenamiento de la energía. Este tipo de casetas no suelen llamar la atención en el entorno rural, ya que pueden encontrarse varias que albergan transformadores, sistemas de bombeo, etc. por lo que no perjudican a la discreción de la instalación. Por otra parte, pueden estar protegidas por un candado u otro elemento de seguridad para evitar mayores incidentes.

El tubo tiene tal diámetro que deja aproximadamente 5 mm de distancia entre este y las palas. Por lo tanto, para el caso de un tornillo de diámetro exterior igual a 0,32 m el diámetro del tubo será de 0,33 m (interior).

El poder fabricar la estructura de esta forma, permite que se pueda realizar de materiales plásticos o compuestos para evitar problemas de corrosión y el uso de recubrimientos. En este sentido, como la microturbina está pensada para ser fabricada con fibra de vidrio con resina de poliéster, la estructura se puede fabricar con este mismo material. Así se consigue mayores descuentos en la compra de material y se comparten procesos productivos, ahorrando coste final.

Algunas consideraciones que se deben tener en cuenta es que, para facilitar el montaje, la parte del sistema eléctrico debe estar separada de la del tornillo. Por lo tanto habrán dos canales, uno abierto por ambos extremos donde se alojará el runner y otro con una bifurcación (alojamiento del sistema eléctrico y entrada de agua) tal y como se muestra en la figura 25.

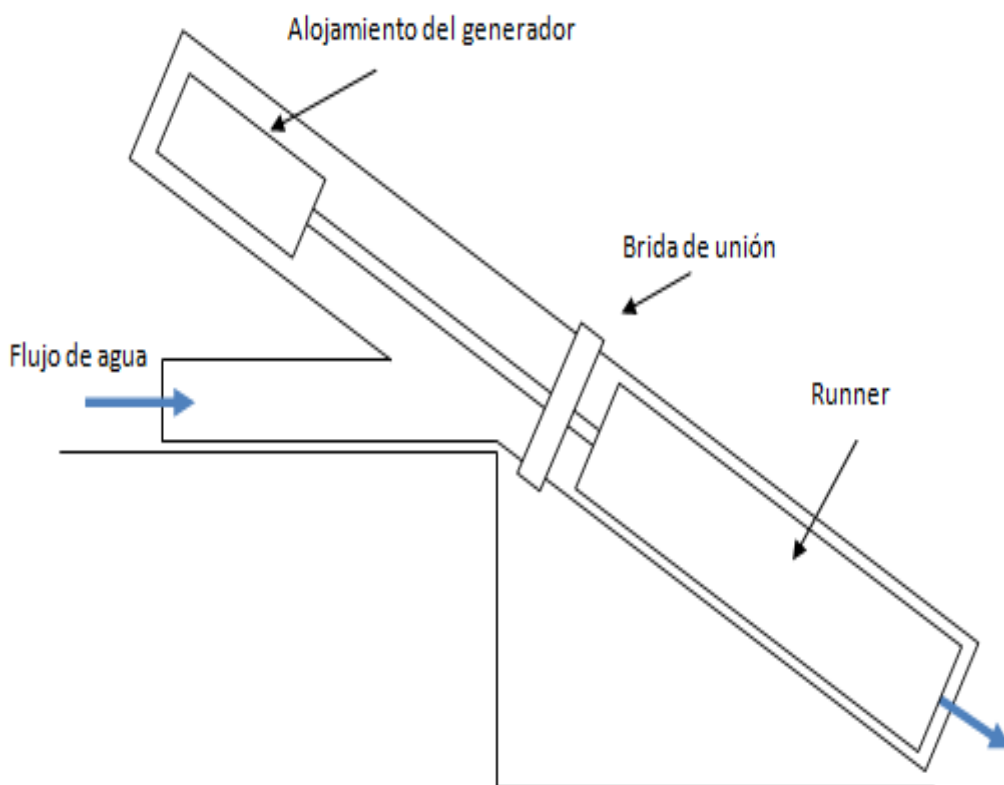


Figura 25. Esquema de la estructura para baja potencia.

De esta forma el montaje se realizaría de la siguiente forma:

1. Colocación del rodamiento inferior, sujeto al canal abierto por ambos extremos.
2. Acoplamiento del eje al rodamiento e introducción del tornillo modular alrededor del eje.
3. Colocación del rodamiento superior, acoplado el eje a él.
4. Instalación del sistema de transmisión, del sistema eléctrico y el freno de disco.
5. Se cierra la estructura colocando el otro canal en la parte superior, tapando así el sistema eléctrico y de transmisión. La unión entre canales se puede realizar con una brida de PVC con diámetro adaptado a los tubos como la de la figura 26.



Figura 26. Brida de unión de PVC.

Por lo tanto, la instalación de la microturbina sería muy sencilla, pudiendo evitar mucha mano de obra y tiempos de instalación.

Como se ha comentado, la misma estructura cuenta con una desviación por donde entra el agua que pasará por el tornillo. Esta se trata de un tubo con el mismo diámetro que el resto de canal y su desembocadura da a la parte superior del tornillo, evitando así contacto del agua con el sistema eléctrico.

Asimismo, será necesario que la estructura esté sujeta en el lugar de instalación. Este tipo de microturbinas está pensado para aplicaciones en pequeños canales de riego (o parecidos) por lo que dispone de paredes cercanas donde puede sujetarse.

Uno de los principales rasgos que debe tener esta microturbina es su reversibilidad. Es decir, si se desea desinstalar, el canal de riego debe encontrarse tal como estaba. Por lo tanto, para no perjudicar el canal, la mejor manera de colocar la estructura es sujetándola mediante tornillería en los bordes superiores del canal, donde no hay paso de agua. De esta forma, aunque surja alguna grieta, no se producen fallos graves.

En cuanto al mantenimiento, al ser un tornillo de dimensiones y peso bajo, puede ser fácilmente desmontable y movable, facilitando así las tareas de reparación. Para poder acceder al sistema eléctrico y al tornillo se deberá seguir el proceso inverso al montaje.

- **Entrada del agua**

En casos como la aplicación de desviación del canal de riego, el agua entrante en el tornillo no contendrá ramas u otros elementos que puedan perjudicar su funcionamiento, ya que el agua ha sido filtrada previamente por una reja de gruesos. Por lo tanto, en estos casos la entrada puede ser o bien el mismo tubo en el caso de pequeños tornillos o bien una bandeja abatible para tornillos de dimensiones medias.

Para aplicaciones donde existe el riesgo de que pueda haber una concentración de ramas u otros objetos flotantes que porta el agua a la entrada de la microturbina (e incluso que llegue a entrar dentro de ésta) será necesario colocar algún equipo a la entrada que evite la incursión de elementos no deseados.

Para el caso de saltos de agua provenientes de flujos muy limpios, puede bastar con una reja de gruesos a la entrada de la microturbina. En cambio, si la corriente está expuesta al exterior y arrastra una gran cantidad de desechos, entonces la reja de gruesos no será suficiente, ya que se puede taponar. En este caso, se requiere una alternativa que permita una entrada constante de flujo limpio.

El equipo diseñado se trata de colocar una especie de caja hueca en la entrada de agua, que posee una sección semicircular. Esta caja está unida con la estructura del tornillo mediante una especie de bisagra para poder ser levantada si se requiere alguna tarea de mantenimiento. Además, tiene unida otra caja más pequeña, también con sección semicircular, en su extremo inferior, por la cual entrará el agua a través de su extremo inferior. La aplicación de esta caja más pequeña es tener incrustada una rejilla de gruesos para evitar la posible entrada de grandes elementos. Esta caja más pequeña está situada por debajo del nivel del agua.

El funcionamiento de este equipo es el que sigue:

1. Las ramas y otros desechos flotan por el agua. Al llegar a la entrada se topa con la caja de sección semicircular de mayor tamaño. Al ser la sección de este tipo, las ramas no se quedan enganchadas, sino que se desvían por los laterales siguiendo el curso del agua.
2. El paso del agua hacia la entrada de la microturbina se hace a partir de la presión hidrostática del agua. La entrada se efectúa por la parte inferior de la caja más pequeña, teniendo una rejilla de gruesos ante posibles materiales que hayan pasado por abajo.
3. Como los desechos flotan por arriba y se van por los costados, por debajo entra agua limpia, que llega a la entrada de la microturbina con una altura igual que tenía fuera de la caja.

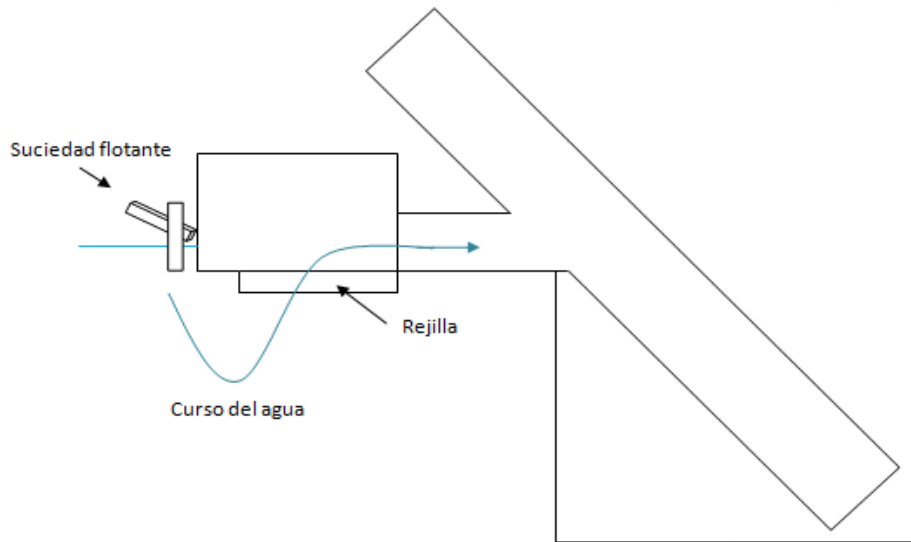


Figura 27. Esquema de entrada anti-ramas.

Debe tenerse en cuenta que este elemento solo se aplicaría si existiese el caso de que sea un peligro la suciedad de las ramas u otros elementos flotantes. Para la aplicación de estudio no se considera, puesto que la microturbina se encuentra en una derivación donde existe un enrejado.

1.9.2.3. Rodamientos

Los rodamientos o cojinetes son una pieza clave en la microturbina, ya que unen la estructura con el tornillo, permitiendo el giro de este último. Además, los rodamientos son uno de los componentes que más sufre por lo que es necesario una correcta selección de estos para que no falle.

La primera consideración que se debe tener en cuenta es que los rodamientos de la microturbina están en contacto directo con el agua. Más concretamente el inferior, el cual se encuentra totalmente sumergido. Por lo tanto se deben buscar equipos que presente materiales que puedan trabajar en estas condiciones sin problemas en cuanto al giro o la corrosión. Este detalle no supone un gran problema, ya que en el mercado existe una gran variedad de rodamientos que pueden trabajar bajo condiciones como esta.

La otra consideración que debe tenerse en cuenta es que el rodamiento pueda resistir las reacciones que se crean en los apoyos. Estas dependerán del tipo de tornillo utilizado, por lo que varían de una instalación a otra.

Para el caso de la aplicación de estudio, se ha considerado que el rodamiento inferior sumergido sea sellado y que sea capaz de aguantar tanto cargas axiales como radiales. Por su parte, el superior tan solo será fabricado por un material anticorrosivo y aguantará únicamente cargas radiales, permitiendo el desplazamiento axial ya que de esta manera no se encontrará totalmente restringido el tornillo, pudiendo evitar así roturas debido a pequeños desplazamientos, dilataciones, etc. Además, al disminuir las prestaciones del rodamiento, se consigue reducir el coste.

Para la selección de los rodamientos adecuados deben calcularse las cargas equivalentes que estos deben aguantar, tal y como se ha expuesto en los anexos. A continuación se muestran las características principales de cada uno:

- **Rodamiento superior**

Para este caso, el cojinete solo deberá soportar carga radial, por lo que se emplea un rodamiento de rodillos cilíndrico con un solo aro y sin pestañas.

Es un rodamiento de modelo NU 211 y número NJ 2210. El rodamiento presenta un diámetro interior de 50 mm y uno exterior de 90 mm. Su anchura es de 20 mm. Está fabricado en acero inoxidable y presenta una carga dinámica máxima de 64 kN, una carga estática máxima de 73,5 kN y una velocidad máxima de rotación de 7800 rpm. Estos valores son muy superiores a los teóricos calculados, por lo que el rodamiento es apto.



Figura 28. Rodamiento de rodillos cilíndricos.

- **Rodamiento inferior**

Para el caso del rodamiento inferior se tiene carga combinada, es decir tanto axial como radial. Debido a que este rodamiento se encuentra sumergido, deberá diseñarse para aguantar contra la corrosión, evitando así su rotura. Por ello se emplea un rodamiento rígido de bolas sellado, fabricado con acero inoxidable. Por lo tanto se trata de un cojinete simple, resistente, anticorrosivo y que requiere poco mantenimiento.

El rodamiento de la compañía SMB es de número S6210-2RS, el cual tiene un diámetro interior de 50 mm, un diámetro exterior de 90 mm y un espesor de 20 mm. La máxima carga dinámica que soporta son 18,3 kN y estática de 29,23 kN, con una velocidad máxima de rotación de 5100 rpm. Estos valores son muy superiores a los de funcionamiento que han sido calculados, por lo que el equipo es válido.



Figura 29. Rodamiento rígido de bolas sellado.

1.9.2.4. Freno de disco

A la hora de poner en funcionamiento la microturbina, es importante asegurar que después se pueda parar su rotación ya sea para poder realizar tareas de mantenimiento, bien porque se quiera dejar de producir energía o por cuestiones de seguridad. Para poder realizar esta tarea, se pueden contemplar distintas alternativas.

Un ejemplo es colocar una bandeja abatible a la entrada de la microturbina. Esta bandeja serviría como conducto de entrada del agua y, en caso de que se quisiera cortar el flujo, se levantaría mediante un sistema de pistones por ejemplo. De esta forma, al no circular fluido por la microturbina, ésta tendería a pararse. Sin embargo, aunque tiene una sencilla aplicación, no es efectiva, ya que el tiempo de parada no se puede controlar.

Otra opción barata y fácil de implementar es utilizar un disco de freno, al igual que se realiza en los vehículos. El freno de disco está conformado por un disco de cierto espesor, unido al eje del tornillo, girando solidariamente con éste. Sobre el disco iría montada una pinza, en cuyo interior hay unos cilindros que desplazan unos pistones. Estos pistones tienen unidos unas pastillas de freno que sería las encargadas de hacer contacto con el disco para que, mediante fricción, se detenga. Con el disco de freno se detendría también el eje y por tanto el tornillo.

Existen números dispositivos de freno basados en diferentes tecnologías. Para el caso de los discos de freno, las pinzas pueden ser bien neumáticas, hidráulicas, mecánicas o eléctricas. Según las exigencias de la instalación se requerirá de una u otra opción.

Para poder seleccionar los componentes que conforman el sistema de frenado se debe conocer el par del eje, ya que este supondrá el par que se quiere frenar. Este par, tal y como se describió durante el proceso teórico, se obtiene a partir de la potencia mecánica y la velocidad de rotación del eje:

$$T [Nm] = \frac{P [W]}{\omega \left[\frac{rad}{s}\right]}$$

El par T de la microturbina será el mínimo par de frenado que deberá realizar la pinza para poder detener el eje y será el parámetro a tener en cuenta a la hora de seleccionar modelos comerciales. La fuerza de frenado que se ejerce sobre el disco se calcula como:

$$F_{frenado} = \frac{T}{r_{ef}}$$

Donde r_{ef} es el radio efectivo de la pinza, el cual puede estimarse como:

$$F_{frenado} = \frac{T}{\frac{2}{3} \frac{(r_e^3 - r_i^3)}{(r_e^2 - r_i^2)}}$$

Donde r_e es el radio exterior y r_i es el radio interior del contacto entre la pinza y el disco de freno.

A partir de la fuerza de frenado que actúa sobre el disco de freno se puede obtener la fuerza que ejerce la pinza como el resultado entre la fuerza de frenado y el coeficiente de rozamiento μ (considerando una única pinza):

$$F_{pinza} = \frac{F_{frenado}}{\mu}$$

Usualmente los comerciantes utilizan un valor de 0,4 para el coeficiente de rozamiento. La fuerza que ejerce la pinza es otro de los parámetros que suelen emplearse a la hora de escoger modelos comerciales.

Para el caso de aplicación de una microturbina de muy baja potencia, se ha estudiado qué tipo de disco de freno podría emplearse. Para ello, primero deben tenerse en cuenta las siguientes consideraciones:

- El par producido por la turbina es de 10,262 Nm según el proceso teórico empleado.
- El diámetro del eje metálico sobre el que se monta el tornillo es de 50 mm.
- El diámetro del canal estructural es de 330 mm.

Debido a las características de la instalación se colocará un disco de freno que gire solidario al eje en la parte superior del canal. De esta forma no entorpecerá la entrada de agua y no se verá sometido a un ambiente corrosivo.

Se ha escogido un disco de freno de la marca Ringspann®, modelo B y forma F. El diámetro exterior que presenta es de 200 mm, con un espesor de 12,5 mm y un diámetro interior de 63 mm. Puede girar a una velocidad máxima de 9100 rpm y tiene una inercia de 0,0141 J/kgm².



Figura 30. Disco de freno.

El material de disco no viene dado por el fabricante pero se indica que está moldeado para obtener una mayor absorción de calor. Para que se pueda acoplar el eje de 50 mm y el disco de agujero 63 mm se debe emplear un elemento que sirva de unión entre ambos equipos. Para ello se puede colocar un eje hueco que sirva de unión.

Para poder realizar el par de freno sobre el disco el principal equipo que lo compone es el freno de pinza. Se ha escogido un modelo de accionamiento por muelle, es decir, un freno mecánico. Además consta de liberación manual. Este tipo de frenos no presentan tan buenas prestaciones como los hidráulicos o neumáticos, pero son suficientes para la aplicación de estudio, ahorrando así costes.

La pinza de freno escogida es de la marca Ringspann® y modelo DV 020 FKM – 510R – 12. Funciona para discos con un espesor de 12,5 mm y permite aportar un par de frenado de 160 Nm para discos de 200 mm. La fuerza de apriete es de 2750 N y tiene un coeficiente de fricción de 0,4. El peso de la pinza es de 4,4 kg.

Como se puede comprobar, el par de frenado es más que suficiente para poder detener la rotación del eje, siendo casi 16 veces superior que el par de la microturbina.

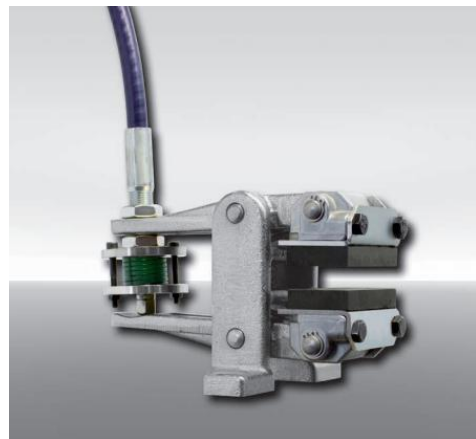


Figura 31. Pinza de freno.

La pinza de freno irá sujeta a la estructura e incluirá un cable de tiro RCS® y una palanca de freno manual RCS®. Con esto lo que se conseguirá es que el usuario pueda parar la rotación del eje directamente desde fuera del canal de la estructura, utilizando una palanca similar a la que utilizan los vehículos.

Las principales características de la palanca son:

- Dos posiciones: “abierto” o “cerrado”.
- Pasando el punto cero, con autobloqueo.
- Compensación del desgaste de las zapatas.
- Conexión para Cables de tiro RCS®.
- Dispone de un interruptor eléctrico (opcional).

Además, el cable de tiro RCS® posee un desliz suave, un recubrimiento interior de acero inoxidable y permite radios de curvatura pequeños. Este elemento es el encargado de unir el freno de pinza con la palanca manual.



Figura 32. Cable de tiro.

1.9.2.5. Generador eléctrico

El generador es una parte fundamental del sistema ya que es la máquina encargada de transformar la energía mecánica del movimiento rotatorio del tornillo en energía eléctrica.

Principalmente, los generadores eléctricos se pueden dividir en dos categorías: generadores síncronos y asíncronos. Ambos casos producen corriente en alterna, ya que es el tipo de corriente más empleado; sobre todo en grandes distancias.

Adicionalmente, se puede considerar que existe un tercer tipo que sería el generador en corriente continua. Estos generadores actualmente se encuentran en desuso frente a los de alterna, siendo utilizados en aplicaciones muy concretas.

A la hora de seleccionar un generador para el caso de estudio, se han tenido en cuenta las diferentes tipologías considerando las características de cada uno. Deben analizarse todas las condiciones de funcionamiento para descartar los generadores no aptos y escoger el más adecuado.

Respecto al generador de corriente continua, éste es descartado a causa de su pequeño rango de aplicación, siendo su campo de trabajo el funcionamiento como alternador de camiones o coches. Además, aunque podría llevarse a cabo su instalación en tornillos de muy baja potencia, para microturbinas de más de 500 W sería muy difícil de incluir este sistema de generación, por lo que es preferible optar por alternativas con un mayor rango de funcionamiento.

Por otra parte, respecto a los generadores asíncronos, estos suelen utilizarse en numerosas aplicaciones industriales ya que poseen un coste bajo, además de un gran rango de velocidades (incluso a bajas revoluciones) y una construcción robusta. No obstante, este tipo de generador presenta algunos problemas respecto a la instalación que se propone en el caso de estudio. Por un lado, los generadores asíncronos giran a velocidades fijas con poca variabilidad generalmente. Por lo tanto esto es una contrariedad respecto al funcionamiento del sistema, ya que no se puede asegurar que el caudal sea constante y por lo tanto existirán variaciones en la velocidad del tornillo. Además, el generador necesita estar conectado a la red para funcionar correctamente. Si, como en el caso de estudio, se pretende realizar una instalación aislada, será necesario emplear capacitores correctamente diseñados para conseguir la excitación del generador asíncrono. Esto ya no solo supone una mayor

complejidad técnica de la instalación, sino que además el bajo coste que tenía en un principio el generador, se ha incrementado considerablemente.

Por lo tanto, la otra alternativa que queda son los generadores síncronos. Esta máquina eléctrica rotativa se caracteriza por tener una parte fija (estator) y una parte rotativa (rotor) que consiste en un electroimán alimentado por corriente continua. El rotor es el encargado de generar un campo magnético giratorio, el cual genera una diferencia de potencial en el estator, donde, por un devanado, circulará una corriente sinusoidal (alterna).

Dentro de las tipologías de esta máquina rotativa se debe destacar el generador síncrono de imanes permanentes. Este tipo de generador síncrono destaca por sustituir el bobinado de excitación que se encuentra en el rotor por un conjunto de imanes permanentes que conforman un sistema capaz de suministrar una excitación constante. Producen a la salida corriente trifásica alterna y una tensión variable en función de la velocidad de giro.

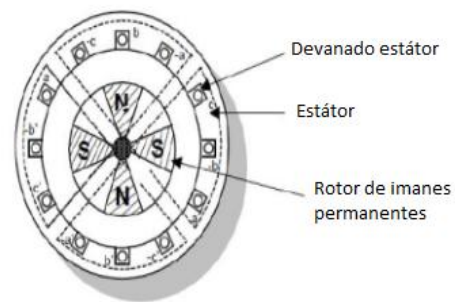


Figura 33. Esquema de generador de imanes permanentes.

Una de las características de estos generadores es que no necesitan de escobillas, reduciendo mantenimiento y espacio. Por otra parte, este tipo de generador permite trabajar a velocidades variables, teniendo grandes valores de rendimiento para rangos diferentes de velocidades. Esto ha conseguido que estos generadores sean atractivos para la energía eólica y también para el caso que nos ocupa, ya que el caudal no es constante.

Además, de esto último también se obtiene que existen generadores síncrono de imanes permanentes capaces de trabajar a bajas potencias y bajas velocidades, lo cual supone una ventaja conociendo que la turbina del caso de estudio tiene una velocidad de menos de unas 100 rpm aproximadamente y una potencia de unos 100 W. No obstante, este tipo de generadores también pueden trabajar para grandes potencias.

Respecto a los imanes permanentes, destacan los de Samario-Cobalto (SmCo) y los de Neodimio-Hierro-Boro (NdFeB). Estos imanes de tierras raras presentan ventajas, como por ejemplo campos magnéticos más fuertes, respecto a otros tipos de imanes como los de ferrita o alnico.

Por otra parte, cabe destacar que posiblemente la principal desventaja que tiene el generador síncrono de imanes permanentes es su coste que es más elevado por normal general que el de otros tipos de generadores. Sin embargo, este aspecto no toma tanta importancia como los requisitos técnicos especificados, ya que se requiere un correcto funcionamiento del generador.

De la misma forma, como se ha comentado, este tipo de generadores se emplea para aerogeneradores, por lo que comercialmente son más usuales en órdenes de varios kW que para cientos de W, habiendo menos fabricantes de este último tipo.

Además de los datos aportados anteriormente, que demuestran que el generador síncrono de imanes permanentes es una buena opción, se debe considerar también la bibliografía existente sobre el tema. En el estudio realizado por S.J. Williamson, B.H. Stark y J.D. Booker, recogido en el Congreso Mundial de Energías Renovables realizado en Suecia en el año 2011, se llega a la conclusión a partir de un análisis multicriterio de que el generador síncrono de imanes permanentes es la mejor alternativa para emplear en turbinas pico-hidráulicas de pequeño salto.

A partir de las características del runner establecidas y del tipo de generador determinado, se ha escogido como modelo comercial de la compañía Jiangsu Naier, modelo NE-200S. Este generador PMG puede trabajar a una potencia máxima de 240 W y tiene una salida de corriente alterna y 24 V. Tiene un grado de protección IP54 y un peso de 3,4 kg. Está compuesto por un carcasa de aleación de aluminio y se diseña para trabajar a bajas revoluciones y con un par bajo de arranque.



Figura 34. Generador NE-200S.

A continuación se muestra la curva de potencia del generador en función de la velocidad:

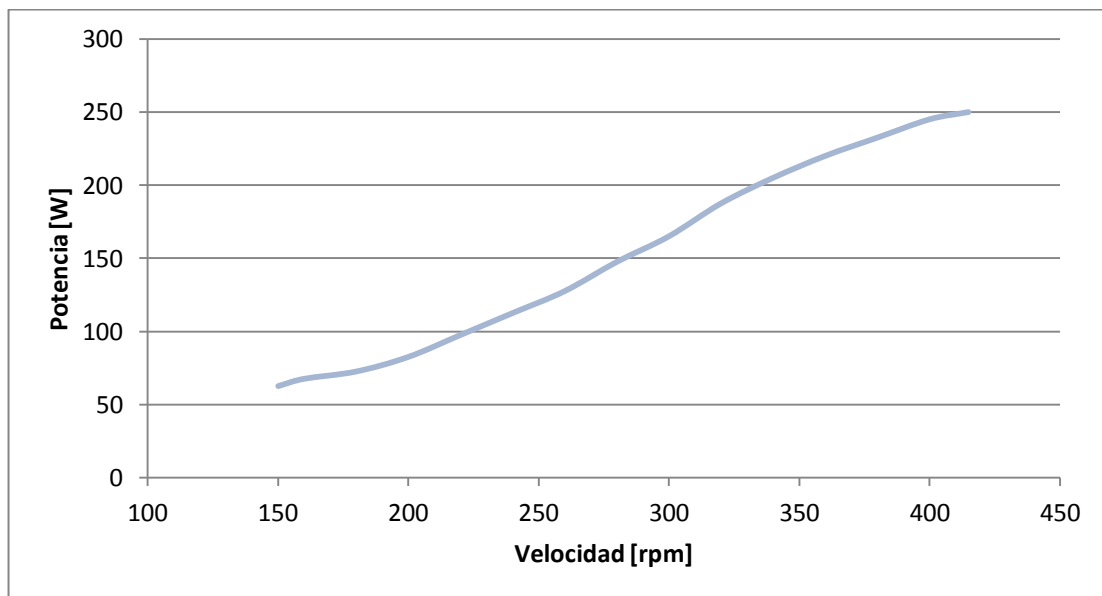


Figura 35. Curva de potencia del generador.

A partir de la curva de potencia dada por el fabricante, puede obtenerse la del par:

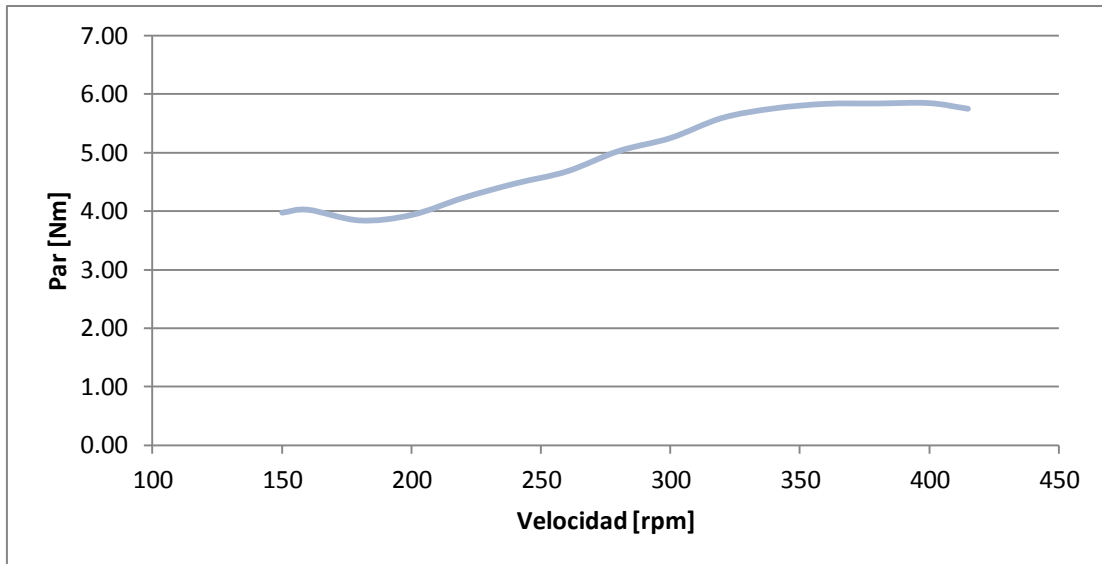


Figura 36. Curva del par del generador.

A partir de estas gráficas puede verse que para el caso de querer generar una potencia eléctrica igual a la mecánica del runner (113 W), la velocidad de rotación del generador debe ser igual a unas 250 rpm. Esto nos indica que la relación de transmisión entre runner y generador debe estar en torno a 2,5.

La curva del rendimiento del generador, dada por el fabricante se muestra en la siguiente figura:

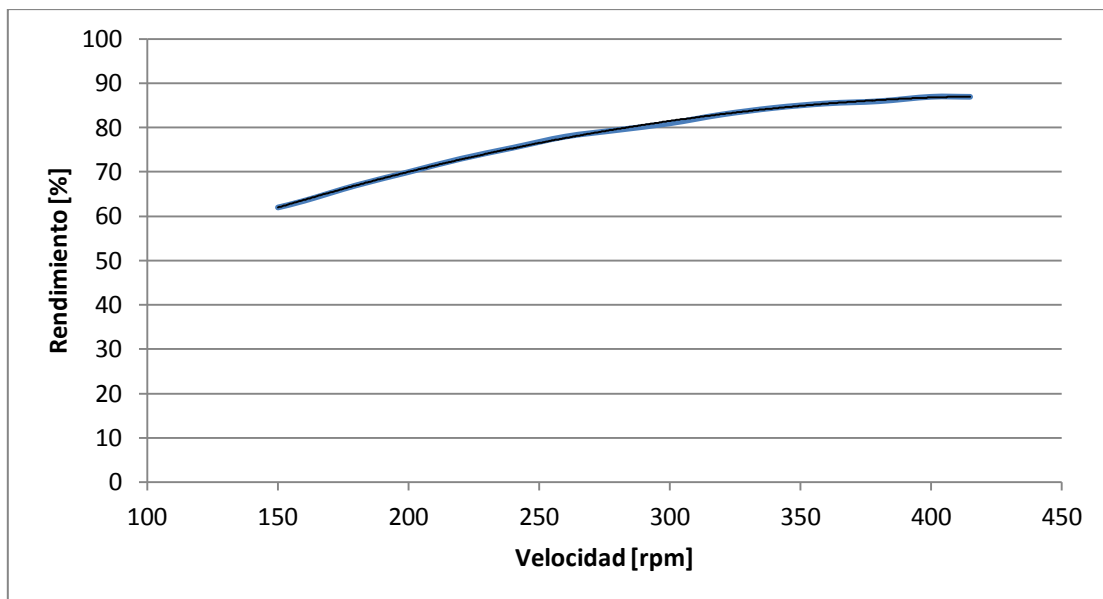


Figura 37. Curva del rendimiento del generador.

Esta curva nos indica que el rendimiento del generador estará casi en el 80%, por lo que se deberá tener en cuenta a la hora de dimensionar los sistemas eléctricos que alimenten a los consumos.

1.9.2.6. Etapa multiplicadora

A la hora de generar la energía eléctrica, uno de los pasos más importantes es la unión entre el eje del tornillo y el del generador. Debido a las características de la turbina, su velocidad de rotación es relativamente baja, por lo que está muy alejada de las velocidades nominales de funcionamiento de los generadores eléctricos. Si la velocidad de la turbina y la del generador fuese la misma, el acoplamiento directo sería la solución óptima ya que se evitarían las pérdidas originadas en la etapa multiplicadora, además de que se disminuiría el mantenimiento.

Para que se pueda producir energía eléctrica correctamente se han tenido en cuenta dos consideraciones. Por un lado utilizar un generador que trabaje a baja velocidad para que no exista una etapa multiplicadora de grandes prestaciones, lo cual aumentaría el coste. Por otra parte, se ha utilizado una caja multiplicadora para poder acoplar la velocidad de la turbina con la del generador.

Para la etapa multiplicadora se escoge un motorreductor actuando inversamente, ya que permite fácilmente la conexión axial del generador, presenta un coste no muy elevado y tiene certificado de garantía del fabricante.

El escogido se trata de un motorreductor coaxial modelo AR50/1 con una relación de transmisión de 2,5. Este motorreductor permite trabajar a una potencia máxima de 9,8 kW, un par máximo de 80 Nm y una velocidad máxima de 2800 rpm en el eje de salida. Como puede comprobarse, el par máximo es muy superior al generado por el runner y la relación de transmisión permite que, para una velocidad de 104,85 rpm, la velocidad del eje del generador sea 262,125 rpm.

1.9.2.7. Transformación de la energía

Para la selección de los equipos que conforman el sistema eléctrico de almacenamiento, primero se debe establecer cuál será la salida del generador. Debido a que esta señal no será exactamente continua, se ha tomado el valor medio de potencia nominal de 100 W, que se considerará constante. Sin embargo, se debería conocer exactamente la posición de instalación de la microturbina, ya que si el salto de agua viene regulado por ella misma, entonces las horas de funcionamiento serán menores. Sin considerar las pérdidas, para un funcionamiento constante a 24 horas se obtendría la siguiente energía:

$$E_g = P_g \cdot t = 100 \text{ W} \cdot 24 \text{ h/día} = 2400 \text{ Wh/día}$$

No obstante, esta energía no se puede almacenar directamente. La salida se produce, según las especificaciones del generador, a 24 V en AC, por lo que primero debe transformarse la corriente alterna en continua para que pueda ser almacenada por las baterías. Además, se deberá poder regular la carga de las baterías de forma óptima para conseguir así un aumento de la vida de éstas.

Por otro lado, la energía producida por el generador no será la útil, ya que durante el proceso de almacenamiento de la energía se producen pérdidas, debido a que el rendimiento de los equipos no es perfecto.

- **Puente rectificador**

Debido a que el generador produce energía en corriente alterna, será necesario un sistema de transformación que pueda convertirla en continua, para que pueda almacenarse la energía en las baterías. Un puente rectificador es un dispositivo electrónico que puede realizar esta tarea. Básicamente consiste en un conjunto de diodos que convierten las partes positivas y negativas de una señal en solo partes positivas. Esto se debe gracias a que el diodo solo permite calcular la corriente en una sola dirección.

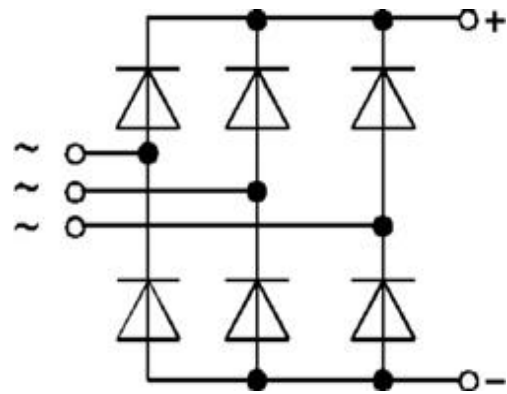


Figura 38. Esquema puente rectificador.

Para escoger un puente de rectificación, debe tenerse en cuenta que pueda trabajar a la tensión que da el generador, siendo de 24 V en este caso. Para una potencia de 100 W como es la que proporciona el generador, la intensidad tiene que ser inferior a 5 A, por lo que se ha escogido un puente de rectificación sobredimensionado que pueda cumplir con las especificaciones.

Se ha escogido un modelo RCT-35AB-01 que puede trabajar a una tensión máxima de 1000 V y a una intensidad máxima de 35 A, teniendo un peso de 0,4 kg. Además, el puente rectificador cuenta con una sujeción sobre la que se encuentra montado, así como un disipador para evitar sobrecalentamientos.

1.9.2.8. Sistema de almacenamiento y regulador de carga

Para poder seleccionar tanto el sistema de baterías, como el regulador de carga necesario, primero se debe especificar la demanda necesaria. Por lo tanto, partiendo de los consumos vistos para casetas rurales y automatización de riego, se llevará a cabo el análisis de diferentes casos de estudio que requieren distintos niveles de demanda energética.

Las baterías son el elemento encargado de almacenar la energía eléctrica producida por la turbina para poder ser suministrada cuando sea requerida, siendo por lo tanto la base de la conexión aislada.

Existen diferentes tipos de baterías: plomo-ácido, níquel-cadmio, níquel-hidruro metálico, de iones de litio, etc. Según potencias requeridas, condiciones de funcionamiento o costes se escogerá una tipología u otra. Para el caso que nos ocupa en el proyecto, se han escogido baterías Pb-Ac debido a que son ampliamente utilizadas en instalaciones de energías renovables aisladas por su relación calidad-precio. No obstante, las baterías de litio cada vez están abaratándose más y ganando terreno para este tipo de aplicaciones.

Para poder escoger las baterías adecuadas que conformen el sistema de almacenamiento, se debe calcular la capacidad de las baterías necesaria para suministrar energía al consumo de la instalación. Esta puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$C_{bat} [Ah] = \frac{1,1 \cdot N \cdot E_d}{V_{bat} \cdot DOD}$$

Donde:

N: Número de días de autonomía [días].

E_d : Demanda de la instalación [Wh/día].

V_{bat} : Tensión del banco de baterías. Para el caso que nos ocupa se considera de 24 V.

DOD: Profundidad de descarga de las baterías. Se considera un óptimo del 50%.

Por su parte, en una instalación aislada, el regulador de carga es un dispositivo electrónico encargado de hacer trabajar de forma óptima las baterías para evitar su degradación. Una de las principales funciones del regulador es prevenir a la batería de sobrecargas y sobredescargas, cortando o encendiendo la entrada de tensión a las baterías según la carga de éstas.

Existen distintos tipos de reguladores como los PWM y los MPPT. Los dispositivos PWM se encargan de detectar la tensión de la batería y desconectan o conectan la entrada de energía según la carga de ésta. Por ejemplo si el nivel es de 24 V el regulador activará la carga a 24 V y la desactivará a unos 26 V. Además estará descargada a unos 22 V. Por lo tanto si se genera más potencia de la considerada para el diseño, parte de ésta se perderá ya que el regulador está pensado para activar la carga de baterías a un nivel máximo.

Por otra parte, los dispositivos MPPT son más avanzados y más independientes de la tensión de la batería ya que su principio de funcionamiento consiste en entregar todo el rato la tensión requerida y variar la intensidad según la potencia suministrada. Esto forma una curva consiguiendo suministrar el 100% de la energía producida aumentando el rendimiento. Por otra parte, la diferencia de costes entre ambos productos no es muy elevada, por lo que es preferible utilizar un regulador MPPT.

A la hora de escoger un regulador de MPPT comercial para la instalación, éste debe ser capaz de aguantar la máxima intensidad que pueda circular por él. Esta intensidad máxima se calcula como:

$$I_{MPPT} > \frac{P_g}{V_{bat}} \cdot 1,25$$

Donde:

P_g : Potencia proporcionada por el generador.

V_{bat} : Tensión del banco de baterías. Para el caso que nos ocupa se considera de 24 V.

Debido a que para la potencia siempre se considera la del generador (100 W) y la tensión del banco será 24 V, para todos los casos de estudio el regulador deberá ser capaz de aguantar una tensión superior a la siguiente:

$$I_{MPPT} > 5.21 A$$

A partir de catálogos comerciales, se escoge un regulador de carga MPPT de la marca Steca, modelo MPPT 1010. Este regulador puede aguantar una intensidad de hasta 10 A y puede

trabajar a 12V/24V. Tiene un rendimiento máximo del 98,3%, un grado de protección IP32 y sus dimensiones 187 x 153 x 68 mm.



Figura 39. Regulador de carga.

Para el cálculo de la energía diaria proporcionada por la microturbina, se deben considerar las pérdidas que existen en los diferentes componentes eléctricos. Según especificaciones medias de fabricantes, se estiman los siguientes rendimientos:

$$\eta_{\text{rectificador}} = 97\%$$

$$\eta_{\text{regulador}} = 98\%$$

Para el cálculo del rendimiento del sistema de baterías, se emplea la siguiente expresión:

$$\eta_{\text{baterías}} = (1 - K_b) \cdot \left(1 - \frac{K_a \cdot N}{DOD}\right)$$

Donde:

K_b : Coeficiente de pérdidas debido al rendimiento del acumulador. Se considera de 0,05 para sistemas donde no existe una alta demanda de descargas.

K_a : Coeficiente diario de autodescarga. Se considera de 0,005 para baterías estacionarias (Pb-Ac).

DOD : *Depth Of Discharge* o Profundidad de Descarga. Este valor fluctúa entre el 0 y el 1, escogiéndose un 0,5 debido a que se considera un valor bueno para conseguir larga vida en baterías.

N : Número de días de autonomía. Aproximadamente se estiman 3 días, ya que es el valor de diseño que se quiere imponer.

Por lo tanto, sustituyendo por sus valores, el rendimiento del sistema de baterías es igual a:

$$\eta_{\text{baterías}} = (1 - 0,05) \cdot \left(1 - \frac{0,005 \cdot 3}{0,5}\right) = 0,9215$$

A partir de los rendimientos de los diferentes equipos de transformación y almacenamiento, la energía total diaria proporcionada por la microturbina es:

$$E_{\text{total}} = E_g \cdot \eta_{\text{rectificador}} \cdot \eta_{\text{regulador}} \cdot \eta_{\text{baterías}} = 2102,35 \text{ Wh/día}$$

- **Caso 1. Automatización de una compuerta que realiza 30 movimientos al día.**

En la tabla 14 se tiene que el consumo total diario de este caso de estudio es de 640 Wh/día.

La cobertura energética es el coeficiente entre la energía generada y la demanda de la instalación. Para el caso 1, esta cobertura es de más del 300 %, lo que indica que una microturbina de 100 W está incluso sobredimensionada para un proceso como este.

Para este consumo, considerando que se quiere una autonomía de 3 días, una tensión del banco de 24 V y un DOD del 50%, se tiene que la capacidad de las baterías es igual a:

$$C_{bat}[Ah] = \frac{1,1 \cdot 3 \cdot 640}{24 \cdot 0,5} = 176 Ah$$

A partir de estos datos, se obtiene el siguiente sistema de almacenamiento de la instalación, según catálogos comerciales:

Baterías Rolls Serie 4000	
Modelo	31 HT 120
Tipo de baterías	Pb-Ac
Capacidad	148 Ah
Tensión de las baterías	12 V
Nº de baterías en serie	2
Nº de baterías en paralelo	1
Tensión del sistema	24 V
Autonomía de la instalación	2,52 días
Ciclos con un DOD del 50%	1300
Peso de una batería	21 kg
Dimensiones	276 x 171 x 238 mm



Figura 40. Batería Rolls 31 HT 120.

Una particularidad de este sistema es que podría ser instalado encima de la estructura en una caja separada, ya que son solo dos baterías de pocas dimensiones y peso. Esto permitiría ahorrar espacio y aumentar la reversibilidad del sistema.

- **Caso 2. Automatización de 3 compuertas para el riego.**

En la tabla 17 se tiene que el consumo total diario de este caso de estudio es de 1200 Wh/día.

Como puede observarse, en este caso el consumo energético casi se duplica por lo que los requisitos técnicos del sistema de almacenamiento serán más exigentes. En este caso, la cobertura energética es del 175%, lo que indica que la microturbina puede cubrir sin problemas los consumos.

Se tiene que para un consumo de 1200 Wh/d, una autonomía de diseño de 3 días, un DOD del 50% y una tensión en el banco de 24 V, por lo que la capacidad de las baterías es igual a:

$$C_{bat}[Ah] = \frac{1,1 \cdot 3 \cdot 1200}{24 \cdot 0,5} = 330 Ah$$

A partir de estos datos, se obtiene el siguiente sistema de almacenamiento de la instalación, según catálogos comerciales:

Baterías Rolls Serie 4000	
Modelo	T12 250
Tipo de baterías	Pb-Ac
Capacidad	266 Ah
Tensión de las baterías	12 V
Nº de baterías en serie	2
Nº de baterías en paralelo	1
Tensión del sistema	24 V
Autonomía de la instalación	2,42 días
Ciclos con un DOD del 50%	1280
Peso de una batería	44 kg
Dimensiones	391 x 178 x 365 mm



Figura 41. Batería Rolls T12 250.

- **Caso 3. Caseta rural con baja demanda.**

En la tabla 20 se tiene que el consumo total diario de este caso de estudio es de 1979,5 Wh/día.

En este caso el consumo energético se aproxima al total generado por la microturbina, contando las pérdidas (2012,35 Wh/día), siendo la cobertura energética del 106 %, por lo que para una demanda mayor sería necesario utilizar otros sistemas de generación auxiliares.

Se tiene que para un consumo de 197,5 Wh/d, una autonomía de diseño de 3 días, un DOD del 50% y una tensión en el banco de 24 V, la capacidad teórica de las baterías se calcula como:

$$C_{bat} [Ah] = \frac{1,1 \cdot 3 \cdot 1979,5}{24 \cdot 0,5} = 544 Ah$$

A partir de estos datos, se obtiene el siguiente sistema de almacenamiento de la instalación, según catálogos comerciales:

Baterías Rolls Serie 4000	
Modelo	S480
Tipo de baterías	Pb-Ac
Capacidad	486 Ah
Tensión de las baterías	6 V
Nº de baterías en serie	4
Nº de baterías en paralelo	1
Tensión del sistema	24 V
Autonomía de la instalación	2,68 días
Ciclos con un DOD del 50%	1280
Peso de una batería	37 kg
Dimensiones	318 x 181 x 425 mm



Figura 42. Batería Rolls S480.

Para este caso será necesario incluir además un inversor para los consumos de la caseta, ya que estos trabajan a corriente alterna, mientras que las baterías son de corriente continua. En

este sentido, deberán tenerse en cuenta las pérdidas del inversor a la hora de realizar el diseño, ya que disminuyen la energía útil.

1.9.3. Otras consideraciones

En el presente proyecto no se han tenido en cuenta diferentes consideraciones que afectan al funcionamiento del sistema. Principalmente se destaca el sistema de monitorización y control. No se ha realizado el diseño de los sistemas de control a utilizar ya que se escapa del estudio hidrodinámico y de la optimización del equipo (principales objetivos del proyecto). No obstante, para los casos aplicativos debería considerarse o bien el diseño de los elementos de estos sistemas o bien realizar una subcontratación, ya que la automatización del riego requiere de su uso.

Por otra parte, de cara a un posible futuro del proyecto, debería realizarse un prototipo de la microturbina para poder validar de forma real y exacta el funcionamiento de ésta.

No se considera la realización de un estudio de viabilidad económica comparativo entre el coste de la microturbina y la conexión a la red debido a que la microturbina es mucho más económica que el conexionado, por lo que para las aplicaciones descritas siempre será más interesante.

1.10. Resumen del presupuesto

1.10.1. Presupuesto de diseño

Tabla 21. Resumen de los presupuestos de diseño.

Partida	Coste
Diseño del runner	3000 €
Diseño estructural	1600€
Estudio de los casos de aplicación	1400 €
Presupuesto de Ejecución Material	6000 €
Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial	7260 €
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA	8784,6 €

1.10.2. Presupuesto del molde

Tabla 22. Resumen de los presupuestos del molde.

Partida	Coste
Coste de fabricación de moldes para Módulo 1	750 €
Presupuesto de Ejecución Material	750 €
Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial	907,5 €
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA	1098,08 €

1.10.3. Presupuesto de fabricación del equipo

Tabla 23. Resumen de los presupuestos de fabricación del equipo.

Partida	Coste
Runner de fibra de vidrio con resina de poliéster	327,76 €
Eje sólido de acero al carbono	18,51 €

Estructura formada por dos tubos de material compuesto con dimensiones adecuadas para el runner	120,61 €
Rodamiento de rodillos cilíndricos modelo NJ 2210	29,00 €
Rodamiento de bolas sellado modelo S6210-2RS	55,92 €
Disco de freno de Ringspann® con forma F	32,28 €
Pinza de freno DV 020 FKM + cable de tiro RCS® + palanca de freno RCS®	150,00 €
Caja de transmisión AR50/1 con relación de transmisión 2.5	292,10 €
Generador síncrono de imanes permanentes NE-200S	219,66 €
Puente rectificador RCT-35AB-01	9,13 €
Regulador de carga STECA modelo MPPT 1010	47,00 €
Baterías de almacenamiento Rolls Serie 4000 Modelo T12 250	632,00 €
Otros materiales eléctricos	50,00 €
Sujeciones, bridas y uniones para la instalación	100,00 €
Presupuesto de Ejecución Material	2083,97 €
Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial	2521,60 €
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA	3051,14 €

1.11. Estudio de viabilidad

A continuación se lleva a cabo un estudio de viabilidad para comprobar la rentabilidad económica del proyecto. Para ello, primero se ha realizado una proyección de mercado. A partir de datos de la Federación de Comunidades de Regantes de la Comunidad Valenciana (FECOREVA) se obtiene que existen un total de 75 comunidades de regantes, sindicatos, juntas, etc. que regulan el riego de los campos en la Comunidad Valenciana.

Se prevé que para un producto que nace en el ámbito local (WaterPower Screw® de la empresa Heliotec de la Vall d'Uixó) estas comunidades son el cliente objetivo, por lo que se estima que el producto pueda llegar en los 3 primeros años a un 30% de dichas comunidades, vendiéndose un total de 21 unidades. A partir del 4 año se espera una mayor expansión paulatina del producto por lo que al final, la previsión de ventas es la siguiente:

Tabla 24. Previsión de ventas de la microturbina.

Año	1	2	3	4	5
Ventas	3	8	10	10	15

Se observa que se espera un total de 46 ventas en 5 años. Para el coste unitario de una microturbina se debe considerar tanto el precio de fabricación como la parte proporcional del diseño del proyecto y del molde. Sumándose el beneficio industrial (que se considera de un 15%) se obtiene el precio de venta:

$$\text{Precio Venta} = \text{Coste fabr.} + \frac{\text{Coste dis.}}{46} + \frac{\text{Coste molde}}{46} + \text{Ben. Ind.}$$

Por otro lado, la inversión inicial es la suma del coste total de diseño más el coste total del molde:

$$I_0 = \text{Coste dis.} + \text{Coste molde}$$

Para este caso, el beneficio bruto coincide con el beneficio industrial del sistema, mientras que el beneficio neto acaba siendo el beneficio bruto menos los impuestos, que se estiman de un 25% para este proyecto:

$$\text{Beneficio neto} = \text{Beneficio bruto} - \text{Beneficio bruto} \cdot 25\%$$

A continuación se muestran los datos de entrada del estudio de viabilidad:

Tabla 25. Datos de entrada del estudio de viabilidad.

Inversión inicial (I₀)	9882,68 €
Coste unitario del equipo	3265,98 €
Ingresos – Precio de venta del equipo	3755,88 €
Beneficio Industrial – Beneficio bruto	486,90 €
Beneficio neto (25% impuestos)	367,42 €

Para poder calcular la evolución del Valor Actual Neto (VAN) debe considerarse un interés real. Para el caso del presente proyecto se considera un interés nominal de 1,5 % y un IPC medio del 0,7 % (actualizado 2016). El cociente entre estos dos valores da el interés real, que es del 2,14 %.

Para el cálculo del VAN se utiliza la siguiente ecuación:

$$VAN = -I_0 + \sum_{i=0}^n \frac{FlowCash_i}{(1 + i_r)^n}$$

Donde I₀ es la inversión inicial, n es el número de años analizados, el flujo de caja es igual a beneficio neto (para este caso, ya que no se consideran amortizaciones) e i_r es el interés real.

Para el cálculo del flujo de caja anual se multiplica el beneficio neto obtenido por unidad por el número de unidades previstas que se venderán anualmente.

Tabla 26. Cálculo del Valor Actual Neto.

Año	Inversión inicial	Ventas	Flujo caja anual	VAN
0	-9882,68			-9882,68
1		3	1079,14	-8803,53
2		8	2817,35	-5986,18
3		10	3447,80	-2538,38
4		10	3375,47	837,09
5		15	4956,98	5794,07

Por lo tanto, el valor del VAN a 5 años es igual a:

$$VAN \text{ a 5 años} = 5794,07 \text{ €}$$

A partir de la tabla puede obtenerse el *Payback* o periodo de retorno (PR) mediante la siguiente expresión:

$$PR = \frac{I_o}{\text{Flujo de Caja promedio}} = \frac{9882,68}{3135,35} = 3,15 \text{ años}$$

Como puede verse, el valor del periodo de retorno es interesante, ya que en poco tiempo se consigue recuperar la inversión.

Finalmente, se calcula el valor de la Tasa Interna de Retorno (TIR), que hace referencia al interés por invertir en el proyecto. Un proyecto es más interesante cuanto más alto sea el valor del TIR, que debe ser superior al valor del interés nominal. A nivel numérico, el TIR se define como el valor del interés real cuando el VAN es igual a 0:

$$TIR = i_r \mid - I_o + \sum_{i=0}^n \frac{FlowCash_i}{(1 + i_r)^n} = 0$$

Para el caso del presente proyecto el valor del TIR obtenido es:

$$TIR = 17 \%$$

Esto nos indica que el proyecto es interesante desde un punto de vista económico, ya que presenta un valor alto de TIR y un periodo de retorno bajo.

1.12. Planificación

La planificación del proyecto ocupa los trabajos realizados desde el comienzo de la elaboración del proyecto hasta su consecución:

	Abril				Mayo				Junio			
Búsqueda de información												
Cálculo geometría del runner												
Elaboración programa Solver												
Estandarización de modelos												
Simulación CFD												
Estudio materiales												

Figura 43. Planificación 1.

	Julio				Agosto				Septiembre			
Selección multicriterio												
Método Elementos Finitos												
Definición casos aplicación												
Estudio equipos casos aplicación												
Elaboración presupuestos												
Estudio de viabilidad												

Figura 44. Planificación 2.

	Octubre				Noviembre			
Estudio de viabilidad								
Pliego de condiciones								
Recopilación manuales								
Elaboración planos								
Redacción del proyecto								

Figura 45. Planificación 3.

1.13. Orden de prioridad

El orden de prioridad establecido es el mismo de la norma UNE-EN-157001:

1. Planos.
2. Pliego de condiciones.
3. Presupuesto.
4. Memoria.

2. Anexos

Anexos

2.1.	Cálculos	79
2.1.1.	Runner teórico	79
2.1.2.	Dinámica de fluidos computacional (CFD).....	95
2.1.3.	Selección de materiales.....	108
2.1.4.	Método de los elementos finitos (FEM)	114
2.1.5.	Cálculo de las reacciones y los rodamientos	120
2.2.	Estudios con entidad propia	125
2.2.1.	Estudio Básico de Seguridad y Salud	125
2.3.	Otros documentos justificativos y aclarativos del proyecto	126
2.3.1.	Manuales	126
2.3.2.	Programa de cálculo de la geometría en el software Matlab.....	132

2.1. Cálculos

2.1.1. Runner teórico

2.1.1.1. Condiciones iniciales

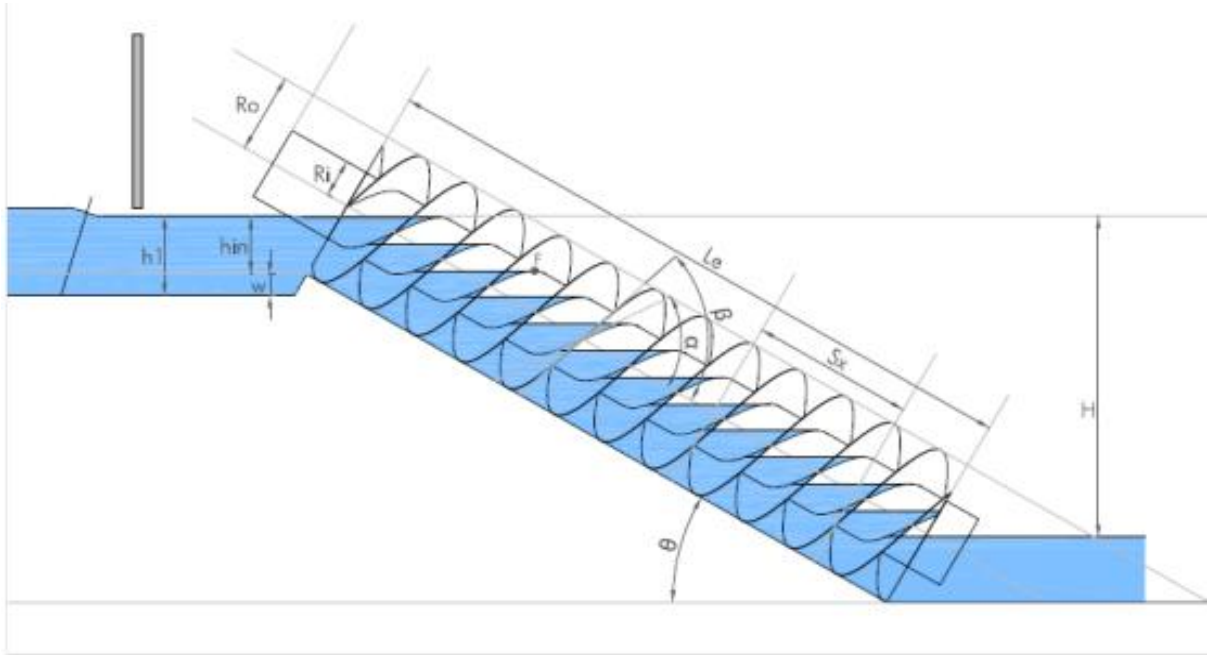


Figura 46. Esquema de la geometría del runner.

La figura 46 se toma como referente para realizar el diseño de la turbina basada en el tornillo de Arquímedes. En primera estancia, se deben seleccionar los datos de partida, basados en la bibliografía y en el lugar de emplazamiento, que permitan llevar a cabo los cálculos que den la geometría del sistema.

Para llevar a cabo la ejemplificación de un caso de estudio, se va a realizar el cálculo de una instalación en un canal de irrigación. Las características del salto de agua donde se quiere llevar a cabo el montaje de la turbina son:

$$H = 1 \text{ m}$$

$$Q = 0,015 \text{ m}^3/\text{s}$$

A partir de este dato se obtiene la potencia hidráulica disponible de la ubicación, que se calcula como:

$$P_{hidr} = H \cdot Q \cdot \gamma$$

Donde γ es el peso específico del fluido, que en este caso es agua. Para obtener la potencia hidráulica en kW, el peso específico se considera que tiene un valor de $9,81 \text{ kN/m}^3$. Por lo tanto, el valor de la potencia hidráulica del salto de agua es de:

$$P_{hidr} = 1 \cdot 0,015 \cdot 9,81 = 0,147 \text{ kW}$$

Para poder realizar el cálculo del tornillo se tienen que hacer algunas consideraciones. La primera es el número de filetes helicoidales del tornillo. Usualmente, los tornillos modernos presentan 1, 2 o 3 filetes debido a restricciones de fabricación, peso o coste (Rorres, 2000). No obstante, con un mayor número de filetes se consigue mejorar las prestaciones del tornillo (Rorres, 2000). Además, en estudios experimentales (Lyons, 2014) se dice además que la variación del rendimiento con un filete más o menos no es excesiva. Por lo tanto, a partir de estas consideraciones, se toma que el número más adecuado de filetes helicoidales es 3. Además, con este valor existe métodos más sencillos para calcular el volumen por ratio de giro y, consecuentemente, el diámetro exterior (Nuernbergk y Rorres, 2013).

$$N = 3$$

La segunda consideración a tener en cuenta es el ángulo de inclinación de la turbina, el cual se establece en 30° según los ensayos realizados por Brada en la Universidad Tecnológica de Praga. A partir de los ensayos se establece que el ángulo de trabajo de la turbina debe estar entre los 25° y los 36° , ya que ángulos menores aumentan la longitud del tornillo y mayores llevan a menores flujos de corriente. No obstante, debe tenerse en cuenta que según requerimientos de la instalación, velocidad o "fish friendliness", los ángulos pueden variar dentro del rango establecido.

$$\theta = 30^\circ$$

2.1.1.2. Caudal útil y caudal de pérdidas

El caudal total Q que circula a través de la turbina se puede dividir en caudal útil, el cual genera un par en el tornillo, y caudal de pérdidas.

El caudal de pérdidas se origina principalmente a partir del flujo que atraviesa el espacio entre las palas y la estructura, ya que las pérdidas por rozamiento son despreciables en comparación y las pérdidas por rebosamiento son evitadas con un correcto diseño de la turbina y medidas de seguridad. Además, una propiedad de este tipo de turbina es que se puede llegar hasta un 120% del punto óptimo de llenado sin tener pérdidas significantes (Brada, 1996b).

Por lo tanto, el caudal disponible en el sistema se puede representar como:

$$Q = Q_0 + Q_p$$

Donde Q_0 representa el caudal útil que servirá para hacer girar la turbina y Q_p representa las pérdidas originadas por el flujo de agua que pasa entre las palas y estructura. El ratio entre Q_p/Q_0 suele estar entre 0,02 y 0,06 siendo más pequeño cuanto más grande sea la turbina (Nuernbergk y Rorres, 2013). Al tratarse de un sistema de pequeña potencia y pequeñas dimensiones, los ratios escogidos son:

$$Q_o(\text{ratio}) = 0,94$$

$$Q_p(\text{ratio}) = 0,06$$

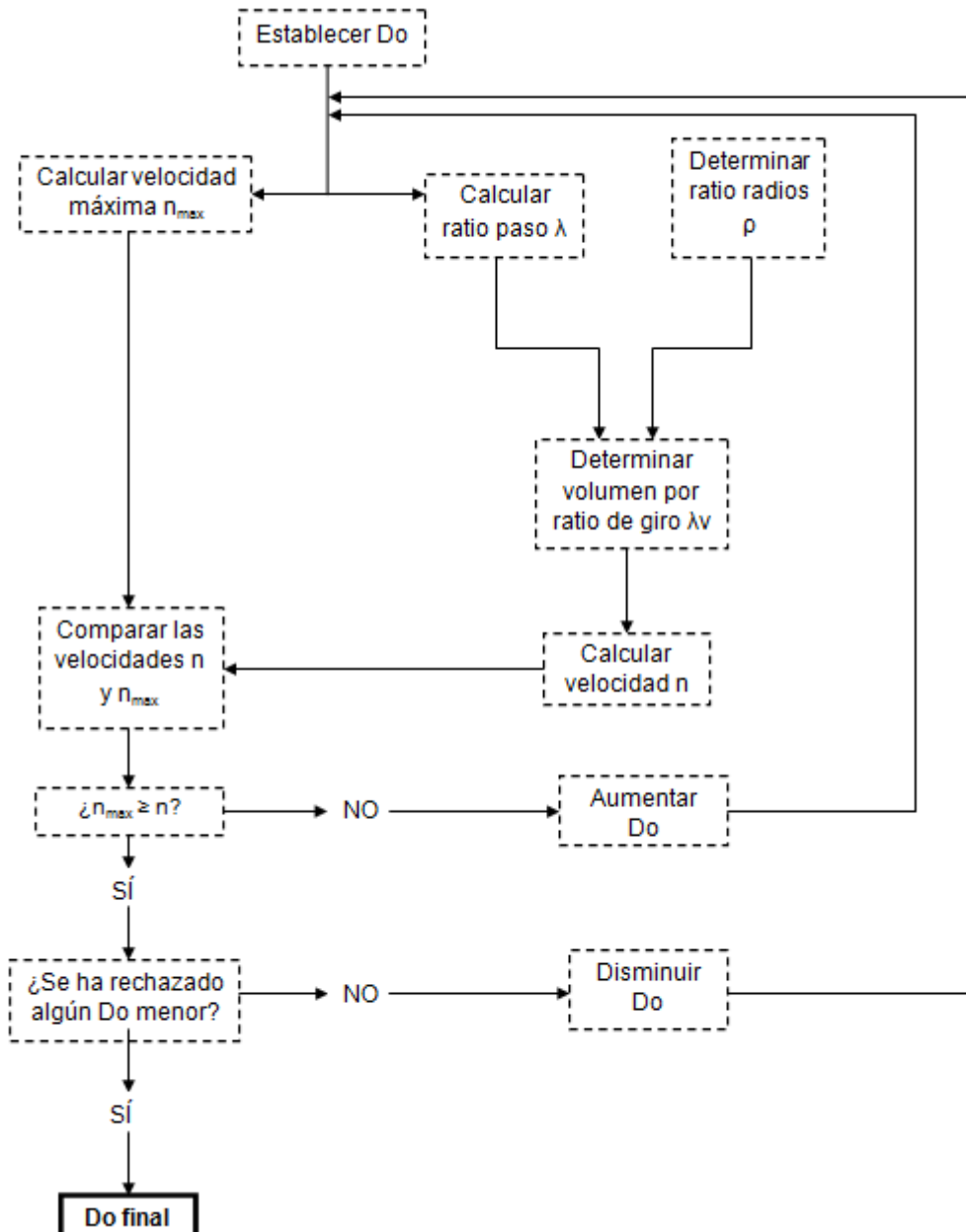
Teniendo en cuenta el valor del caudal disponible Q , los valores del caudal útil y de pérdidas son:

$$Q_o = 0,0141 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_p = 0,0009 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.1.1.3. Diámetro exterior y velocidad de rotación

A continuación se llevará a cabo el cálculo del diámetro exterior del tornillo. Para ello se sigue un proceso iterativo que se puede esquematizar como:



Para poder realizar este proceso de iteración, primero debe escogerse un valor de D_o . El valor escogido parte de resultados experimentales aportados por Brada (1999) en los que el diámetro depende del caudal óptimo de funcionamiento. Para el caso del proyecto, el D_o inicial establecido es de 0,41 m.

La velocidad n es igual a la velocidad de rotación de la turbina que se obtiene de la expresión aportada por Muysken (1932) para tornillos funcionando como bombas:

$$n \leq \frac{50}{D_o^{2/3}} [rpm]$$

Debe decirse que esta expresión aportada por Muysken está basada en la experiencia y la experimentación, demostrando que valores superiores de velocidad rotacional producen excesivas pérdidas por fricción y fuerzas centrífugas. Por lo tanto, este valor es el recomendado tanto por Nuerngerk y Rorres como por Lashofer et al. (2011) y muchos constructores europeos de tornillos de Arquímedes. Por lo tanto la velocidad máxima se expresa como:

$$n_{max} = \frac{50}{D_o^{2/3}} [rpm]$$

Para calcular el volumen de agua en un ciclo del tornillo (V_U) se deben obtener primero ciertos parámetros adimensionales introducidos por Rorres (2000) que después se han seguido en estudios posteriores.

El ratio de diámetros representa la relación entre el diámetro interior y el diámetro exterior de la turbina, teniendo un valor entre 0 y 1. Según la tabla 1 del estudio de Rorres, su valor óptimo para un tornillo de Arquímedes con un número de filetes helicoidales igual a 3 es de 0,5357. La ecuación del ratio se expresa como:

$$\rho = \frac{D_i}{D_o}$$

Por lo tanto, conociendo el valor del diámetro exterior se puede obtener el valor del diámetro interior fácilmente.

Por otro lado, el ratio del avance se calcula como:

$$\lambda = \frac{S \cdot \tan\theta}{2\pi R_o}$$

Donde S es el avance del tornillo y se puede calcular utilizando la siguiente expresión, donde es relacionada con el diámetro exterior a partir del ratio de paso:

$$\frac{S}{D_o} = Pr$$

Como se explica más adelante, existe controversia en cuanto al valor óptimo de ρ_r . Se ha escogido uno de 1,01 ya que es el valor medio utilizado en el diseño de microturbinas basadas en el Tornillo de Arquímedes (Lashofer, 2012)

A partir de estos dos ratios (de diámetros y de avance), puede obtenerse a partir de la figura 47 el valor del volumen por ratio de giro λ_v .

Una vez se han obtenido todos los valores descritos, la velocidad de rotación de la turbina, que se comparará con la velocidad máxima, puede obtenerse de la ecuación

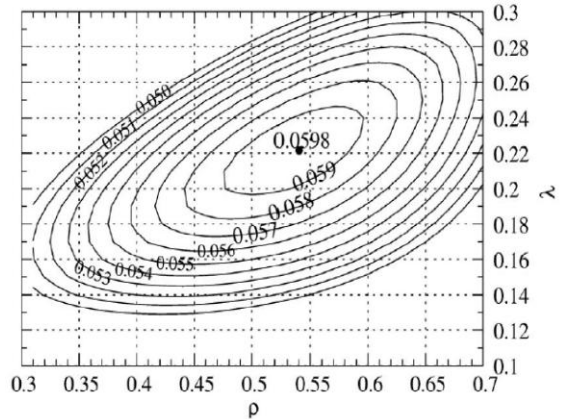


Figura 47. Relación entre el ratio de avance, el ratio de diámetros y el volumen por ratio de giro.

siguiente:

$$n = \frac{Q_o \cdot 60 \cdot \tan\theta}{2\pi^2 \cdot R_o^3 \cdot \lambda_v} \text{ (rpm)}$$

Esta ecuación proviene de la dada por Rorres (2000) para el volumen por ratio de giro y de la de Weisbach (1855) para calcular el caudal útil a partir de la velocidad de rotación:

$$Q_o = \frac{n}{60} V_U \text{ (m}^3/\text{s)}$$

$$\lambda_v = \frac{V_U \tan\theta}{2\pi^2 R_o^3}$$

Siguiendo el proceso iterativo explicado, y considerando un máximo de 0.01 m la diferencia de tamaño del diámetro exterior, se obtienen los siguientes datos referidos a su velocidad y geometría:

Tabla 27. Geometría y velocidad del runner.

Do (m)	n _{max} (rpm)	ρ	S (m)	Di (m)	λ	λ _v	n (rpm)
0,32	106,873	0,5357	0,323	0.17	0,1856	0,0576	104,849

2.1.1.4. Otras características geométricas

El siguiente paso es calcular los ángulos que forman los filos interiores (α) y exteriores (β) de las palas respecto al eje del tornillo. En la figura 48 se simplifica la forma de las hélices para poder observar más fácilmente los ángulos. Las ecuaciones a utilizar son:

$$S = \frac{\pi D_o}{\tan\beta} = \frac{\pi D_i}{\tan\alpha}$$

A partir de estas ecuaciones se obtiene que:

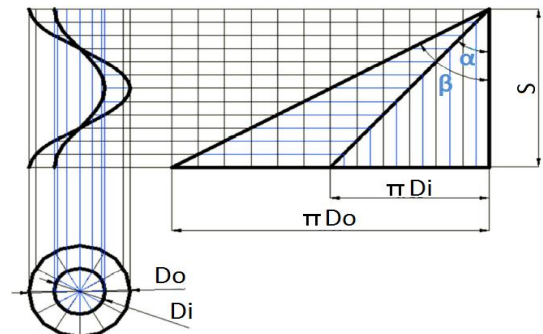


Figura 48. Esquema de los ángulos de las hélices.

$$\alpha = 59,031^\circ$$

$$\beta = 72,178^\circ$$

Otras consideraciones geométricas de la turbina que pueden calcularse directamente son la longitud total del tornillo, la distancia entre palas y el número de éstas. Estas características se calculan, respectivamente, como:

$$L = \frac{H}{\text{sen}\theta} = 2 \text{ m}$$

$$S_x = \frac{S}{N} = 0,108 \text{ m}$$

$$K = \frac{L}{S_x} = 18,56$$

2.1.1.5. Ratio de volumen total

Para conocer la altura a la que se encuentra el punto óptimo de entrada de corriente, por encima del cual se sobrellenaría la turbina con agua y se producirían pérdidas, primero deben obtenerse ciertos parámetros.

En primer lugar se calcula el valor del ratio de volumen total v_T a partir de las expresiones dadas en la publicación de Nuernbergk y Rorres (2013). Para ello, para empezar, se obtiene el volumen de agua en un ciclo del tornillo siguiendo la fórmula de Weisbach:

$$V_u = Q_o \cdot \frac{60}{n} = 0,008 \text{ m}^3$$

Una vez se tiene este valor, se puede calcular el ratio adimensional de volumen (Rorres, 2000) como:

$$v_u = \frac{V_u}{\pi S \left(\frac{D_o}{2}\right)^2} = 0,310$$

Para poder calcular el ratio de volumen total es necesario otro parámetro más que representa la velocidad axial de transporte y que se puede calcular utilizando la siguiente expresión:

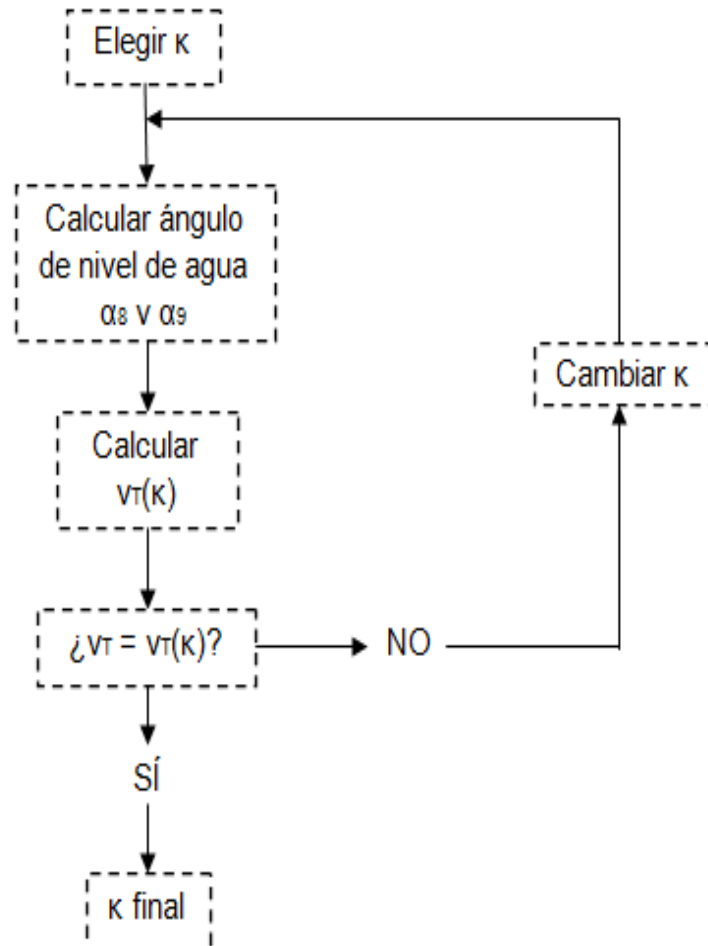
$$C_{ax} = \frac{S \cdot n}{60} = 0,565 \text{ m/s}$$

Con las variables calculadas anteriormente se puede obtener directamente el valor del ratio de volumen total:

$$v_T = v_u + \frac{Q_G}{\pi \left(\frac{D_o}{2}\right)^2 C_{ax}} = 0,330$$

2.1.1.6. Altura adimensional κ

El siguiente paso para obtener el valor de la altura de agua en la entrada óptima es calcular el parámetro κ , conocido como altura adimensional. Este parámetro representa el ratio entre la altura de agua simplificada y el radio exterior. Este parámetro se obtiene mediante un proceso iterativo, el cual puede esquematizarse de la siguiente manera:



El primer paso para obtener el valor de la altura adimensional es fijar uno inicial. Este puede obtenerse a partir de la figura 49 de la publicación de Nuernbergk y Rorres (2013). Este gráfico, dividido en tres zonas según el nivel del agua, relaciona la altura adimensional (κ) con el ratio de volumen total (v_T) para diferentes valores de ratio de diámetros (ρ).

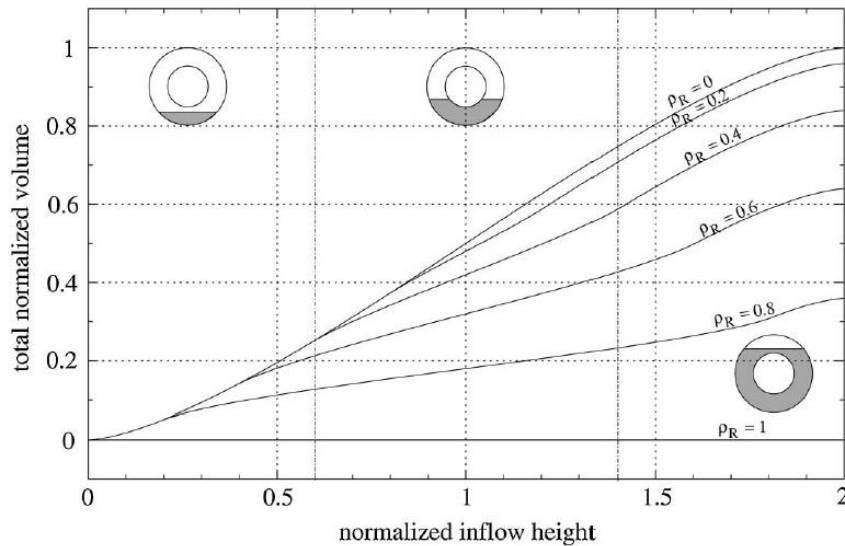


Figura 49. Relación entre altura adimensional, ratio de volumen total y ratio de diámetros.

Para el caso en el que $\rho = 0,5357$ y $v_T = 0,330$, de la gráfica se obtiene que el valor de la altura adimensional inicial es aproximadamente de:

$$\kappa_1 = 0,8$$

Además, también se obtiene que el nivel del agua se encuentra en el segundo nivel, estando el agua por la zona de altura óptima.

El siguiente paso es calcular el ángulo del nivel del agua tanto respecto al cilindro exterior como interior (α_8 y α_9). Para ello, se emplean las siguientes ecuaciones:

$$\alpha_8 = 2 \cdot \arccos(1 - \kappa)$$

$$\alpha_9 = 2 \cdot \arccos\left(\frac{1 - \kappa}{\rho}\right)$$

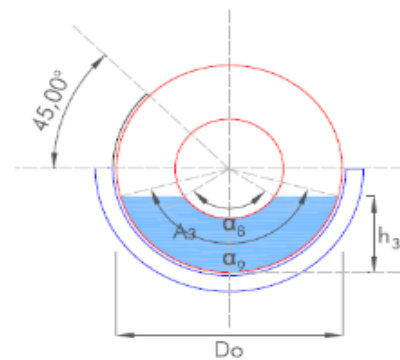


Figura 50. Ángulos del nivel del agua.

Una vez obtenidos estos datos se puede obtener el ratio de volumen total en función de la altura adimensional. Como se ha obtenido a partir de la gráfica que el nivel del agua se encuentra en el segundo nivel, según el estudio de Nuernbergk y Rorres la ecuación a emplear es la siguiente:

$$v_T(\kappa) = \frac{\alpha_8 - \alpha_9 \rho^2}{2\pi} - \frac{1 - \kappa}{\pi} (\sqrt{1 - (1 - \kappa)^2} - \sqrt{\rho^2 - (1 - \kappa)^2})$$

Este valor calculado es comparado con el obtenido anteriormente (cuyo valor era de 0,330). En caso de que no coincidan los valores se deberá variar en función de si es mayor o menos el calculado. Si son iguales, el valor utilizado de altura adimensional es la final.

Tras realizar el proceso iterativo se obtiene que el valor idóneo es el siguiente:

Tabla 28. Altura adimensional iterativa.

κ	α_8 (°)	α_9 (°)	$v_t(\kappa)$
0,908	169,43	160,20	0,330

2.1.1.7. Profundidad de la entrada del agua

A la hora de calcular la profundidad de entrada del fluido, según el estudio de Nuernbergk y Rorres (2013), se sigue el siguiente esquema:

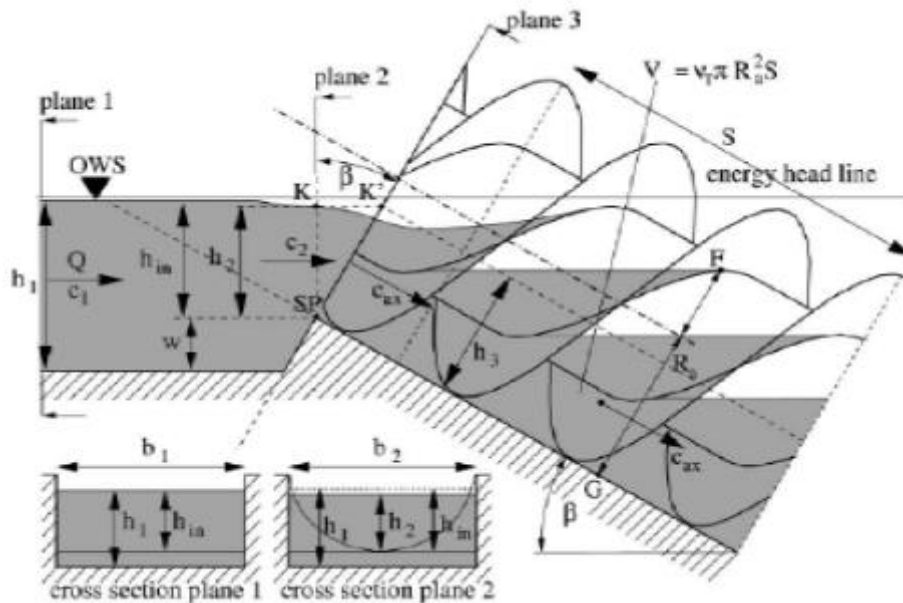


Figura 51. Profundidades del agua.

Además, en este mismo estudio se toman dos consideraciones:

- Altura de la entrada de agua: $h_1 = \frac{D_0}{2}$
- Se considera entrada rectangular del canal con entrada: $b_1 = b_2 = D_0$

A continuación se detallan los parámetros necesarios para determinar las alturas del fluido relacionadas con el funcionamiento de la microturbina, según lo establecido en el estudio de Nuernbergk y Rorres (2013).

Primero, a partir del valor de la altura adimensional se puede obtener directamente la altura simplificada h_3 , considerada como una altura constante del agua que atraviesa las palas del tornillo. Esta altura puede obtenerse mediante la siguiente ecuación:

$$h_3 = \frac{\kappa \cdot D_0}{2} = \frac{0,908 \cdot 0,32}{2} = 0,145 \text{ m}$$

Segundo, para poder calcular la profundidad de entrada del fluido se debe obtener la altura del agua en el plano perpendicular entrante en el tornillo. Esta altura se calcula como:

$$h_2 = h_3 \cdot \cos \theta = 0,145 \cdot \cos 30 = 0,126 \text{ m}$$

El tercer parámetro necesario es el factor de pérdidas hidráulicas ζ , el cual puede ser estimado aplicando la pérdida de altura Borda-Carnot (Bollrich y Preissler, 1992). Este parámetro puede obtenerse utilizando la siguiente expresión:

$$\zeta = \left(\frac{v_T \cdot \pi \cdot \frac{D_0}{2}}{\kappa \cdot \cos\beta \cdot b_2} - 1 \right)^2 = 0,744$$

A partir de estos valores, y los calculados anteriormente, se puede obtener la profundidad de entrada del agua (sin contar la altura del apoyo) en el equipo:

$$h_{in} = h_2 + \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{Q}{h_2 b_2} \right)^2 \cdot \left[1 + \zeta - \left(\frac{h_2}{h_1} \right)^2 \right] = 0,129 \text{ m}$$

2.1.1.8. Rendimiento

Para obtener el valor del rendimiento de la microturbina, Müller y Senior (2009) expusieron una ecuación que relaciona el rendimiento teórico con parámetros geométricos del tornillo. Esta ecuación se expresa como:

$$\eta_{teo} = \frac{2n + 1}{2n + 2}$$

Donde n es igual a:

$$n = \frac{d_o}{\Delta d}$$

La figura 52 muestra el nivel del agua idealizado a los dos lados de una pala del tornillo. Aguas arriba la profundidad es la suma de $\Delta d + d_o$ y aguas abajo el nivel de agua en contacto con la pala tiene una altura d_o .

Por lo tanto, estos valores pueden calcularse fácilmente a partir de las expresiones siguientes:

$$h_3 = \Delta d + d_o$$

$$\Delta d = S_x \cdot \tan\theta$$

A partir de estas ecuaciones se obtiene que Δd es igual a 0,054 m, d_o es igual a 0,091 m y, por tanto, η_{teo} es igual a 0,815.

Además del rendimiento teórico, también debe tenerse en cuenta las pérdidas para poder determinar el rendimiento total de la microturbina. El rendimiento de pérdidas puede obtenerse como:

$$\eta_{pérd} = 1 - Q_p(\text{ratio}) = 0,94$$

Finalmente ya se puede obtener el valor del rendimiento total de la microturbina:

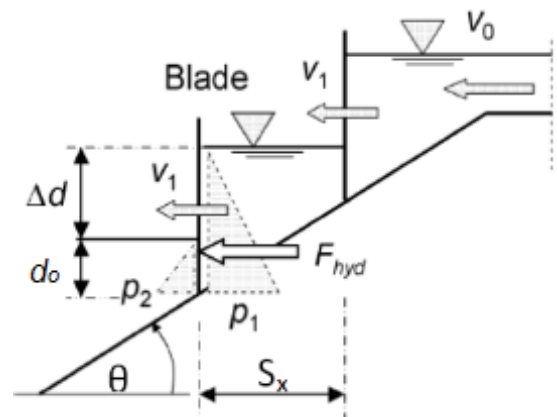


Figura 52. Profundidad del agua a ambos lados de las palas.

$$\eta_{tot} = \eta_{teo} \cdot \eta_{pérd} = 0,766$$

2.1.1.9. Potencia mecánica

La rotación de la microturbina causa una potencia mecánica que es transmitida a través del eje. Esta potencia mecánica puede calcularse multiplicando el rendimiento total de la microturbina por la potencia hidráulica disponible en el salto de agua:

$$P_{mec} = \gamma \cdot H \cdot Q \cdot \eta_{tot} = 0,113 \text{ kW}$$

2.1.1.10. Par generado

A partir de la potencia mecánica generada y la velocidad de rotación del eje puede obtenerse el par generado como:

$$T = \frac{P_{mec}}{n} = 10,262 \text{ Nm}$$

Para que las unidades sean Nm, la potencia mecánica está en W y la velocidad de rotación en rad/s.

Por último, para determinar el par en cada una de las palas que conforman el tornillo, se divide el par total T entre el número de palas K:

$$T_i = \frac{T}{K} = 0,553 \text{ Nm}$$

2.1.1.11. Modificación de parámetros

El proceso teórico explicado parte de estudios y publicaciones recogidas que buscan mediante métodos matemáticos y la experimentación obtener los valores geométricos y de funcionamiento óptimos del Tornillo de Arquímedes funcionando como generador.

Por ello, se ha realizado una comparación de cómo varían los resultados del tornillo al variar ciertos parámetros, con el fin de comprender por qué se escogen determinados valores.

- **Número de filetes**

Este parámetro no puede compararse teóricamente ya que el método establecido sólo es válido para tornillos con 3 filetes (Nuernbergk y Rorres, 2013). No obstante, la tendencia que marca es que con un mayor número de filetes, las prestaciones del tornillo mejoran.

Estos es contrario a estudios experimentales que dicen lo contrario, ya que para turbinas lo que se pretende es maximizar el volumen entre las palas, lo cual se consigue disminuyendo el número de éstas.

Esta discrepancia puede explicarse ya que el funcionamiento del tornillo de Arquímedes como bomba no es igual al funcionamiento como turbina. Además, en los estudios de Rorres (2000) donde se establece que aumenta el rendimiento con el número de filetes, no se tienen en cuenta factores como el espesor del tornillo o las pérdidas de volumen que puede causar esto.

Por otra parte, es importante destacar que Lyons (2014) establece que la variación de eficiencia con el número de tornillos no es excesiva cuando se trata de un filete más o menos.

Finalmente, cabe decir que no existe un método teórico que consiga ajustarse al funcionamiento del tornillo de forma óptima con un valor de diferente de $N = 3$.

- **Ángulo de inclinación θ**

El ángulo de inclinación es aquel que existe entre el eje del tornillo y la horizontal al suelo. Como se dijo previamente, el ángulo óptimo se encuentra entre los 25° y 36° (Brada, 1999). Para el caso del método teórico, se ha calculado cómo evoluciona la potencia mecánica de la turbina con el ángulo de inclinación, considerando la longitud del tornillo variable y el salto de agua constante.

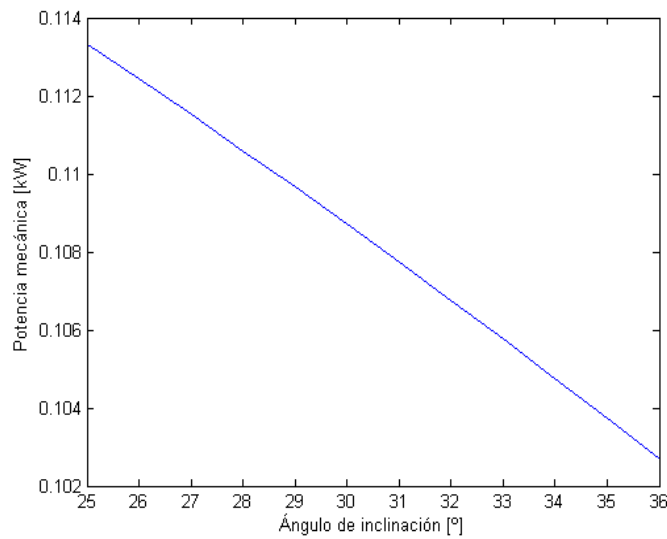


Figura 53. Variación teórica de la potencia con el ángulo de inclinación.

La tendencia muestra que a menor ángulo de inclinación la potencia que se obtiene es mayor. Por lo tanto, según estos resultados, se debería intentar disminuir el ángulo de forma que no afecte al *“fish friendliness”* ni que la longitud sea demasiado larga como para que se incremente considerablemente el precio del tornillo.

Esta tendencia calculada coincide con las conclusiones a las que llegaron en su estudio Müller y Senior (2009), donde se muestra el rendimiento en función del ángulo de inclinación y el número de *turns* o *buckets* (volúmenes entre palas).

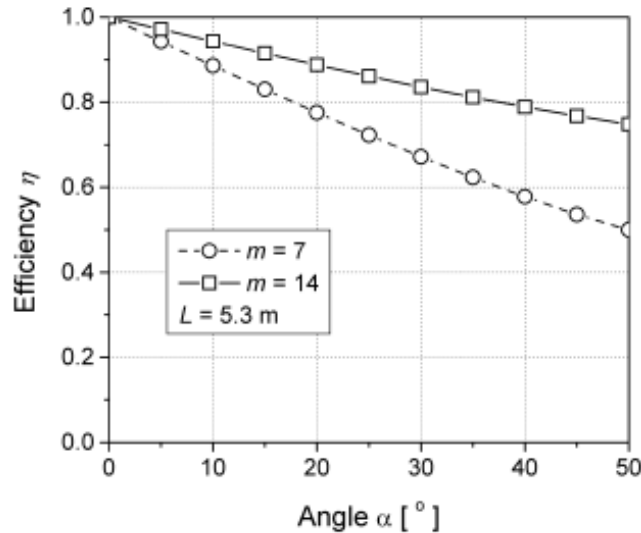


Figura 54. Variación del rendimiento con el ángulo de inclinación según Müller y Senior (2009).

Por otro lado, existen otros autores ((Lyons, 2014) o (Raza et al., 2013)) cuyas conclusiones son opuestas, ya que dicen que a mayor inclinación la eficiencia, y por lo tanto la potencia, es mayor. Esta afirmación se muestra mediante medidas experimentales realizadas por Lyons (2014), tal y como se ve en la figura 55.

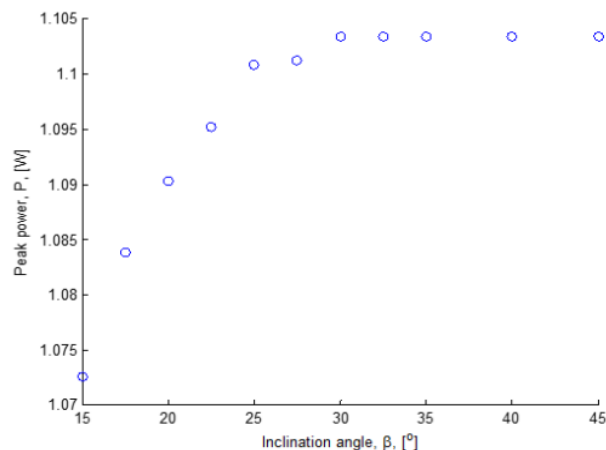


Figura 55. Variación de la potencia con el ángulo de inclinación según Lyons (2014).

Según se ve en la gráfica, la potencia del tornillo aumenta conforme el ángulo de inclinación es mayor, llegando a un punto en el que se mantiene más o menos constante (a partir de los 25-30°). Por lo tanto, aunque existe una contradicción con el método teórico en cuanto a la tendencia del comportamiento del tornillo, se puede aceptar el rango de valores dado por Brada (1999), adaptando la instalación del tornillo a una inclinación de entre 25° y 36°, ya que su rendimiento apenas se verá modificado.

- **Ratio de diámetros p**

El ratio de diámetros se trata del valor que relaciona el diámetro interior entre el diámetro exterior. Para el caso teórico se ha tomado un valor de 0,5357 que es el óptimo para tornillo de 3 filetes, según el estudio de Rorres (2000). Sin embargo, se ha modificado el valor para ver

cómo varía el rendimiento de la microturbina, considerando el diámetro exterior fijo y el interior variable.

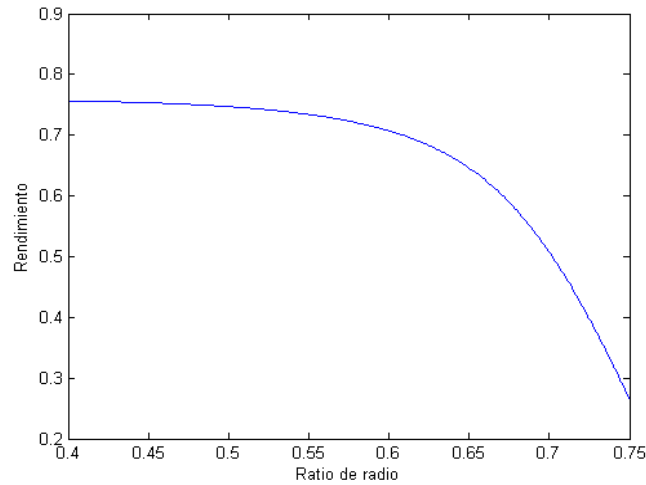


Figura 56. Variación del rendimiento con el ratio de diámetros según el proceso teórico.

Lo primero que puede observarse es que este ratio tiene un peso importante en el funcionamiento del tornillo ya que el rendimiento puede variar mucho en función de éste. La curva muestra que para valores más pequeños del ratio el rendimiento crece, llegando a un valor casi fijo, mientras que cuando el ratio aumenta el rendimiento disminuye. Esto se hace más visible a partir de un ratio de 0,65 ya que el rendimiento baja rápidamente.

Esto se debe a que con un mayor ratio de diámetro actúa menos fuerza en las palas para poder generar un par y, por lo tanto, la potencia y el rendimiento disminuyen.

Sin embargo, no se puede decrecer el ratio de diámetros sin más, ya que de él dependen cuestiones de estabilidad. Aunque el ratio ρ óptimo tienda a ser el mínimo posible, esto requiere de un análisis estructural y constructivo para poder asegurar que el tornillo sea robusto y aguante en funcionamiento, lo cual es de vital importancia. Por ello, no está claro qué ratio es el mejor para un caso concreto y se toma el estudio de Rorres (2000) como referencia, el cual establece un valor según el número de filetes.

Por otra parte, esta tendencia puede verse también en resultados experimentales de laboratorio donde se ha modificado el ratio de diámetro para un tornillo de Arquímedes actuando como microturbina eléctrica (Lyons, 2014).

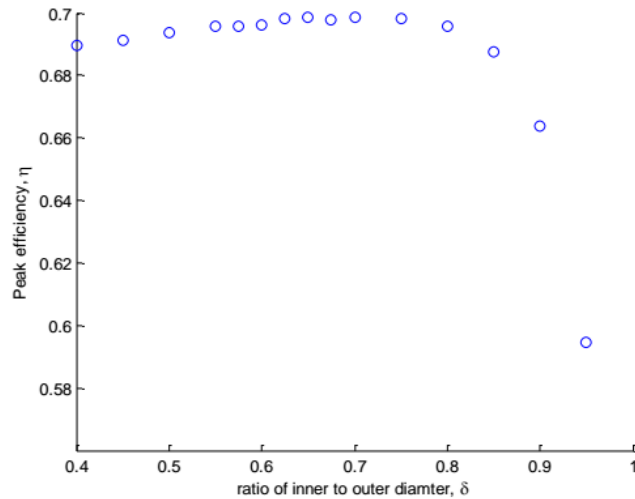


Figura 57. Variación del rendimiento con el ratio de diámetros según Lyons (2014).

En la gráfica se observa que conforme el ratio de diámetros crece mucho el rendimiento se desploma. No obstante, a diferencia de los cálculos teóricos, en las pruebas experimentales el rendimiento no decrece constantemente conforme aumenta el ratio, sino que crece hasta llegar a un máximo. Sin embargo, la diferencia de rendimiento no varía mucho en el tramo 0,4-0,7 y además, estos valores son para unas características de tornillo determinadas, por lo que siguen sin esclarecer como obtener de forma teórica un valor de ratio óptimo.

- **Ratio de paso Pr**

El ratio de paso es el resultado de dividir el avance del tornillo entre el diámetro exterior. Estudios como el de Rorres (2000) establecen que existe una clara relación entre ésta variable y el funcionamiento del tornillo.

Para el caso de estudio, se ha tomado un valor de 1,01, a partir de los valores medios establecidos por Lashofer (2012). No obstante, se ha variado este valor para comprobar cómo cambia el rendimiento de la microturbina.

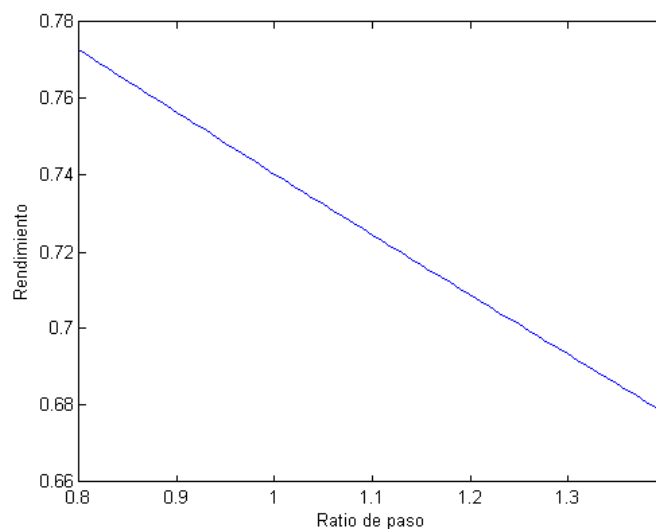


Figura 58. Variación teórica del rendimiento con el ratio de paso.

Según se puede observar en figura 58, para el método teórico establecido el rendimiento de la microturbina decrece conforme el ratio de paso aumenta. Sin embargo, pruebas experimentales (Lyons, 2014) han demostrado que lo que ocurre es exactamente lo contrario, tal y como se ve en la figura 59

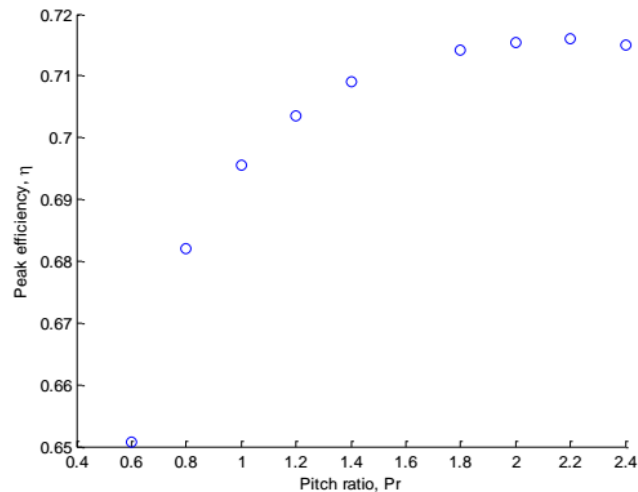


Figura 59. Variación del rendimiento con el ratio de paso según Lyons (2014).

Esta discordancia muestra que el proceso teórico se equivoca en cuanto a la tendencia que sigue el funcionamiento del tornillo al variar el ratio de paso. Por lo tanto, para poder escoger un valor de ratio de paso, se tendrá un rango de valores muy pequeños, ya que una ligera variación afecta al rendimiento considerablemente.

Respecto a los resultados experimentales, estos indican que a un mayor ratio de paso, existen menos palas y por tanto el volumen entre éstas es mayor, lo que provoca una fuerza hidrostática más grande y causa un mayor par. Es decir, importa más el volumen entre palas que el número de ellas. Por otra parte, Lyons (2014) también establece, y se ve en la figura, que el rendimiento no crece continuamente con el ratio de paso, sino que se llega a un máximo y que posteriormente el rendimiento vuelve a bajar. Además, también se demuestra que, conforme el ratio de paso aumenta, las pérdidas son mayores, hecho que explicaría por qué no debe ponerse un ratio lo máximo posible. Por lo tanto, establece que el valor óptimo en su investigación es 1,4, ya que a valores superiores apenas existe variación en la eficiencia.

Por otra parte, entrando en términos de fabricación, alrededor de dos tercios de los fabricantes de tornillos de Arquímedes para la generación de energía utilizan un ratio de paso de 1 (Lashofer, 2012), al igual que se recomienda en las publicaciones de Nagel y Radlik (1988).

Visto los resultados, es complicado escoger un valor de ratio de paso óptimo, ya que existen discrepancias entre autores y entre las medidas experimentales, el proceso teórico y los fabricantes industriales. Por ello, se ha decidido que el rango de actuación se encuentre entre 1 y 1,4 ya que es la variación existente entre profesionales y estudios experimentales. Para el caso de estudio, finalmente se ha optado por utilizar un ratio de paso de 1,01, ya que es el valor medio utilizado en instalaciones similares (Lashofer, 2012).

2.1.2. Dinámica de fluidos computacional (CFD)

Las simulaciones mediante CFD son una forma sencilla de conocer el funcionamiento real de diseños sin tener que invertir en altos costes de prototipos. Además, permite hacer rápidas variaciones pudiendo optimizar los modelos realizados.

Como contra, los software CFD asumen ciertas características que hacen que el resultado final no se corresponda 100% con el funcionamiento real. Por lo tanto, este tipo de herramientas son altamente útiles para trabajos de ingeniería, en el sentido de que consiguen ahorros de tiempo y dinero para alcanzar un diseño óptimo. No obstante, requieren de una o varias validaciones reales que permitan comprobar que efectivamente se ha alcanzado el diseño deseado.

Para el caso del proyecto, se ha utilizado la herramienta ANSYS 16.2 y ANSYS 17.2 para analizar el comportamiento del tornillo óptimo calculado teóricamente mediante simulaciones. Este software se trata de uno de los más potentes del mercado, siendo clave en el desarrollo de análisis de la dinámica de fluidos computacionales.

Los pasos a seguir en el desarrollo de la simulación son:

1. Creación de la geometría
2. Creación de la malla
3. Establecimiento de las condiciones del entorno (Set up)
4. Cálculo del problema (Solver)
5. Visualización de resultados (Post processing)

2.1.2.1. Creación de la geometría

Para crear el runner se ha empleado una herramienta CAD como es el SolidWorks. Las características geométricas del equipo se han obtenido a partir de los valores de la Tabla 4. Para el estudio del comportamiento de fluido no se considera el eje sólido central, por lo que se tiene un runner macizo.

Básicamente, el equipo consiste en un eje central de diámetro fijo al que se le añaden tres superficies helicoidales a su alrededor. Estas superficies son de igual diámetro y avance, empezando cada una en un punto distinto (separadas 120°).

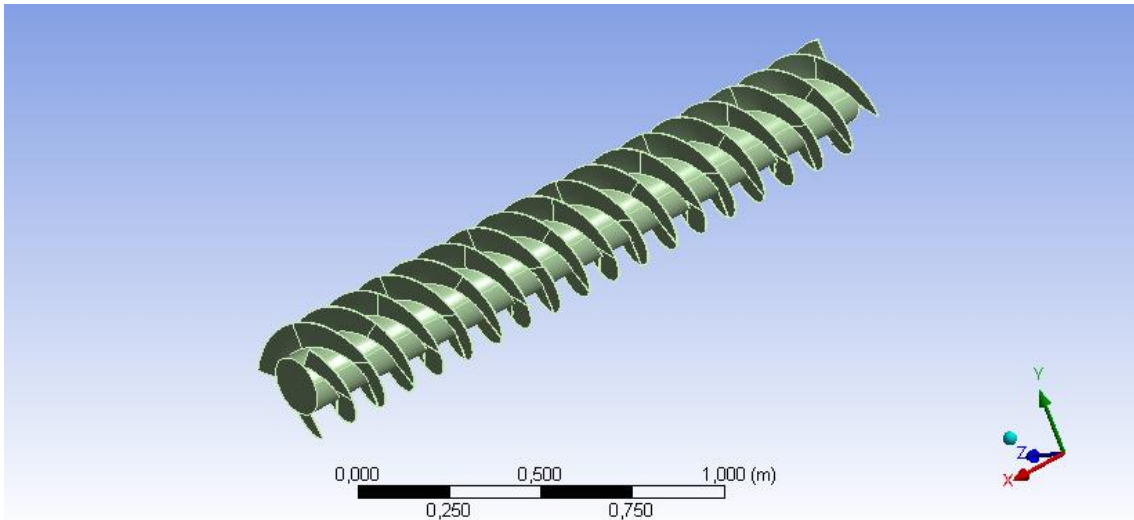


Figura 60. Geometría del runner.

Debe considerarse que la parte de fluidos de ANSYS trabaja con modelos negativos, por lo que no se puede trabajar directamente con la geometría dada. Por ello, en el módulo de geometría del ANSYS, para simular las condiciones reales, se crea un cilindro que tenga en su interior al runner, dejando un intersticio de 5 mm respecto a las hélices. Para poder hacer el negativo sobre el que circulará el fluido, se realiza una operación booleana en la que se subtrae al cilindro el runner, obteniéndose así el negativo. Este cilindro será el rotativo.

Por otra parte, se debe distinguir la parte rotativa de la parte estática de la estructura para poder realizar la simulación. Para ello se crea un cilindro hueco cuyo diámetro interior coincida con el exterior del rotativo. Además, su grosor será de 5 mm, siendo este cilindro hueco la parte estática. Con esto se conseguirá que el intersticio total entre las hélices y la superficie de la estructura sea de 10 mm (32 mm de diámetro exterior del runner y 33 mm de diámetro interior del canal), tal como ocurre en las condiciones reales.

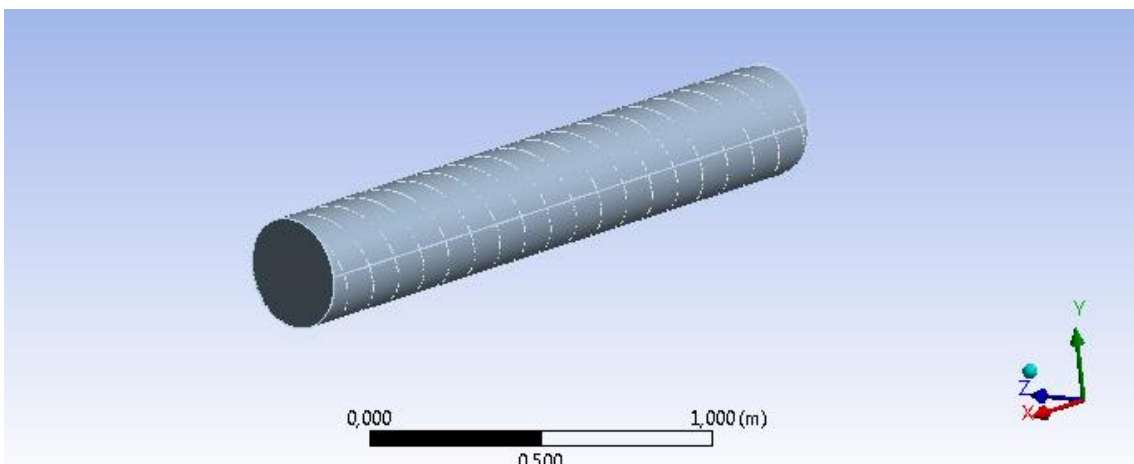


Figura 61. Geometría completa para la simulación.

También cabe destacar que se ha determinado un plano con forma de semicircunferencia en la parte superior de la geometría. Este plano se encuentra pegado a la circunferencia superior y servirá para la entrada de agua en el runner.

2.1.2.2. Creación de la malla

Una vez obtenida la geometría, se lleva a cabo la elaboración de la malla. El primer paso es determinar las diferentes secciones principales que conforman el tornillo. El seleccionarlas se debe a que después permitirán de una forma más sencilla establecer las condiciones de contorno. A continuación se muestra una lista de las diferentes secciones nombradas:

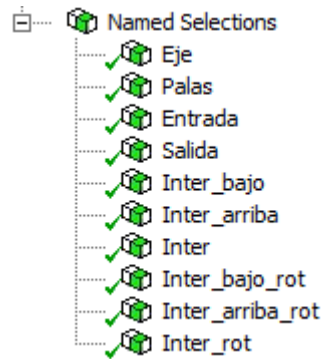


Figura 62. Named Selections.

Eje y *Palas* hacen referencias a los dos principales componentes del runner, siendo sus superficies los negativos causados en el cilindro. A continuación se muestra una imagen de una sección de la geometría partida por la mitad:

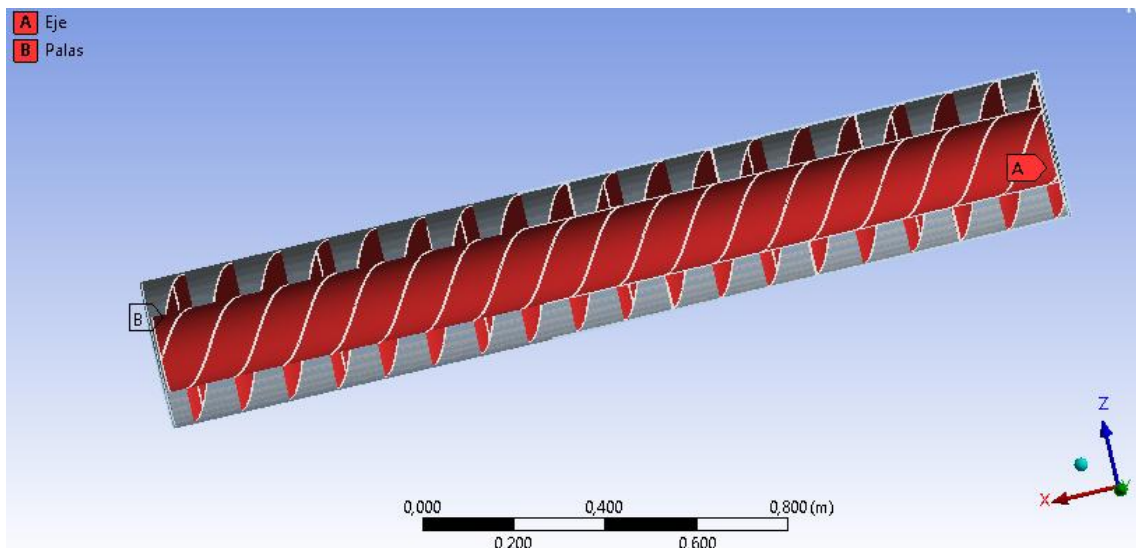


Figura 63. Eje y palas del runner.

Las interfaces son las superficies en las que se encuentran en contacto la parte estática y la parte rotativa. Para poder usar una nomenclatura sencilla se ha utilizado el mismo término para las interfaces que se tocan, añadiendo la expresión *_rot* a la que hacer referencia al cuerpo rotativo. Por lo tanto, se tiene que *Inter* es la interface que hay entre los cuerpos de los cilindros, *Inter_bajo* entre las superficies que se encuentra en la parte baja del runner y, como

su nombre claramente indica, *Inter_arriba* para las superficies en contacto en la parte de arriba del runner.

Por otro lado, las secciones *Entrada* y *Salida* hacen referencias a las caras del cilindro estático por donde entrará y saldrá el fluido. Se debe tener en cuenta que la *entra* solo hace referencia a la semicircunferencia establecida.

Una vez seleccionadas las superficies principales, se llevará a cabo la elaboración de la malla. Debe tenerse en cuenta que, debido a la licencia, los nodos utilizados estarán restringidos.

El afinamiento de los nodos permite obtener resultados más o menos reales. A menores tamaños, los resultados se acercan más al comportamiento esperado aunque suponen un mayor tiempo de cálculo. Por lo tanto, es importante seleccionar un tamaño que permita obtener resultados fiables sin sobredimensionar de tal manera que sea muy difícil calcular.

El primer paso que se ha realizado en la elaboración de la malla es establecer un *Patch Conforming Method*, es decir, determinar cómo serán los nodos que conformen el sistema. Debido a que la geometría es compleja, se determina que la mejor opción son *Tetraedrons* ya que tiene buenas prestaciones y permite adaptarse correctamente.

El siguiente paso es determinar el tamaño de los nodos. Debido a que existen partes más delicadas a la hora de realizar la simulación, el tamaño de los nodos no será igual en toda la geometría. El primer paso es establecer dos *Body Sizing* que hacen referencia al tamaño medio de los nodos en los dos cuerpos del sistema (Rotativo y Estático). Debido a que la geometría del cuerpo estático es más fina por ser un cilindro hueco, sus nodos serán más finos, ya que interesa ver cómo se mueve el agua a través de intersticio creado. Por lo tanto, los elementos de la parte rotativa tendrán un tamaño de $3e-2$ m y los de la parte estática de $1,5e-2$ m.

Una vez establecidos los tamaños medios de los cuerpos, se lleva a cabo un refinamiento mayor en las zonas donde es más interesante conocer el comportamiento del fluido. En este sentido, la mejor herramienta son los *inflatons* ya que permiten añadir varias hileras de nodos del tamaño deseado alrededor de una superficie. No obstante, debido al gran tamaño del hidrotornillo y a los requisitos del software, no se ha podido realizar esta opción, ya que de ser así el número de nodos crecería considerablemente. En su lugar se han realizado *Face Sizings*, que sirven para refinar las superficies de interés, teniendo un tamaño de los elementos deseado.

El primer *Face Sizing* se ha creado en las caras exteriores de la parte estática (sin considerar la entrada de agua), siendo el tamaño escogido de $1e-2$ m. Sobre las interfaces *Inter* se han realizado también dos refinamientos de un tamaño $5e-3$ m. Interesa que este sea muy pequeño ya que por esta interface circulará el agua que hay entre palas y canal. Finalmente, se ha realizado otro *Face Sizing* sobre las palas, debido a la importancia de poder medir el par en ellas. El tamaño escogido de los elementos ha sido de $1e-2$ m.

Una vez determinadas las acciones para realizar la malla se lleva a cabo su cálculo, consiguiendo los siguientes resultados:

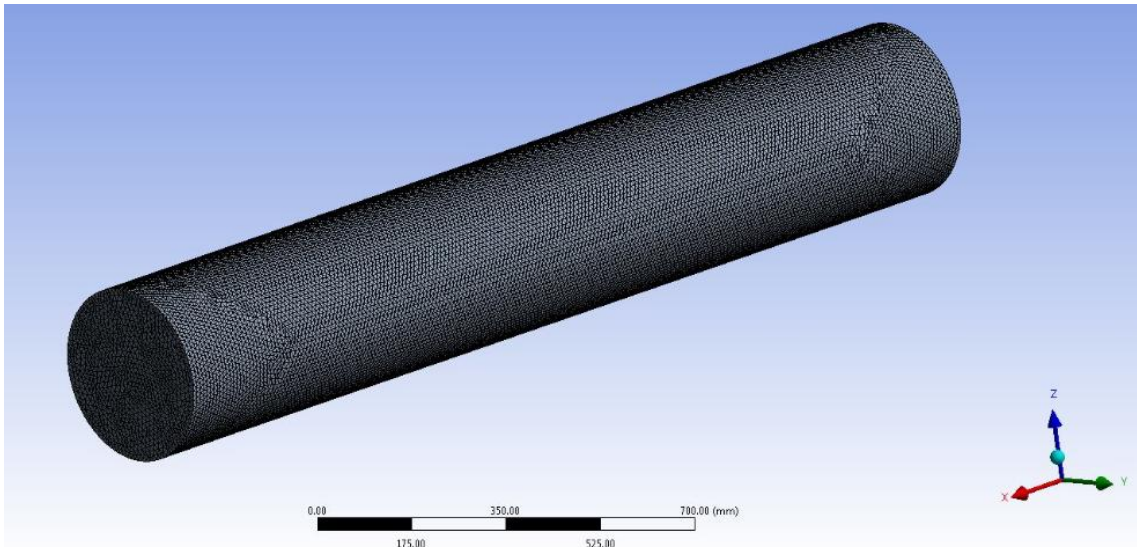


Figura 64. Malla del sistema por la parte exterior.

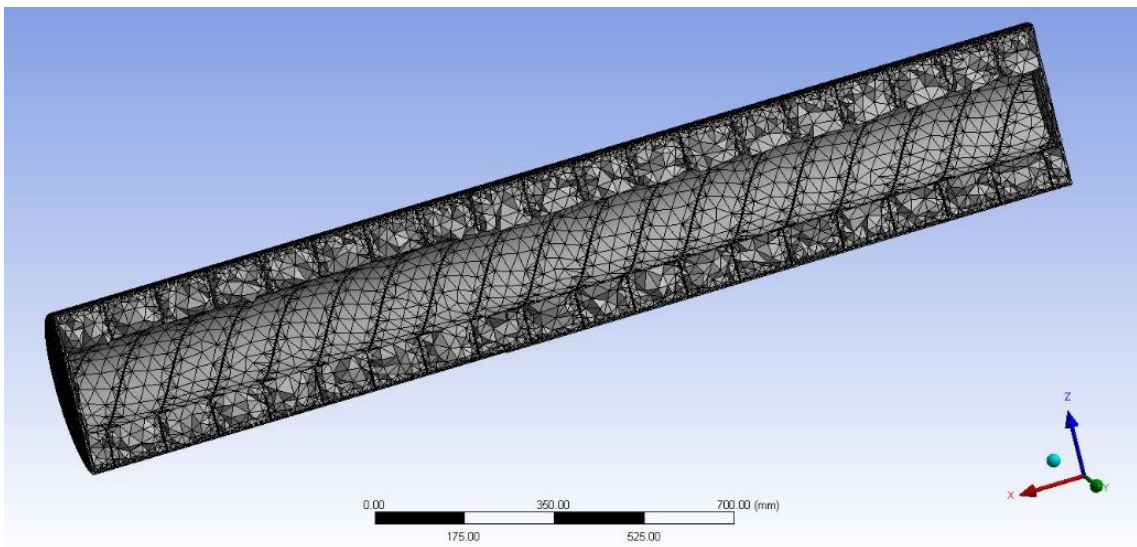


Figura 65. Malla interior vista mediante una sección.

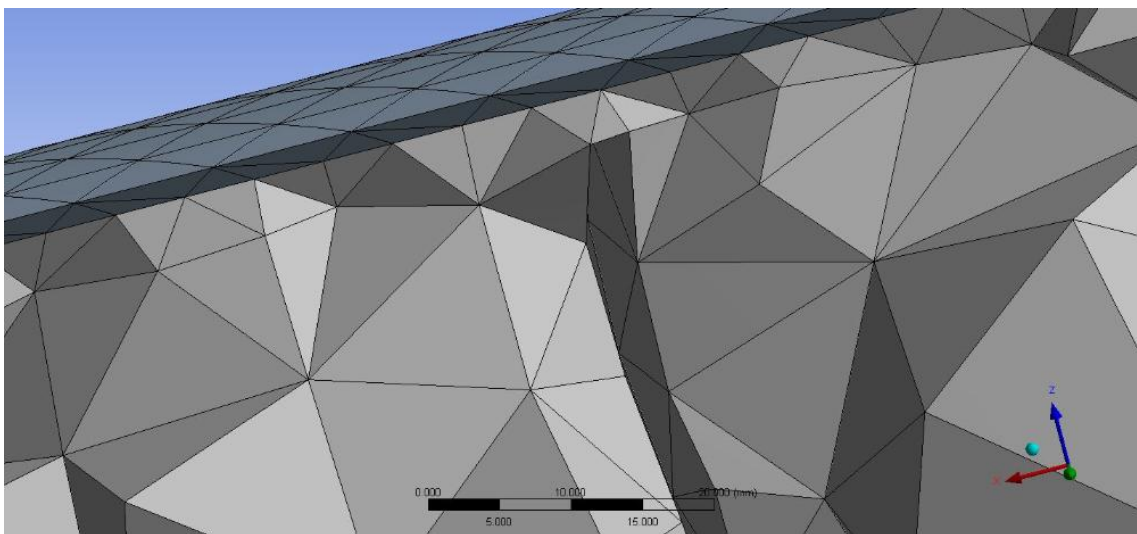


Figura 66. Zoom de detalle de la malla interior.

Como puede observarse, los nodos cerca de las paredes y las palas son ligeramente más pequeños que los del resto del cuerpo. No obstante, como se ha comentado, el mallado correcto se realizaría mediante *inflation*s que permita obtener una fila de entre 3 y 5 nodos en el intersticio entre palas y canal, además de nodos más refinados cerca de las palas.

No obstante, para el tamaño de los elementos seleccionados, se obtienen un total de 289505 nodos y 958790 elementos, lo que nos indica que, a pesar de que se pueda refinar aún más, el margen de mejora es poco. Por otro lado, una forma de poder cuantificar de manera objetiva la validez de la malla, es mediante el uso de parámetros de calidad.

El *Aspect Ratio* hace referencia a la relación o proporción entre lo ancho y la altura de los nodos. Interesa que la malla tenga un *aspect ratio* bajo, es decir, que los nodos sean lo más cuadriculados posibles. Normalmente, para fluidos, interesa que este valor sea inferior a 100, aunque valores superiores pueden ser considerados válidos. En el caso del proyecto, el *aspect ratio* puede considerarse bueno.

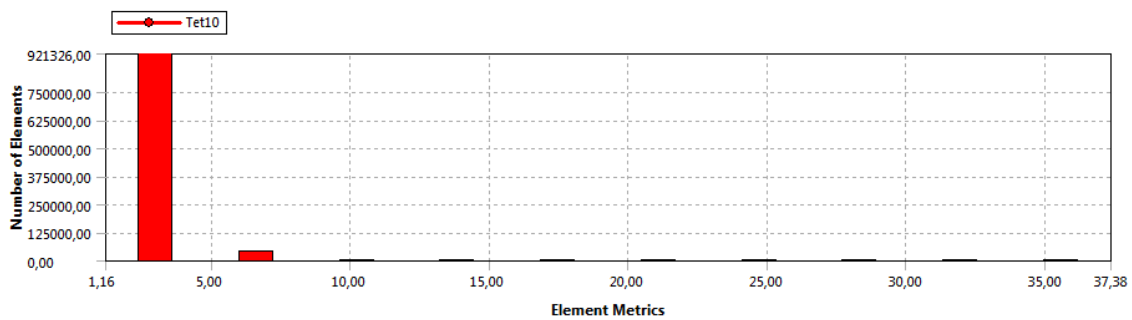


Figura 67. Aspect Ratio de la malla.

Otro valor importante es el *Skewness* que nos da una idea de lo cercano que puede estar del óptimo la cara del nodo. Este valor debe ser lo más cercano de 0, no interesando que supere el valor de 0,9. Para el caso de la malla del proyecto, se tienen alrededor de 50000 nodos que presentan un valor muy alto de *skewness*. Se observa que dichos nodos son los que se encuentra en la parte estática, lo que nos indica que efectivamente, estos nodos necesitan un mayor refinamiento mediante métodos de *inflation*.

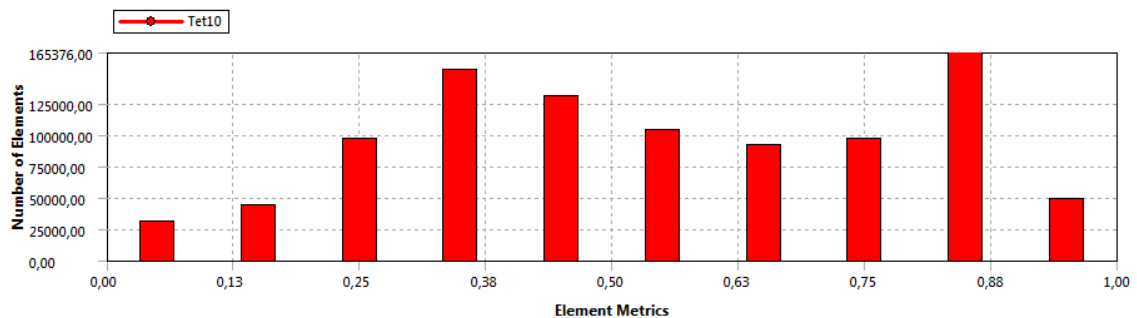


Figura 68. Skewness de la malla.

El último parámetro interesante a analizar es la *Orthogonal Quality* que hace referencia a la relación entre el vector normal de una cara, los vectores desde el centro del nodo hasta el centro de los elementos adyacentes y el vector desde el centro del nodo hasta cada cara. Interesa que este valor sea lo más cercano a 1 para que el cálculo entre dos nodos juntos sea

más preciso. En el caso de la malla se ve que no existen apenas nodos con valores cercanos a 0, estando la gran mayoría por encima de 0,5, por lo que se puede considerar válido.

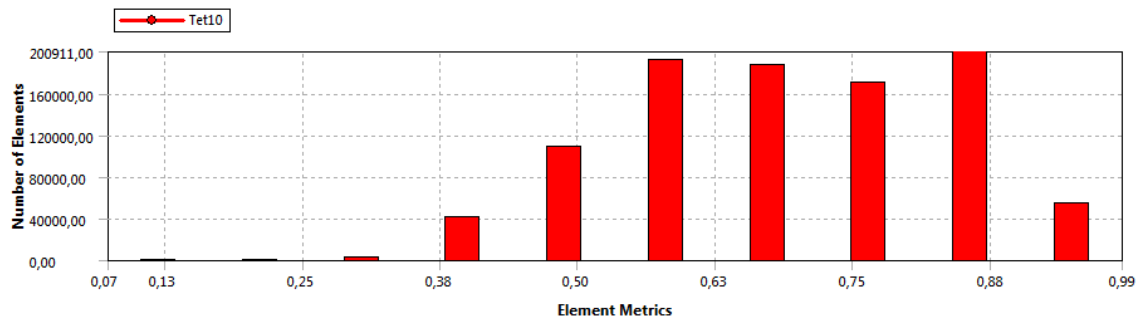


Figura 69. Orthogonal Quality de la malla.

Por lo tanto, puede comprobarse que para mejorar la malla deberían refinarse aún más los nodos existentes entre las palas y el canal, pudiendo utilizarse *inflatons*. Es aconsejable que existan varios nodos para que pueda haber separación, pudiendo el software así calcular más precisamente el comportamiento del fluido. No obstante, debido a la longitud del runner esto significaría aumentar de forma considerable el número de elementos y con ello el tiempo de cálculo, además de posibles problemas con la licencia del programa. Por lo demás, la malla presenta valores aceptables, pudiendo ser válida para el proceso.

Debe considerarse que para modelos con elementos muy pequeños, no solo se necesita obtener una licencia profesional, sino que además se requiere de un equipo informático de buenas prestaciones, lo cual encarece la fase de diseño.

2.1.2.3. Set up (condiciones de contorno)

Mediante el CFX-Pre pueden establecerse todas las condiciones del entorno significativas del proyecto. Una vez añadida la geometría y malla, primero se determina el tipo de análisis a realizar. Debido a las características del diseño, se realizará un caso en transitorio para 40 s. Los timesteps escogidos son de 0,1 s, por lo que se necesitarán 400 iteraciones. Se ha escogido este tiempo, ya que permite realizar una aproximación de cómo se comportará el tornillo sin requerir grandes tiempos de cálculo.

Tras definir que se lanzara el caso en transitorio se crean los dominios existentes. Para este caso habrán dos: Estático y Rotativo. Estos dominios serán de tipo fluido, definiendo un fluido bifásico. Esto quiere decir que el fluido del sistema será tanto agua como aire, ya que se trata de las condiciones de funcionamiento real. Para el estudio se escogen de la librería los elementos *Water* y *Air at 25 C*. La presión de referencia será 1 atm, y la gravedad se

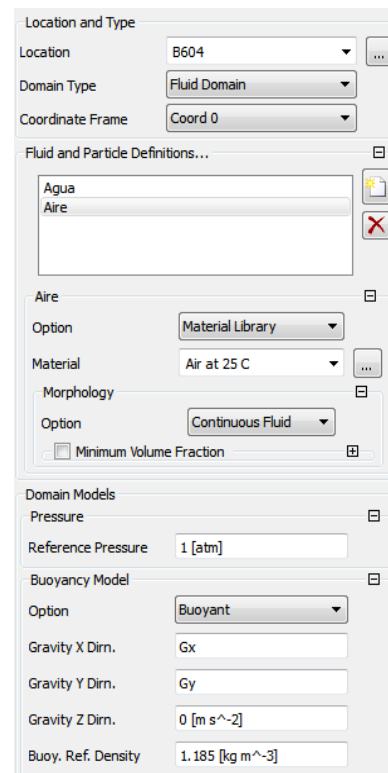


Figura 70. Propiedades Domain.

encontrará en función a las coordenadas globales del sistema, mientras que la densidad de referencia será la del aire.

$$\begin{aligned} \sqrt{\alpha} \text{ Gx} &= 9.81[m*s^{-2}]*\sin(0.5236) \\ \sqrt{\alpha} \text{ Gy} &= -9.81[m*s^{-2}]*\cos(0.5236) \end{aligned}$$

Figura 71. Valores gravedad.

Se considerará que no existe transferencia de calor para facilitar los cálculos y la turbulencia se calculará mediante *k-epsilon*.

En el caso del dominio estático no existe movimiento de éste pero en el rotativo sí hay movimiento del dominio, el cual variará con la inclusión del caudal mediante una subrutina. El caudal entra en el sistema mediante una condición de contorno establecida.

Una vez creados ambos dominios deben determinarse los *boundaries* que son las condiciones de contorno. Para este caso se han determinado los siguientes:

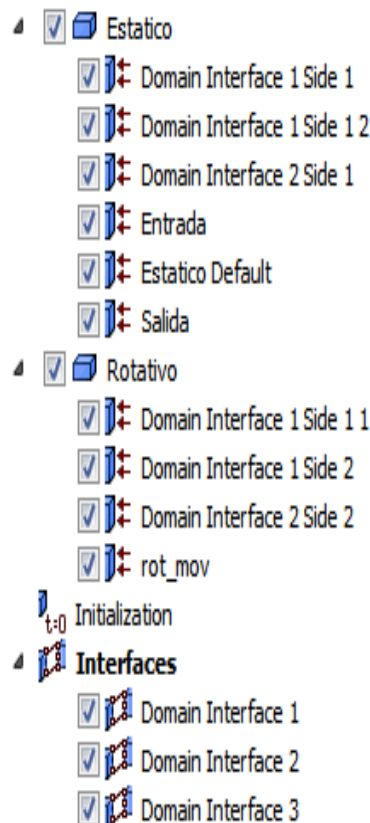


Figura 72. Dominios y boundaries establecidos.

La entrada del caudal se realiza mediante la superficie Entrada. Este *boundary* se trata de un *Inlet* caracterizado por un flujo de caudal determinado mediante una variable. La razón de utilizar una variable es poder controlar que el caudal entre lentamente y no de golpe, lo que podría provocar fallos en el cálculo.

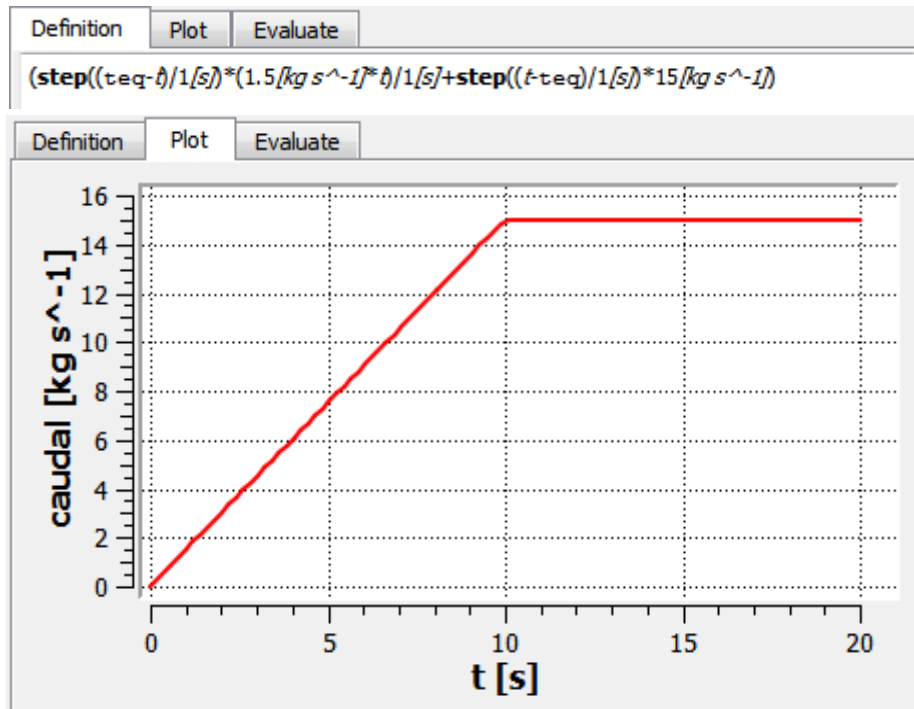


Figura 73. Ecuación y gráfica de la entrada del caudal.

Para la salida se ha determinado un *Opening* para que se pueda permitir tanto la salida como entrada de masa. La presión relativa a la salida es de 0 Pa.

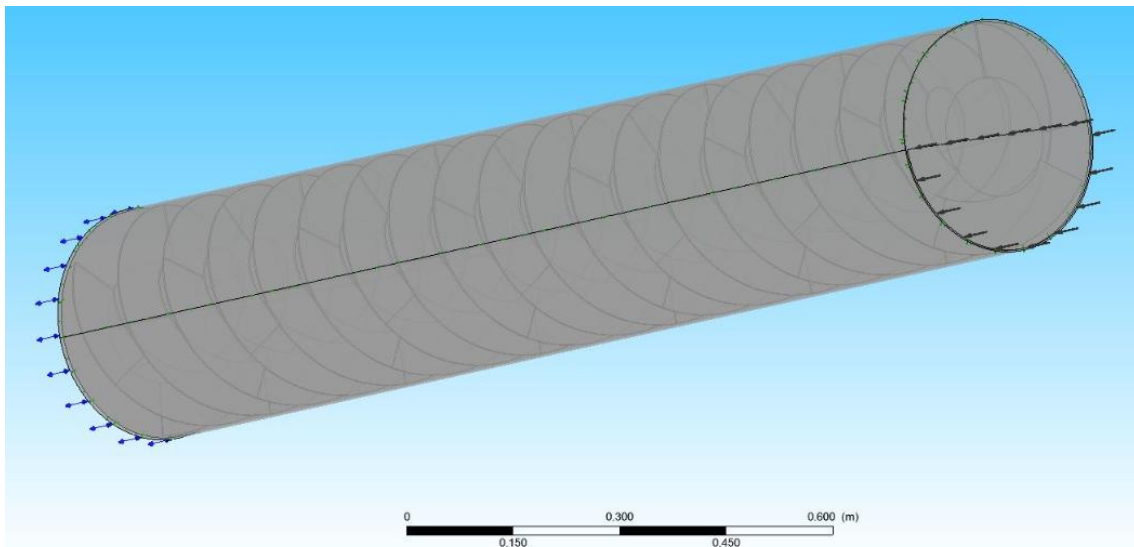


Figura 74. Entrada y salida (opening) del fluido.

Por otro lado, se ve como existen tres Interfaces. Estas se tratan de Interfaces Fluido-Fluido que conectan dos superficies pertenecientes a diferentes cuerpos. El resto de componentes, donde se incluye el rot_mov (conjunto de palas y el eje) se tratan de *Walls*, es decir, paredes sin deslizamiento para simular los diferentes componentes del sistema canal-runner.

Como parámetros de control se añaden tres variables monitorizadas para conocer el funcionamiento del sistema con el tiempo. Estas variables, que son representativas del sistema, son: el caudal de entrada, la velocidad de rotación del runner y el par generado.

Finalmente, se establecen los parámetros de control del solver. Para el cálculo del transitorio se utiliza una *Second Order Backward Euler* ya que tiene un error menor que una de primer orden. El cálculo del transitorio se realiza mediante bucles por cada timestep, definiéndose tres bucles, ya que un número mayor incrementa considerablemente el tiempo de cálculo. El valor del *Residual Target* se establece en 0,0001, siendo lo suficientemente bajo.

2.1.2.4. Solver (cálculo de la simulación)

Una vez determinada la malla y las condiciones del entorno, se puede realizar el cálculo de la simulación. Se ha necesitado 1 día y 12 horas para poder hacer el cálculo de 400 iteraciones (40 segundos) lo que nos indica que si se quiere o bien refinar más o bien tener más tiempo simulado, se requieren grandes cantidades de recursos invertidos en la etapa del Solver.

En cuanto a los errores residuales, estos muestran valores altos, lo que nos lleva a la misma conclusión de que la malla necesita un mayor refinamiento, además de un periodo de tiempo de cálculo más amplio.

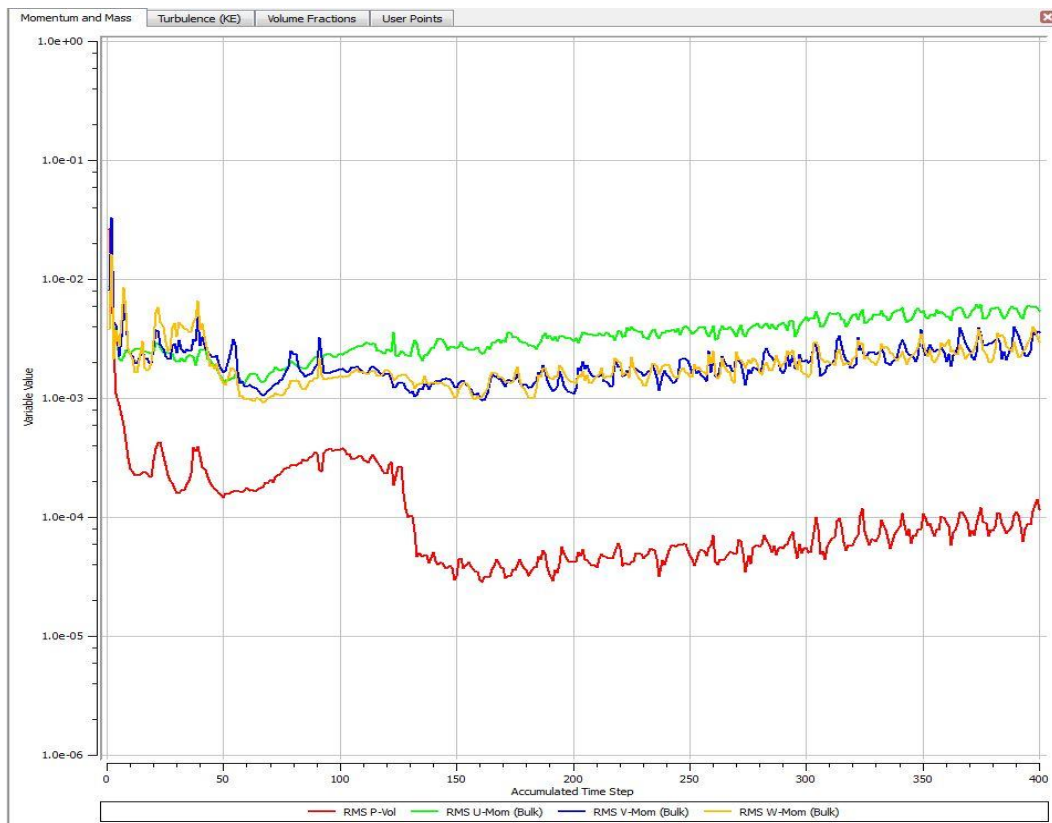


Figura 75. Errores residuales.

Respecto a los puntos de monitorización, estos son importantes ya que permiten conocer el funcionamiento del runner simulado. Tras exportar los resultados a un Excel, se obtienen las siguientes gráficas:

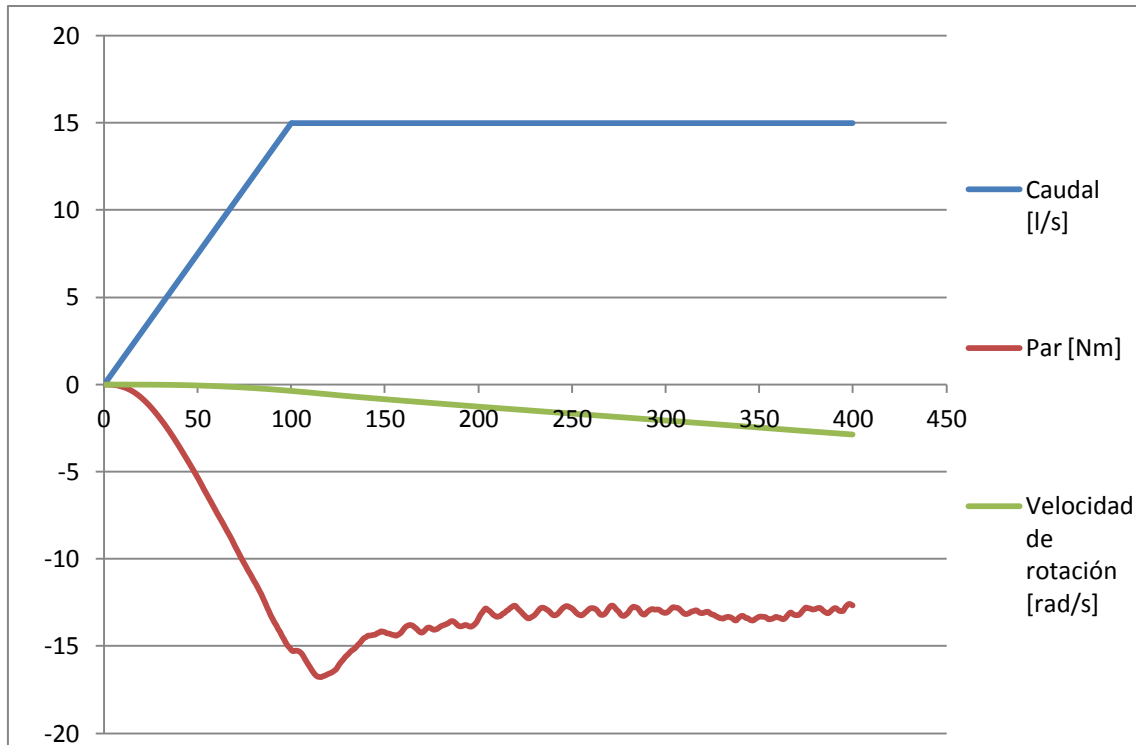


Figura 76. Monitorización del Solver.

A partir de esta gráfica puede obtenerse la del par en función de la velocidad de rotación del sistema. Para facilitar la representación de datos, se presenta el valor del par y la velocidad de valores positivos, ya que es cuestión de la referencia tomada. Además, se calcula la velocidad de rotación en rpm.

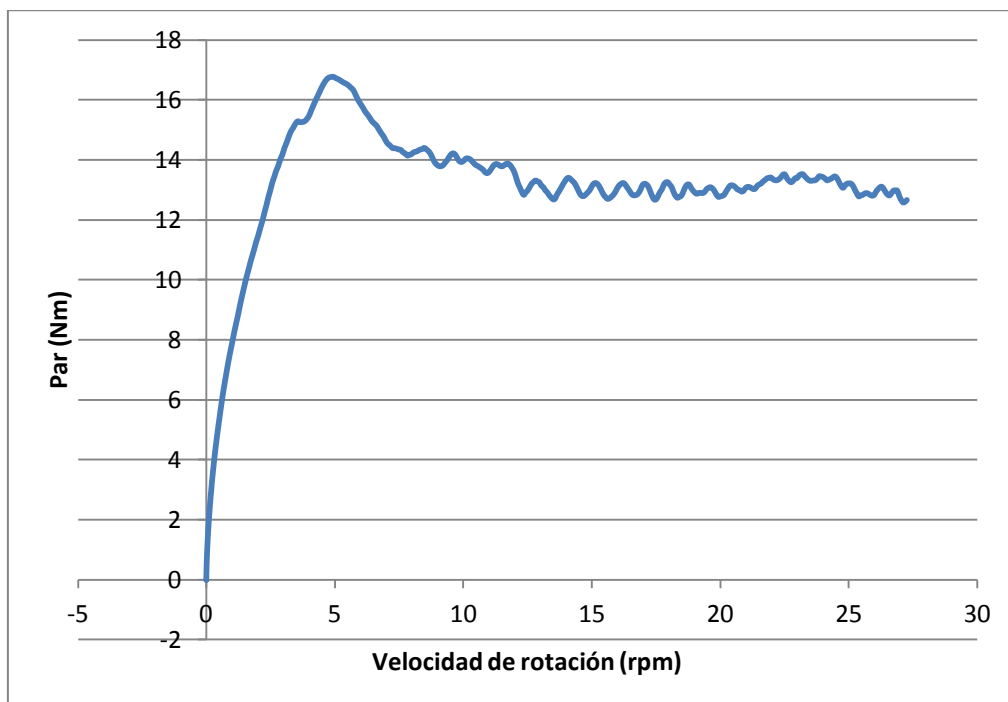


Figura 77. Par vs Velocidad de rotación.

A partir de las gráficas obtenidas se llegan a varias conclusiones. En primera instancia se observa que, cuando se alcanza el timestep 100 y el caudal llega a su valor constante, el par

realiza un pico que disminuye después. Previsiblemente, esto se trata de un error de software a la hora de realizar el cálculo del par, muy parecido a las señales de seguimiento de control.

Por otra parte, puede observarse que a partir de este momento el caudal empieza a estabilizarse en torno a 13 Nm mientras que la velocidad, a los 40 s, está por las 28 rpm. La conclusión que se obtiene de esto es que, al ser transitorio, el runner no ha logrado llegar a su punto de funcionamiento estacionario, por lo que se encuentra en proceso de aceleración. Esto significa que se requiere, además de un mejor refinado, mayor tiempo de cálculo para poder llegar a la solución óptima. Esto es inviable en esta fase de diseño, ya que para ello se requiere de equipos más potentes además de una licencia comercial, lo cual se escapa de los recursos disponibles.

No obstante, también existen resultados positivos. Se puede observar que el valor del par se encuentra en el mismo orden de magnitud que el calculado teóricamente, por lo que es previsible que cuando se haya estabilizado, el resultado obtenido sea semejante, ya que la tendencia es que disminuya (para 40 s se tienen unos 13 Nm frente a 10,262 Nm teóricos). Además, la tendencia que sigue la velocidad de rotación es de crecimiento, por lo que es esperable que aumente su velocidad, aunque sin conocer exactamente hasta cuánto.

2.1.2.5. Post processing (resultados)

El último apartado es el análisis de resultados, el cuál puede empezarse numéricamente a partir de los parámetros monitorizados durante la fase de cálculo.

En el post se ha buscado comprobar cómo se mueve el fluido a través del runner. Mediante un Iso Clip para $z = 0$ en el plano XY, se ha comprobado qué cantidad de agua representativa existe en el sistema a los 40 s de simulación.

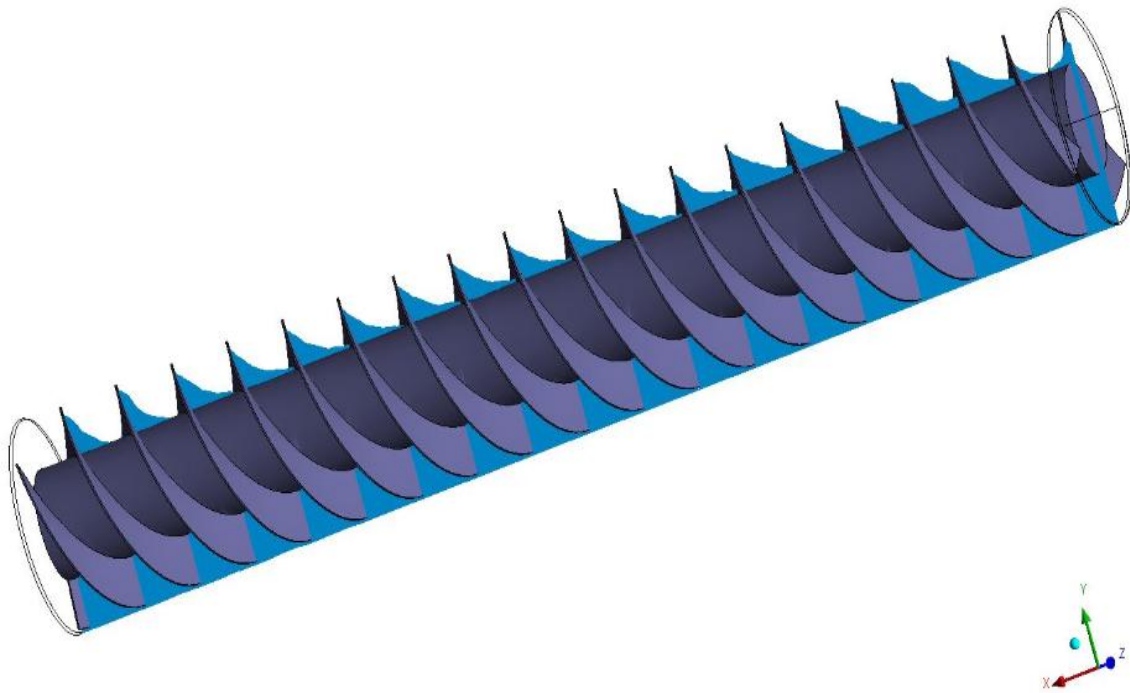


Figura 78. Iso Clip del agua a través del plano XY.

El Iso Clip se ha realizado para medir la fracción de volumen de agua en el sistema. Si el programa fuese 100% preciso, debería existir una diferenciación completa entre agua y aire, por lo que solo se tendría dos valores de fracción de volumen de agua: 1 para el agua y 0 para el aire. Como no existe tal precisión, hay un rango de valores entre 0 y 1 por lo que la cantidad de agua puede variar. Para este caso se ha tomado un valor de fracción de volumen de agua superior a 0,5.

Como puede observarse, a los 40 s el agua se comporta como era previsible. En la parte baja, el fluido llena completamente los huecos entre palas, mientras que en la alta solo existe agua por la parte donde cae, mientras que en la cara inferior de las palas solo existe aire.

Otra forma de ver el comportamiento del agua es mediante un isovolumen, ya que permite ver en tres dimensiones la inclusión del agua en el runner:

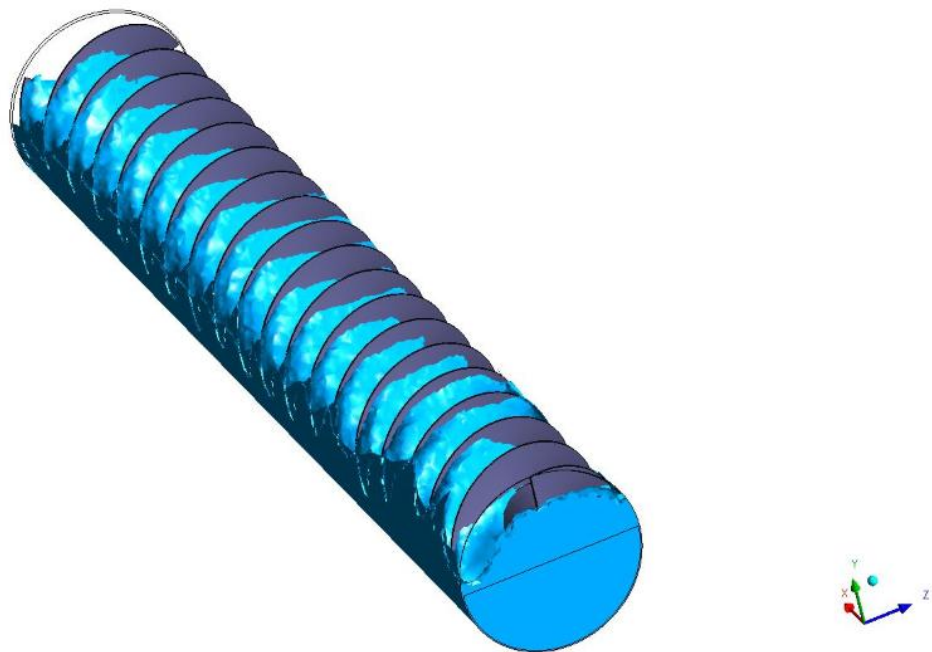


Figura 79. Isovolumen del agua en el runner.

Desde esta perspectiva se ve cómo entra el agua en el runner, llenando los huecos entre palas. Es destacable el hecho de que a la entrada se forma una aglomeración de agua, superando la altura de entrada de ésta.

Finalmente, también se ha analizado la distribución de presiones sobre las palas del hidrotornillo, tal y como se observa en la siguiente figura:

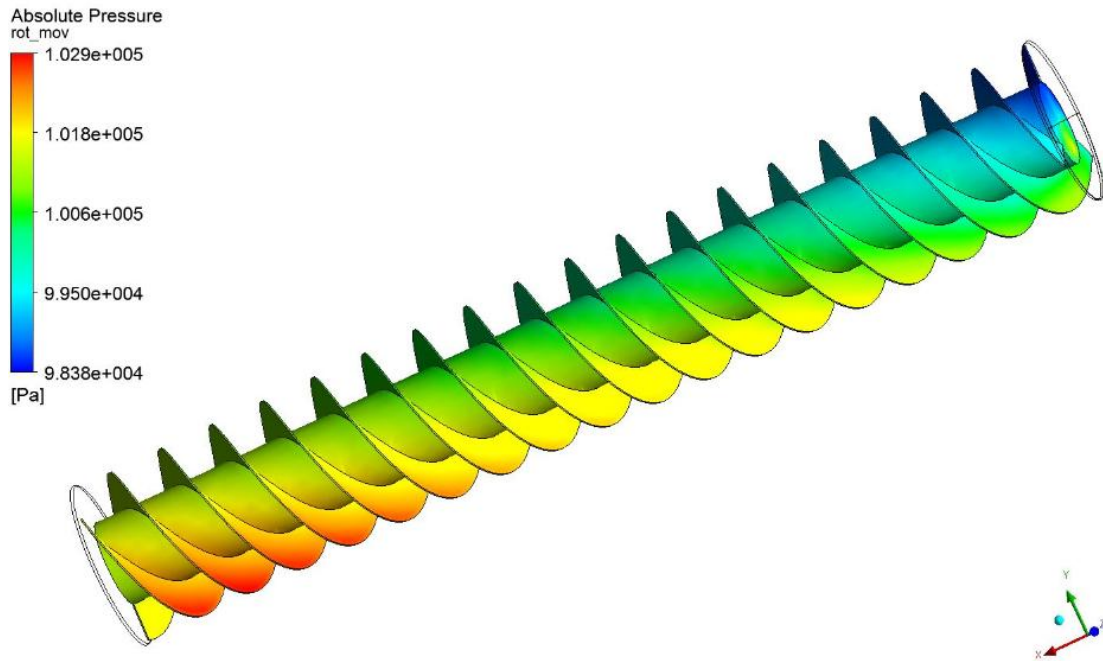


Figura 80. Presión absoluta sobre las palas del runner.

Quitando una sobrepresión que se forma a la entrada del agua (posiblemente por la dificultad de cálculo de la zona bifásica en este punto) en general se ve un comportamiento esperado sobre el hidrotornillo. Las presiones sobre las palas van creciendo conforme el agua cae sobre el tornillo, consiguiendo los valores mayores en las últimas palas. Igual que en la sobrepresión del principio, se observa que en la última pala el valor de la presión es inferior a las predecesoras, posiblemente por ocurrido por el mismo defecto de cálculo cerca de los boundaries.

2.1.3. Selección de materiales

A partir de los requisitos de diseño y de los objetivos a lograr, estudiados durante el análisis de soluciones, se tiene que existen 4 posibles materiales para conformar los módulos del runner:

- **Nylon 11**

La poliamida 11 (PA 11) o nylon 11 es un bioplástico poliamida que se deriva de aceite de reina. Denominado también Rilsan. A diferencia de otros Nylon más usados como el 6, presenta un grado de absorción de agua bajo, un menor impacto ambiental y menor peso. Tiene buena resistencia a la tensión, compresión, al deterioro y envejecimiento, siendo utilizado en maquinaria de aeronáutica y marina (cojinetes, uniones, etc.), en el sector alimentario y en el eléctrico (aislante de cables). Normalmente es utilizado para aplicaciones de no gran tamaño y es fácil de moldear.

A partir de datos del CES Edupack, se obtienen las siguientes propiedades:

Tabla 29. Propiedades del Nylon 11.

Propiedades	Valor mínimo	Valor máximo	Unidad
Precio	13,4	15,4	€/kg
Densidad	1030	1040	kg/m ³
Módulo de Young	0,44	0,52	GPa
Límite elástico	29	30	MPa
Resistencia a la tracción	45	55	MPa
Alargamiento en el punto de fluencia	20	33	%
Resistencia a la compresión	54	66	MPa
Resistencia a flexión	42,1	43,5	MPa
Resistencia a cizalladura	27	33	MPa
Absorción de agua	0,3		%
Huella de carbono en la producción	3,67	4,04	kg CO ₂ /kg

- **Fibra de vidrio con resina de poliéster**

La fibra de vidrio es un material compuesto que consiste en fibras continuas o discontinuas de vidrio que son embebidas en una matriz plástica. El uso del vidrio se debe principalmente a que es fácil hilar fibras de alta resistencia, es económico, permite una gran variedad de métodos de fabricación y presenta buenas resistencias ante ambientes corrosivos.

No obstante requieren de un buen cuidado superficial para poder mantener propiedades de tracción, por lo que estos materiales se suelen recubrir.

Las resinas de poliéster, cuando trabajan solas, poseen buenas propiedades como la resistencia a la compresión y a temperatura elevadas, pero presentan rigidez y poca resistencia a la tracción y flexión.

Con el refuerzo de fibra de vidrio se consigue mejorar estas propiedades, debido a la gran resistencia a tracción y flexibilidad de este material. Por lo tanto, la resistencia mecánicas de las fibras de vidrio con resina de poliéster depende de la cantidad de fibra que contenga, el tipo de resina y el ratio entre ambos materiales, teniendo mayor resistencia mecánica a más fibra de vidrio.

Además, el material presenta un peso específico bajo en comparación a materiales tradicionales y buenas propiedades anticorrosivas, pudiendo trabajar adecuadamente en entornos húmedos.

Además, este material es moldeable, tanto para piezas pequeñas y simples como grandes y complejas, pudiendo adaptarse a mayores o menores escalas de producción.

Su campo de aplicación es muy variado, apareciendo en sectores de todo tipo: automoción, agrícola, energía, construcción, náutico, transporte, etc.

Las propiedades del material varían en función del tipo de hilado realizado de las fibras de vidrio. Entre los procesos más conocidos destacan el *roving*, *chopped strand*, *mat*, etc. De forma general, las principales características son:

Tabla 30. Propiedades de la fibra de vidrio con resina de poliéster.

Propiedades	Valor mínimo	Valor máximo	Unidad
Precio	4,05	5,57	€/kg
Densidad	1700	2100	kg/m ³
Módulo de Young	9,7	17,2	GPa
Límite elástico	25,1	55,2	MPa
Resistencia a la tracción	31,4	69	MPa
Alargamiento en el punto de fluencia	0,5	1	%
Resistencia a la compresión	25	30	MPa
Resistencia a flexión	63	138	MPa
Módulo de cizalladura	2,56	6,38	GPa
Absorción de agua	0,06	0,28	%
Huella de carbono en la producción	1,78	1,96	kg CO ₂ /kg

- **Fibra de vidrio con resina epoxi**

La resina epoxi es un polímero termoestable que se endurece cuando se mezcla con un agente catalizador. Los compuestos de fibras y epoxi se caracterizan por tener propiedades mecánicas superiores a las de poliéster, aunque el coste es superior también.

Al igual que en el caso anterior, la fibra de vidrio con resina epoxi presenta muy buenas propiedades anticorrosivas, pudiendo trabajar en ambientes húmedos. El peso de este material sigue siendo inferior que el del acero y es fácilmente moldeable.

A continuación se detallan algunas de sus principales propiedades:

Tabla 31. Propiedades de la resina de vidrio con resina epoxi.

Propiedades	Valor mínimo	Valor máximo	Unidad
Precio	22,3	31,5	€/kg
Densidad	1750	1970	kg/m ³
Módulo de Young	15	28	GPa
Límite elástico	110	192	MPa
Resistencia a la tracción	138	241	MPa
Alargamiento en el punto de fluencia	0,85	0,95	%
Resistencia a la compresión	138	207	MPa
Módulo de cizalladura	6	11	GPa
Absorción de agua			%
Huella de carbono en la producción	9,5	10,5	kg CO ₂ /kg

- **Fibra de carbono con resina epoxi**

Los plásticos impregnados de otros materiales fibrosos también pueden formar materiales compuestos con propiedades interesantes. Un ejemplo es la fibra de carbono, la cual tiene unas propiedades mecánicas y anticorrosivas mucho mayores que la fibra de vidrio. No obstante, también destaca por su precio más elevado.

Este tipo de fibras se emplean en muchas aplicaciones donde se necesiten gran resistencia y peso ligero, como por ejemplo en la industria aeronáutica.

Por otra parte, las fibras de carbono presentan incompatibilidades con las resinas de poliéster por lo que tiene que utilizarse en la matriz plástica otro tipo. El más común es la resina epoxi que, como se ha comentado antes, presenta propiedades mecánicas más elevadas que la de poliéster.

A continuación se muestra una tabla de propiedades de la fibra de carbono con resina epoxi:

Tabla 32. Propiedades de la fibra de carbono con resina epoxi.

Propiedades	Valor mínimo	Valor máximo	Unidad
Precio	34,3	38,1	€/kg
Densidad	1500	1600	kg/m ³
Módulo de Young	69	150	GPa
Límite elástico	550	1050	MPa
Resistencia a la tracción	31,4	69	MPa
Alargamiento en el punto de fluencia	0,32	0,35	%
Resistencia a la compresión	440	840	MPa
Resistencia a flexión			MPa
Módulo de cizalladura	28	60	GPa
Absorción de agua			%
Huella de carbono en la producción	32,9	36,4	kg CO ₂ /kg

- **Método de las jerarquías analíticas**

Para escoger el material más adecuado entre los que se ha presentado se ha realizado un análisis multicriterio (método de las jerarquías analíticas) atendiendo a las principales necesidades que tiene el tornillo. Es importante destacar que este método sirve para escoger el material óptimo sin considerar la diferencia existente en el valor de una propiedad, por lo que es importante evaluar los resultados para llegar a una conclusión idónea.

También debe comentarse que algunas propiedades no se reflejan en el estudio porque suponen restricciones que todos los materiales han cumplido, según los análisis previos. Características como que sean materiales aptos para el entorno acuático, que sean moldeables y presenten un mínimo de propiedades mecánicas para la aplicación, ya se han tenido en cuenta a la hora de seleccionarlos.

Por lo tanto, lo que se busca con este análisis multicriterio es encontrar, a partir de estos materiales que ya cumplen las restricciones, el que mejor se adapta a los objetivos establecidos anteriormente.

A continuación se detallan las propiedades que se tienen en cuenta para realizar el análisis:

- Coste (€/kg): Debe suponer lo más bajo posible para conseguir un producto altamente competitivo.

- Peso (densidad, kg/m^3): El peso de los módulos que conforman el tornillo debe ser el mínimo posible para poder conseguir que tanto el transporte como la instalación sean sencillas.
- Impacto ambiental (huella de carbono en la producción, $\text{kg CO}_2/\text{kg}$): Es importante buscar el mínimo número de emisiones en la producción del material para ayudar en la conservación del medioambiente.
- Propiedades mecánicas: A pesar de que todos los materiales tienen buenos valores para resistir en una aplicación como es la microturbina hidráulica, es preferible tener valores altos para poder asegurar una mayor fiabilidad.

Una vez establecidos los parámetros a analizar, en función de las tablas de propiedades de los distintos materiales se realiza una clasificación del 1 al 4 (1 el mejor y 4 el peor) para cada uno de estos parámetros:

Tabla 33. Tabla de propiedades ordenadas según sean mejor o peor por material.

Material	Coste	Peso	Impacto ambiental	Propiedades mecánicas
Nylon 11	2	1	2	4
Fibra de vidrio con resina de poliéster	1	3	1	3
Fibra de vidrio con resina epoxi	3	3	3	2
Fibra de carbono con resina epoxi	4	2	4	1

Tras esto, se realiza la relación entre las propiedades analizadas, otorgando diferentes pesos según su importancia. Para el estudio, se ha concretado que la medida más importante es el coste, ya que de él depende la rentabilidad de la microturbina. A esta propiedad, le sigue de cerca el peso, debido a que es uno de los principales objetivos para que este tipo de tecnología pueda ser llevado a las aplicaciones descritas. Un poco menos decisivo sería el impacto ambiental, el cual debe tenerse en cuenta para poder evitar al máximo emisiones de CO_2 a la atmósfera en la producción del material. El último factor por lo tanto son las propiedades mecánicas, ya que como todos los materiales presentan unos mínimos, tan solo sirve para asegurar más o menos resistencia.

Tabla 34. Matriz de pesos de los distintas propiedades.

	Coste	Peso	Impacto ambiental	Propiedades mecánicas
Coste	1	3	6	8
Peso	1/3	1	5	7
Impacto Ambiental	1/6	1/5	1	2
Propiedades mecánicas	1/8	1/7	1/2	1

Una vez establecidas las relaciones se van a cuantificar. Para ello se van a multiplicar todos los pesos de cada propiedad (en horizontal en la tabla) y se elevará a la inversa del número de propiedades. A continuación se muestran los cálculos efectuados:

Tabla 35. Cálculo de pesos de cada propiedad.

Característica	Ecuación	Valor
Coste	$(1*3*6*8)^{(1/4)}$	3,4641
Peso	$(1*1/3*5*7)^{(1/4)}$	1,8481
Impacto Ambiental	$(1*1/6*1/5*2)^{(1/4)}$	0,5081
Propiedades mecánicas	$(1*1/8*1/7*1/2)^{(1/4)}$	0,3074

La suma de todos los valores da un total de 6,1278, por lo que, pasando a tanto por uno, la relación de pesos cuantificada es la siguiente:

Tabla 36. Pesos en tanto por uno.

Propiedad	Valor
Coste	0,5653
Peso	0,3016
Impacto Ambiental	0,0829
Propiedades mecánicas	0,0502

Gracias a la relación de pesos en tanto por uno se puede ver que el coste y el peso del material son los que tienen una mayor influencia a la hora de escoger cuál será el idóneo.

El siguiente paso es escribir la matriz de decisión a partir de la clasificación de los materiales según las diferentes características escogidas. Al contar con 4 propiedades distintas, se utilizarán intervalos de 1/3.

Tabla 37. Matriz de decisión.

Material	Coste	Peso	Impacto ambiental	Propiedades mecánicas
Nylon 11	2/3	1	2/3	0
Fibra de vidrio con resina de poliéster	1	1/3	1	1/3
Fibra de vidrio con resina epoxi	1/3	1/3	1/3	2/3
Fibra de carbono con resina epoxi	0	2/3	0	1

A partir de la matriz de decisión y la relación de pesos se puede obtener la media ponderada de cada material. Esta media ponderada será mayor para el material que mejor cumpla las hipótesis descritas en el método de las jerarquías analíticas. Para calcular la media ponderada de cada material, se realizará un sumatorio del producto entre la relación de peso de cada propiedad por el valor de dicha propiedad en la matriz de decisión.

Tabla 38. Cálculo de la media ponderada.

Propiedad	Ecuación	Valor
Nylon 11	$(0,5653 \cdot 2/3 + 0,3016 \cdot 1 + 0,0829 \cdot 2/3 + 0,0502 \cdot 0)$	0,7338
Fibra de vidrio con resina de poliéster	$(0,5653 \cdot 1 + 0,3016 \cdot 1/3 + 0,0829 \cdot 1 + 0,0502 \cdot 1/3)$	0,7655
Fibra de vidrio con resina epoxi	$(0,5653 \cdot 1/3 + 0,3016 \cdot 1/3 + 0,0829 \cdot 1/3 + 0,0502 \cdot 2/3)$	0,3501
Fibra de carbono con resina epoxi	$(0,5653 \cdot 0 + 0,3016 \cdot 2/3 + 0,0829 \cdot 0 + 0,0502 \cdot 1)$	0,2512

A partir de los valores obtenidos, tanto la fibra de vidrio con resina de poliéster como el Nylon 11 serían los materiales más adecuados para la fabricación de módulos. La diferencia que existe entre estos y las fibras con resinas epoxi es muy grande, aunque esto ya era previsible debido al alto coste que supone utilizar una resina epoxi.

Entre las dos principales opciones, la primera que aparece es la fibra de vidrio con resina de poliéster. Entre las ventajas que tiene respecto al Nylon están un coste mucho más bajo (del orden de 9 €/kg), un menor impacto ambiental y mejores propiedades mecánicas. Esto quiere decir que la única ventaja que tiene el Nylon 11 respecto a este material es un peso menor.

No obstante, la fibra de vidrio con resina de poliéster tiene una densidad de unos 1700-2100 kg/m³, lo cual significa que el peso es 4 veces más pequeño que el de un acero al carbono, por lo que la reducción de peso sigue siendo muy importante.

Por lo tanto, **el material idóneo para realizar los módulos es la fibra de vidrio con resina de poliéster** ya que cumple con los requisitos necesarios al tiempo que consigue minimizar el coste e impacto ambiental, además de ser ligero.

Sin embargo, como se ha comentado antes, para validar la idoneidad en cuanto a características mecánicas se debe realizar un análisis basado en el método de elementos finitos para comprobar que no se producen fallos o roturas. De ser necesario un material con mejores prestaciones, se recurriría a la fibra de vidrio con resina epoxi y, en última estancia, a la fibra de carbono con resina epoxi.

Por otro lado, mediante el método de jerarquías analíticas se ha visto que la poliamida era el material más apropiado tras la fibra de vidrio con resina de poliéster. Debido a sus peores propiedades mecánicas, no se tendrá en cuenta en principio este material, ya que la ventaja del peso no es muy significativa.

2.1.4. Método de los elementos finitos (FEM)

Para poder realizar la validación del material se ha realizado un análisis del método de los elementos finitos sobre el runner. Para ello se ha utilizado el módulo mecánico del software ANSYS, utilizando la misma geometría que en el caso del CFD. Además, los resultados de las fuerzas ejercidas por el agua sobre las palas serán cargados para el análisis estructural.

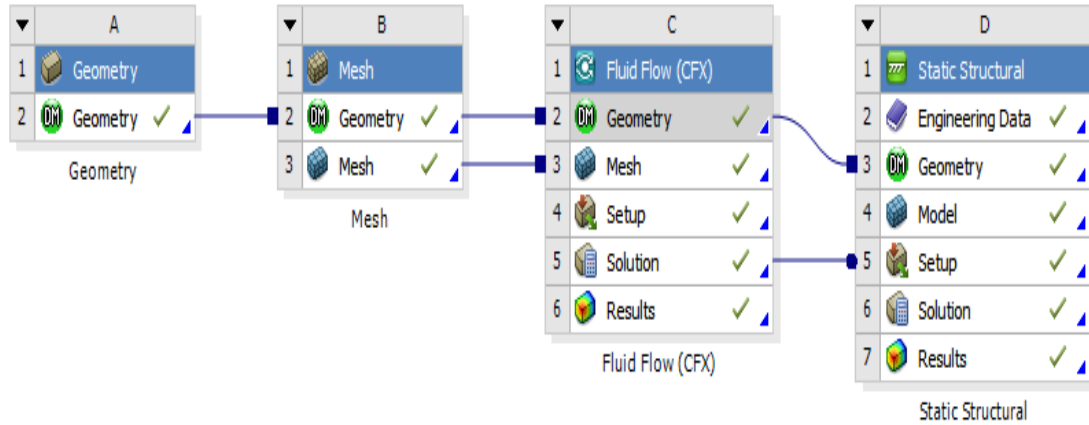


Figura 81. Módulos utilizados en el software ANSYS.

Para el caso del análisis mecánico, la malla no tiene que estar tan refinada como en el CFD, por lo que simplemente se utiliza un *Body Sizing* con un tamaño de elementos igual a $1,5e-2$ para todo el runner.

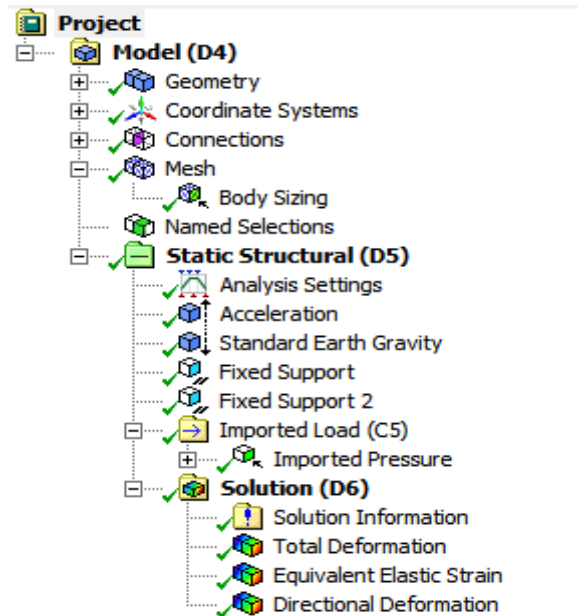


Figura 82. Árbol del proyecto para el módulo estático.

Para la selección del material se deberá cargar la fibra de vidrio con resina de poliéster en el *Engineering Data* del módulo estructural. Posteriormente, se deberá escoger para la geometría del runner dicho material.

Properties of Outline Row 3: Epoxy E-Glass Wet				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	Density	1,85E-09	mm ⁻³ t	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	Orthotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
9	Orthotropic Elasticity			<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
10	Young's Modulus X direction	35000	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
11	Young's Modulus Y direction	9000	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
12	Young's Modulus Z direction	9000	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
13	Poisson's Ratio XY	0,28		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
14	Poisson's Ratio YZ	0,4		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
15	Poisson's Ratio XZ	0,28		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
16	Shear Modulus XY	4700	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
17	Shear Modulus YZ	3500	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
18	Shear Modulus XZ	4700	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
19	Orthotropic Stress Limits			<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
20	Tensile X direction	780	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
21	Tensile Y direction	31	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
22	Tensile Z direction	31	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
23	Compressive X direction	-480	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
24	Compressive Y direction	-100	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
25	Compressive Z direction	-100	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
26	Shear XY	60	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
27	Shear YZ	35	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
28	Shear XZ	60	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
29	Orthotropic Strain Limits			<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
30	Tensile X direction	0,0244		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
31	Tensile Y direction	0,0038		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
32	Tensile Z direction	0,0038		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
33	Compressive X direction	-0,015		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
34	Compressive Y direction	-0,0125		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
35	Compressive Z direction	-0,0125		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
36	Shear XY	0,015		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
37	Shear YZ	0,012		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
38	Shear XZ	0,015		<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
39	Tsai-Wu Constants			<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
43	Puck Constants			<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>

Figura 83. Características principales del material.

Una vez cargado el material y establecida la malla, se fija el efecto de la gravedad, considerando el mismo que lo establecido para el análisis CFD. Estableciéndolo, el programa considerará el peso del runner, el cual lo obtiene del volumen de la geometría y de la densidad del material. Además, en los ajustes del análisis se fija el programa controle el tipo de solver y el timestep utilizado.

Para poder establecer las cargas que actúan en las palas se tendrán en cuenta los resultados obtenidos con el módulo CFX. Para ello se tiene en cuenta la presión estática que se forma sobre la palas del runner.

Por último, se deberá fijar el runner para poder llevar a cabo el método de los elementos finitos. Aunque una forma óptima de fijar el runner es mediante la simulación de los rodamientos, esto supone una mayor complejidad de diseño y cálculo, por lo que se ha optado por fijar ambos extremos del runner. Esta estimación puede tomarse como válida ya que no influirá en el comportamiento general del material. No obstante, debe tenerse en cuenta que estas fijaciones harán que el material sufra más, por lo que se está sobredimensionando.

Principalmente se ha realizado el cálculo de tres soluciones como parámetros más significativos: la deformación total, la tensión equivalente de Von-Mises y la deformación direccional en el eje x.

2.1.4.1. Deformación total

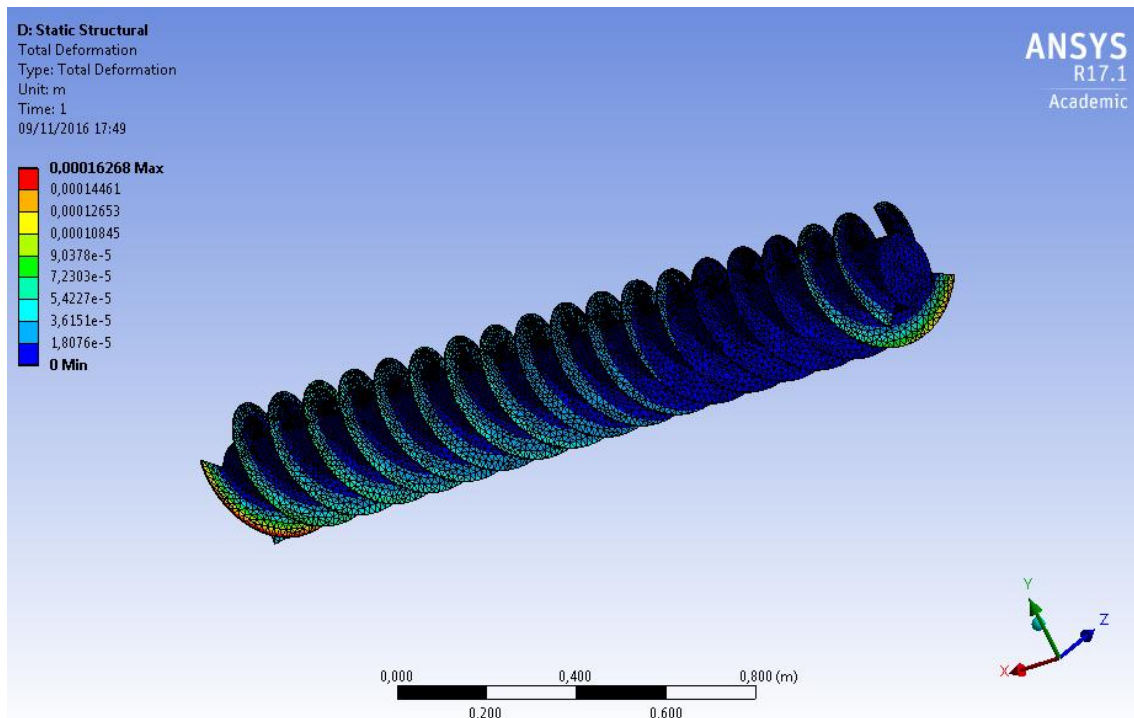


Figura 84. Deformación total del runner.

Como puede observarse, la máxima deformación que ocurre en el runner se causa tanto al principio como al final de éste. Esta solución es lógica, ya que las mayores presiones se ejercen al final del hidrotornillo mientras que al principio existe el impacto de agua entrante.

No obstante, puede verse que el máximo valor de deformación es igual a 0,16 mm. Este valor puede considerarse despreciable ya que las palas se mantienen casi intactas, lo que refuerza que la fibra de vidrio con resina de poliéster es apta para la aplicación.

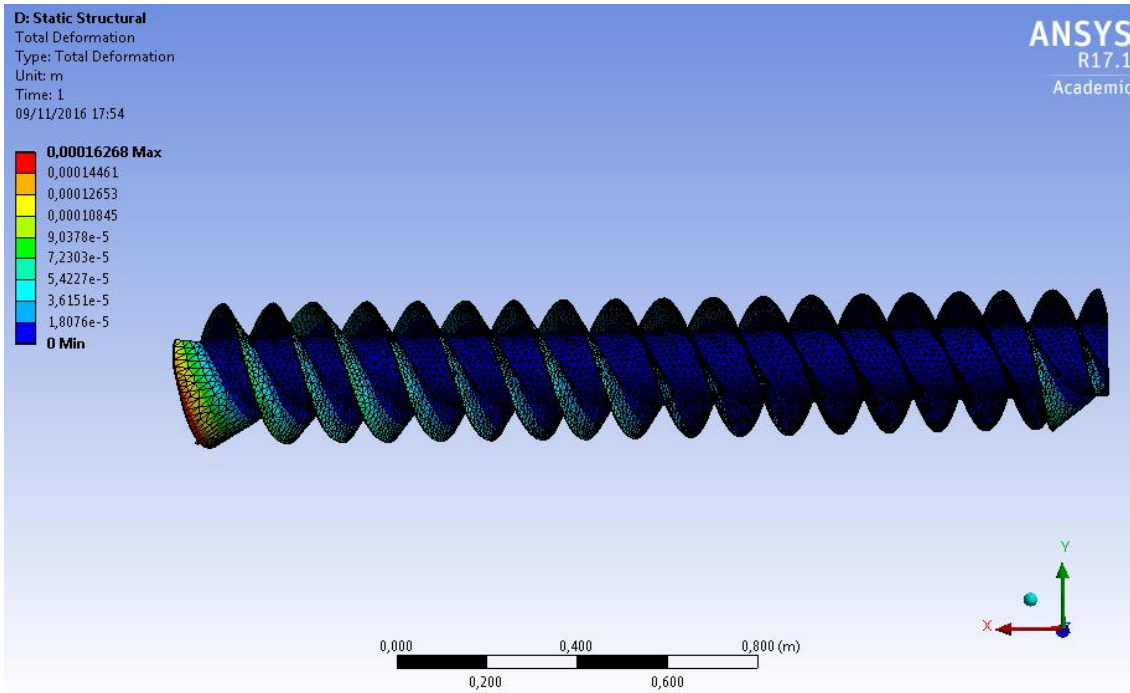


Figura 85. Deformación total del runner con Auto Scale.

Aplicando un Auto Scale, las deformaciones pueden ser más visibles, notándose más la diferencia de deformación entre las primeras y últimas palas con el resto. Además, se puede comprobar levemente cómo arquea debido al peso el runner, aunque es despreciable el efecto que tiene.

2.1.4.2. Deformación direccional en el eje X

Se ha analizado cómo es la deformación del runner en el eje X, el cuál coincide con el eje del hidrotornillo.

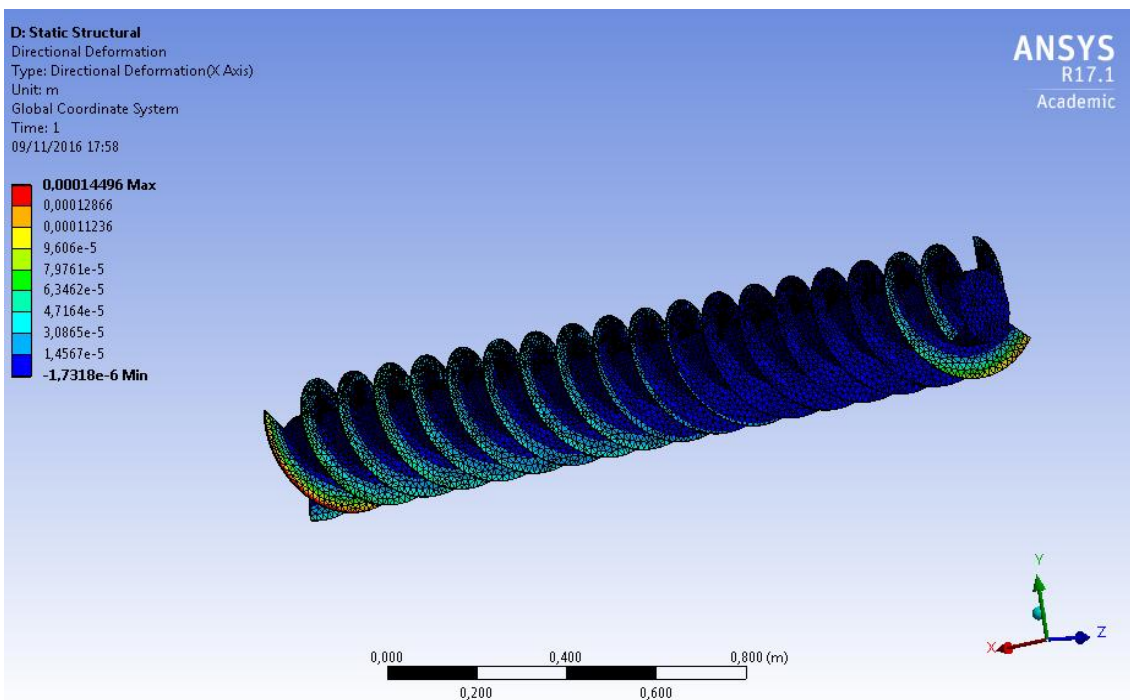


Figura 86. Deformaciones direccionales en el eje X.

Como puede observarse, las deformaciones en el eje X son similares a las totales, siendo las máximas un poco inferiores. Por lo tanto, siguen validando el material escogido.

2.1.4.3. Tensión equivalente de Von Mises

Finalmente se ha realizado un análisis de la tensión equivalente de Von Mises que existe en el runner. Según este criterio, se produce la fluencia del material cuando la energía de deformación por unidad de volumen de éste coincide con la energía de deformación por unidad de volumen en un ensayo de tracción equivalente.

Mediante el método de los elementos finitos realizado, se obtienen los siguientes valores de tensión equivalente de Von Mises:

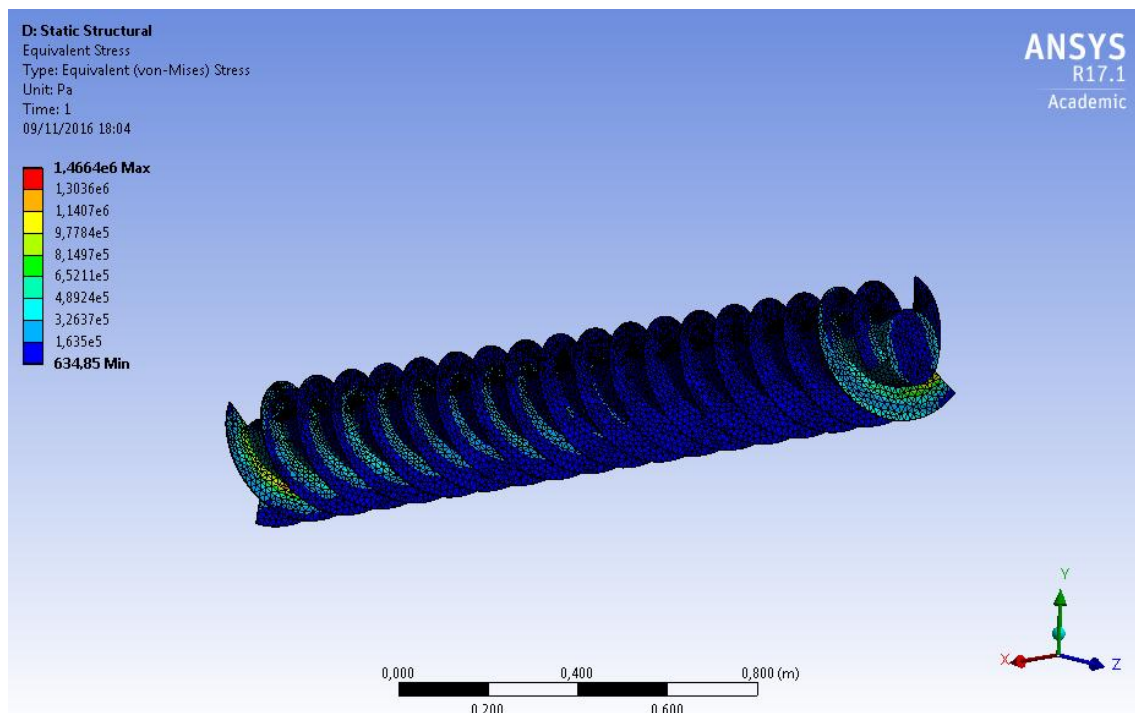


Figura 87. Tensión equivalente de Von Mises en el runner.

La máxima tensión que aparece en el runner es de 1,464 MPa, siendo las zonas más afectadas las palas al inicio y final del runner. Esto nos indica que la fluencia del material no llegará a ocurrir, debido a las buenas propiedades mecánicas de la fibra de vidrio con resina de poliéster.

Por lo tanto como conclusión a partir de la tensión de Von Mises y las deformaciones, se puede decir que las zonas más afectadas serán las palas al inicio y final del runner, donde las presiones serán más altas. No obstante, para la fibra de vidrio con resina de poliéster, tanto deformaciones como tensiones no serán muy elevadas, por lo que el material queda validado, siendo el óptimo para la aplicación especificada.

2.1.5. Cálculo de las reacciones y los rodamientos

2.1.5.1. Consideraciones y datos de entrada

A la hora de poder seleccionar rodamientos comerciales deben calcularse las cargas equivalente que estos pueden llegar a soportar. Debe tenerse en cuenta que se ha tenido en consideración el runner del caso de aplicación, atravesado por el eje de acero de 50 mm que sobresale 20 cm por ambos extremos. Además se establece un espesor medio de 2 mm de las hélices, que están fabricadas con fibra de vidrio y resina de poliéster, mientras que el eje sólido es de acero al carbono.

A continuación se muestran las principales variables de entrada a tener en cuenta, según dato de la tabla 4:

Tabla 39. Datos de entrada en el cálculo de los rodamientos.

DATOS DE ENTRADA		
Longitud del tornillo	L	2 m
Altura del tornillo	H	1 m
Ángulo de inclinación del tornillo	θ	30 °
Ángulo de inclinación interior de la hélice	α	59,031 °
Número de filetes del tornillo	N	3
Diámetro exterior de la hélice	d_o	0,32 m
Radio exterior de la hélice	r_o	0,16 m
Avance	S	0,3232 m
Diámetro del eje sólido	d_1	0,05 m
Longitud del eje sólido	L1	2,2 m
Ratio de volumen total	v_T	0,33 m
Densidad del material del runner	ρ_{mat}	1800 kg/m ³
Densidad del material eje sólido	ρ_1	7800 kg/m ³
Densidad del agua	ρ_{agua}	997 kg/m ³
Gravedad	g	9,81 m/s ²
Velocidad de rotación	n	104,849 rpm

2.1.5.2. Cálculo de los pesos

El primer paso es determinar tanto el peso del runner como tal. Para ello se utiliza el programa ANSYS, el cual permite obtener el volumen de la geometría para el caso de estudio, siendo al siguiente:

$$V_h' = 4,889 \cdot 10^{-2} m^3$$

A este volumen se le debe restar el que ocupa el eje central de acero. Este eje tiene un diámetro de 50 mm por lo que el volumen que ocupa se calcula como:

$$V_{eje} = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot L = 3,93 \cdot 10^{-3} m^3$$

Esto nos da un volumen total del hidrotornillo igual al siguiente:

$$V_h = V'_h - V_{eje} = 0,04496 \text{ m}^3$$

A partir de su volumen total se puede obtener tanto su peso en kg como en N:

$$P_h [kg] = V_{runner} \cdot \rho_{mat} = 80,928 \text{ kg}$$

$$P_h [N] = P_h [kg] \cdot g = 793,90 \text{ N}$$

A este peso se le debe sumar el del eje sólido, que se calcula como:

$$P_e = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot L_1 \cdot \rho_1 \cdot g = 330,19 \text{ N}$$

Por lo tanto, el peso total del sistema formado por runner y eje es igual a:

$$P_T = P_h + P_e = 1124,09 \text{ N}$$

Para obtener el peso del agua que hay sobre el runner, primero debe calcularse el área de contacto. El área de contacto depende del volumen de agua que hay circulando entre los huecos de las palas, por lo que una aproximación cercana sería utilizar el ratio de volumen total:

$$A = v_T \cdot \pi \cdot r_o^2 = 0,027 \text{ m}^2$$

Con el valor del área de contacto, se calcula el peso del agua sobre el runner:

$$P_{agua} = A \cdot L \cdot g \cdot \rho_{agua} = 519,16 \text{ N}$$

2.1.5.3. Fuerza del agua sobre el runner

Para el cálculo de las fuerzas que se ejercen sobre el runner, debidas al peso del agua, se tienen en cuenta las siguientes figuras:

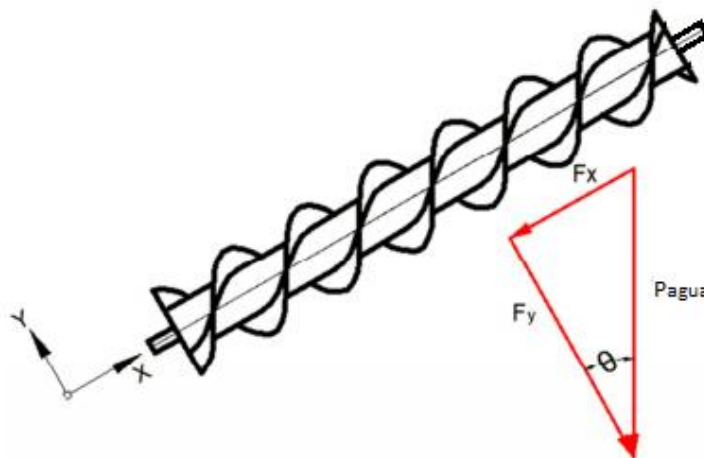


Figura 88. Fuerzas del agua en el plano X-Y.

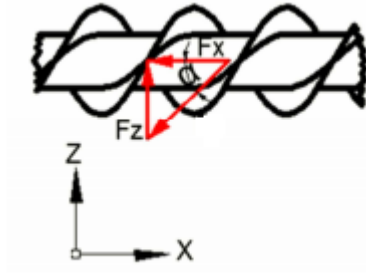


Figura 89. Fuerzas del agua en el plano X-Z.

Mediante sencillas relaciones trigonométricas, puede obtenerse las fuerzas que ejerce el agua en las palas (F_x y F_z) y el canal del tornillo (F_y):

$$F_x = P_{agua} \cdot \text{sen}(\theta) = 259,58 \text{ N}$$

$$F_y = P_{agua} \cdot \text{cos}(\theta) = 449,60 \text{ N}$$

$$F_z = F_x \cdot \tan(\alpha) = 432,54 \text{ N}$$

2.1.5.4. Centroide de la fuerza del agua en el eje y

Para el cálculo del centroide de la fuerza del agua en el eje y, se considera que la fuerza se realiza sobre un semicírculo, tal como se muestran en la siguiente figura:

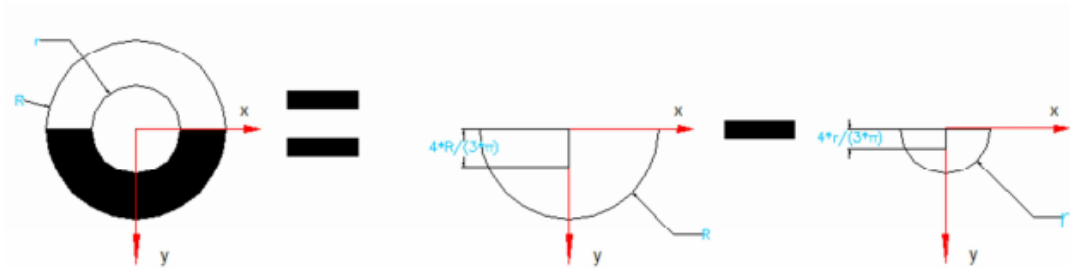


Figura 90. Esquema del área de contacto (semicírculo).

A partir de este esquema, se obtiene la siguiente tabla, donde se muestran los valores de área y centroide para los semicírculos de radio R y r:

Tabla 40. Características del centroide.

	Área	y_c	$y_c \cdot \text{Área}$
R	$\frac{\pi \cdot R^2}{2}$	$\frac{4R}{3\pi}$	$\frac{2R^3}{3}$
r	$-\frac{\pi \cdot R^2}{2}$	$\frac{4r}{3\pi}$	$\frac{-2r^3}{3}$
Sumatorio	$\sum A = \frac{\pi \cdot (R^2 - r^2)}{2}$		$\sum A \cdot y_c = \frac{2(R^3 - r^3)}{3}$

A partir de la tabla 40, se puede obtener el valor del centroide en el eje y como:

$$y_c = \frac{\sum A \cdot y_c}{\sum A} = \frac{\frac{2(R^3 - r^3)}{3}}{\frac{\pi \cdot (R^2 - r^2)}{2}} = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{(R^3 - r^3)}{(R^2 - r^2)}$$

Para el caso aplicativo, el ratio de diámetros relaciona tanto los diámetros como los radio entre sí, siendo en este caso $r/R = 0,5357$ o lo que es lo mismo:

$$r = 0,5357R$$

Por lo tanto, sustituyendo en la ecuación del centroide, se obtiene:

$$y_c = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{(R^3 - 0,154R^3)}{(R^2 - 0,287R^2)} = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{0,846R^3}{0,713R^2} = 0,504R$$

Por lo tanto, si R es el radio exterior de las hélices ($R = r_o$), el valor del centroide es igual a:

$$y_c = 0,504 \cdot 0,16 = 0,081 \text{ m}$$

2.1.5.5. Reacciones

Para el cálculo de las reacciones que se crean en los rodamientos, se considera el esquema de la figura 91 donde se muestra en perspectiva las reacciones que ocurren en el runner. Como se puede comprobar, el rodamiento A es el inferior ya que no deja el desplazamiento en ninguna dirección, mientras que el B, que es el superior lo permite en el eje x. Se añade un par de reacción M, con lo que se obtienen 6 incógnitas.

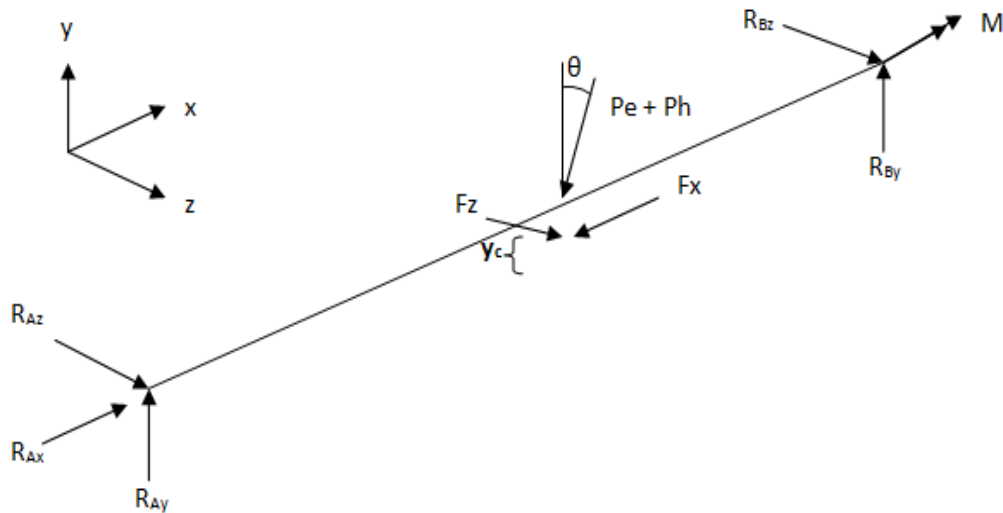


Figura 91. Esquema simplificado de las fuerzas y reacciones que ocurren en el runner.

Debe tenerse en cuenta que las fuerzas y el peso se aplican en el valor de x igual a $L/2$. El peso de los elementos ocurre en y igual a 0, mientras que para las fuerzas ejercidas por el agua, se tiene en cuenta el centroide.

Mediante el producto vectorial, se obtienen las siguientes descomposiciones:

$$R_A = R_{Ax}i + R_{Ay}j + R_{Az}k$$

$$R_B = R_{By}j + R_{Bz}k$$

$$F_x = -F_x i$$

$$F_z = F_z k$$

$$P_e = -P_e \cdot \text{sen}\theta i - P_e \cdot \text{cos}\theta j$$

$$P_h = -P_h \cdot \text{sen}\theta i - P_h \cdot \text{cos}\theta j$$

Por otro lado, las ecuaciones de equilibrio pueden escribirse como:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax}i - F_x i - P_e \cdot \text{sen}\theta i - P_h \cdot \text{sen}\theta i = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay}i + R_{By}j - P_e \cdot \text{cos}\theta j - P_h \cdot \text{cos}\theta j = 0$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{Az}k + R_{Bz}k + F_z k = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$\begin{aligned} & \frac{L}{2}i \times (-P_e + P_h) \cdot \text{cos}\theta j + \left(\frac{L}{2}i - y_c j\right) \times (-F_x)i + \left(\frac{L}{2}i - y_c j\right) \times F_z k \dots \\ & \dots + L i \times (R_{By}j + R_{Bz}k) + M i = 0 \end{aligned}$$

Con esto se tienen 6 ecuaciones (debe considerarse que en la de par se obtienen tres por cada dirección) y 6 incógnitas. Por lo tanto, resolviendo el sistema, los resultados de las reacciones son:

$$M = 34,86 \text{ Nm}$$

$$R_{By} = 497,21 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = -216,27 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = 1233,07 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 476,28 \text{ N}$$

$$R_{Az} = -216,27 \text{ N}$$

2.1.5.6. Cargas en los rodamientos

El último paso es calcular las cargas equivalentes para poder comparar con modelos comerciales. Para ello se calculará la carga dinámica equivalente en ambos cojinetes. El primer paso es obtener las cargas radiales en ambos rodamientos:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 523,09 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 542,21 \text{ N}$$

A continuación se escoge un factor de carga f_w . Para ello se tiene en cuenta las consideraciones de NSK, uno de los principales fabricantes de rodamientos, que establecen que el valor que se encuentra en el límite entre el funcionamiento normal y el suave, que es típico en motores eléctricos, es 1,2. Por lo tanto, este sería el más adecuado, asumiéndose igual para ambos cojinetes.

Para realizar el cálculo de las cargas equivalentes se van a seguir las recomendaciones y método establecido por la asociación americana Anti-Friction Bearings Manufacturers Association (AFBMA). Por ello, se trabajará en pulgadas:

$$F_{rA} = 117,60 \text{ lbf}$$

$$F_{rB} = 121,89 \text{ lbf}$$

Según la AFBMA, la carga radial equivalente en los cojinetes puede calcularse como:

$$F_{eA} = 0,4 \cdot F_{rA} + f_w \left[\frac{0,5 \cdot F_{rB}}{f_w} + R_{Ax} \right] = 440,65 \text{ lbf}$$

$$F_{eB} = 0,4 \cdot F_{rB} + f_w \left[\frac{0,5 \cdot F_{rA}}{f_w} - R_{Ax} \right] = -226,82 \text{ lbf}$$

A partir de esto puede obtener el número de revoluciones que realizará el cojinete, considerando una vida útil de diseño recomendada de 100000 h (trabajo las 24 h) y la velocidad media de giro del tornillo

$$L_d = 100000 \cdot n \cdot \left(60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \right) = 6,29E + 08 \text{ rev}$$

Con este valor, y considerando un exponente de vida útil igual a 3 (valor medio estimado) se pueden obtener las cargas dinámicas en ambos cojinetes siendo:

$$C_A = F_{eA} \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} = 3775,72 \text{ lbf} = 16794,44 \text{ N}$$

$$C_B = F_{eB} \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} = 1943,52 \text{ lbf} = 8644,80 \text{ N}$$

Se utilizan valores absolutos para la carga del rodamiento B. Estos valores son los que deben considerarse a la hora de escoger los equipos en catálogos comerciales.

2.2. Estudios con entidad propia

2.2.1. Estudio Básico de Seguridad y Salud

Durante la instalación de la microturbina existen los mayores riesgos de sufrir accidentes, por lo que deben tomarse ciertas precauciones tales como:

- Utilizar los Elementos de Protección Individuales necesarios para cada una de las diferentes tareas durante la instalación: guantes para evitar cortes en las manos, para el montaje de componentes eléctricos y cascos si la instalación requiere del uso de grúas.
- Trabajar a una tensión máxima de 24 V, según lo establece el Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión, ya que se trata de ambientes húmedos.
- Antes de realizar la instalación, asegurar que no circula corriente de agua a través del emplazamiento.
- Sujetar correctamente la estructura en el lugar del emplazamiento antes de recircular la corriente para evitar accidentes.

Proceso de instalación especificado

- Cierre de la corriente del agua.
- Colocación del rodamiento inferior, sujeto al canal abierto por ambos extremos.
- Acoplamiento del eje al rodamiento e introducción del tornillo modular alrededor del eje.
- Colocación del rodamiento superior, acoplado el eje a él.
- Instalación del sistema de transmisión, del generador y el freno de disco.
- Se cierra la estructura colocando el otro canal en la parte superior, tapando así el sistema eléctrico y de transmisión. La unión entre canales se puede realizar con una brida de PVC con diámetro adaptado a los tubos
- Sujeción de la estructura al canal.
- Montaje del resto de componentes del sistema eléctrico y de control.
- Puesta en marcha.

2.3. Otros documentos justificativos y aclarativos del proyecto

2.3.1. Manuales

2.3.1.1. Rodamiento de rodillos cilíndricos con un solo aro y sin pestañas NJ 2210

Tabla 41. Características del rodamiento NJ 2210.

Diámetro interior (d)	50 mm
Diámetro exterior (D)	90 mm
Espesor (w)	20 mm
Peso	0,59 kg
Número de rodamiento	NJ 2210
Carga dinámica	64 kN
Carga estática	73,5 kN
Velocidad máxima	7800 rpm

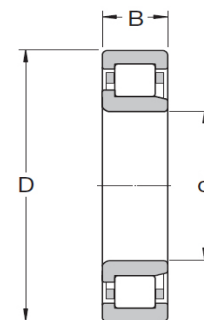


Figura 92. Dibujo del rodamiento NJ 2210.

2.3.1.2. Rodamiento rígido de bolas S6210-2RS

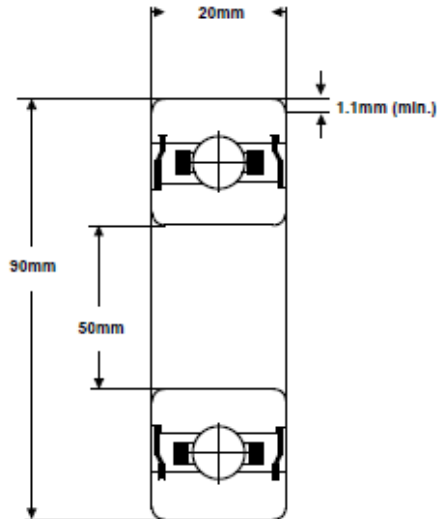
SMB Bearings

Part Number: S6210-2RS

Radial Ball Bearing



(for illustration only)



Material (rings & balls)	KS440 / AISI-440C stainless steel
Material (cage)	AISI-304 stainless steel
Closures	Rubber contact seals
Load rating (stat)	1861 Kgf
Load rating (dyn)	2980 Kgf
Speed Limit *	5,100 rpm
Standard Lubrication **	Kyodo Yushi Multemp SRL grease

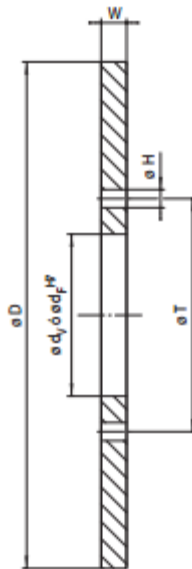
* with adequate lubrication

** may vary

These bearings comply with EU ROHS and REACH regulations.

Figura 93. Especificaciones del rodamiento S6210-2RS.

2.3.1.3. Disco de freno



Forma F
con agujero acabado

Dimensiones

Tamaño	Espesor del disco	Desbaste	Forma F			
			Agujero acabado d_f mm	H mm	T mm	Z*
125	12,5	-	40	9	56	4
150	12,5	-	50	9	66	4
200	12,5	-	63	11	83	8
250	12,5	-	80	11	100	8
300	12,5	-	100	14	122	8
355	12,5 / 25	-	110	14	132	10
430	12,5 / 25	50	125	14	147	12
520	12,5 / 25	50	160	14	182	16
630	25	75	-	-	-	-
710	25	95	-	-	-	-
800	25	95	-	-	-	-
900	25	120	-	-	-	-
1000	25	120	-	-	-	-

Figura 94. Especificaciones del disco de freno con forma F.

2.3.1.4. Pinza de freno DV 020 FKM

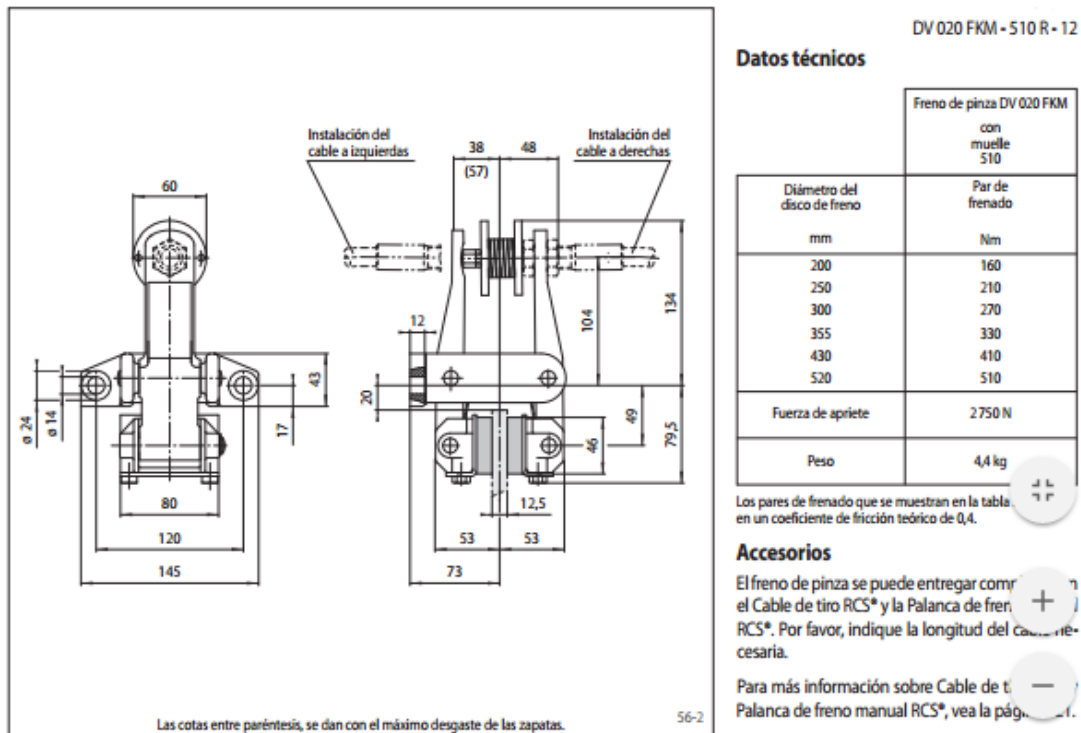


Figura 95. Especificaciones de la pinza de freno DV 020 FKM.

2.3.1.5. Cable de tiro RCS®

Cable de tiro RCS®

Cable de tiro RCS® para freno DV 020 FKM y DH 020 FKM así como DV 020 MKM y DH 020 MKM disponibles con diferentes longitudes de cable.

Los extremos de los cables están diseñados para fijación al freno o a la Palanca de freno manual RCS® B 50452.

Características

- Deslizamiento suave
- Recubrimiento interior de acero inoxidable
- Adecuado para radios de curvatura pequeños
- Elementos de acero galvanizado
- Varilla de acero inoxidable

Una extensa gama de productos de sistemas de control remoto RCS® se pueden encontrar en el catálogo "Sistemas de control remoto RCS®".

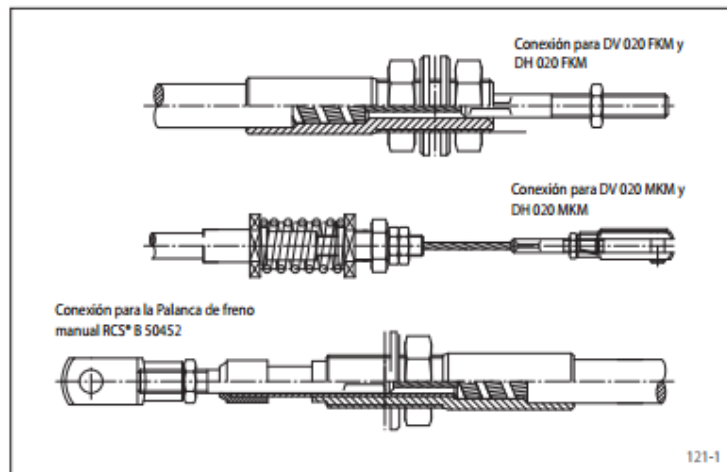


Figura 96. Especificaciones del cable de tiro.

2.3.1.6. Palanca de freno manual RCS®

Palanca de freno manual RCS® B 50452

La Palanca de freno manual RCS® B 50452 se utiliza para operar el freno DV 020 FKM y DH 020 FKM así como DV 020 MKM y DH 020 MKM en conexión con el Cable de tiro RCS®.

Número de artículo: 4561-000001-R50452

Características

- Dos posiciones: "abierto" o "cerrado"
- Pasando el punto cero, con autobloqueo
- Compensación del desgaste de las zapatas
- Conexión para los Cables de tiro RCS®
- Disponible con sensor eléctrico (abierto o cerrado) opcional

Una extensa gama de productos de sistemas de control remoto RCS® se pueden encontrar en el catálogo "Sistemas de control remoto RCS®".

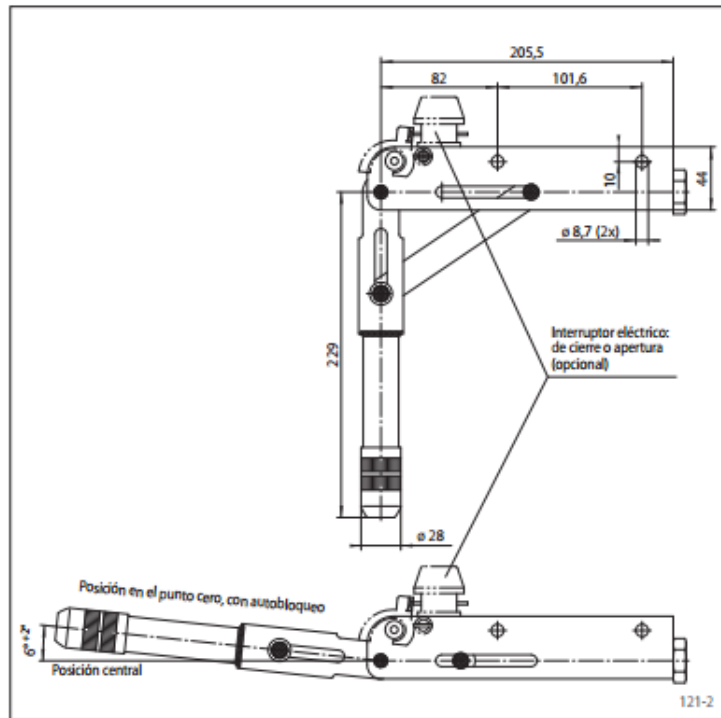


Figura 97. Especificaciones de la palanca de freno manual.

2.3.1.7. Generador NE-200S

Tabla 42. Características del generador.

Modelo	NE-200S
Potencia nominal (W)	200 W
Potencia máxima (W)	240 W
Tensión a la salida (V)	12/24v
Máxima velocidad de rotación (rpm)	600 rpm
Peso (kg)	3.4 kg
Dimensiones (altura del estator x diámetro x longitud) (mm)	65 x 145 x 138 mm
Corriente de salida	AC
Mínimo par de arranque	0.12 Nm
Generador	Generador síncrono de imanes permanentes
Clase de aislamiento	F
Rodamiento	HRB
Material del eje	Acero inoxidable
Material de la carcasa	Aluminio aleado
Material de los imanes permanentes	NdFeB
Grado de protección	IP54
Temperatura de trabajo	-40°C - 80 °C

2.3.1.8. Motorreductor AR 50/1

AR 50/1																Kg	5.2
ir	$n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$				$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$				$n_1 = 900 \text{ min}^{-1}$				$n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$				
	n_2 min ⁻¹	T_{2M} Nm	P kW	RD %	n_2 min ⁻¹	T_{2M} Nm	P kW	RD %	n_2 min ⁻¹	T_{2M} Nm	P kW	RD %	n_2 min ⁻¹	T_{2M} Nm	P kW	RD %	
1.3	2240	55	13.3	97	1120	55	6.6	97	720	55	4.3	97	400	55	2.4	97	112 (B5 - B14)
1.5	1830	63	12.4	97	915	63	6.2	97	588	63	4.0	97	327	63	2.2	97	
1.8	1547	80	13.4	97	773	80	6.7	97	497	80	4.3	97	276	80	2.4	97	100 (B5 - B14)
2.0	1373	80	11.8	97	686	80	5.9	97	441	80	3.8	97	245	80	2.1	97	
2.5	1129	80	9.8	97	565	80	4.9	97	363	80	3.1	97	202	80	1.7	97	90 (B5 - B14)
2.8	986	85	9.0	97	493	85	4.5	97	317	85	2.9	97	176	85	1.6	97	
3.1	915	90	8.9	97	458	90	4.5	97	294	90	2.9	97	163	90	1.6	97	80 (B5 - B14)
3.3	851	90	8.3	97	426	90	4.1	97	274	90	2.7	97	152	90	1.5	97	
3.6	787	90	7.6	97	393	90	3.8	97	253	90	2.5	97	140	90	1.4	97	80 (B5 - B14)
3.9	724	90	7.0	97	362	90	3.5	97	233	90	2.3	97	129	90	1.3	97	
5.1	551	72	4.3	97	276	75	2.2	97	177	75	1.4	97	98	80	0.8	97	71 (B5)
5.8	480	63	3.3	97	240	65	1.7	97	154	65	1.1	97	86	73	0.7	97	
6.6	426	60	2.8	97	213	60	1.4	97	137	60	0.9	97	76	70	0.6	97	63 (B5)

Figura 98. Características del motorreductor.

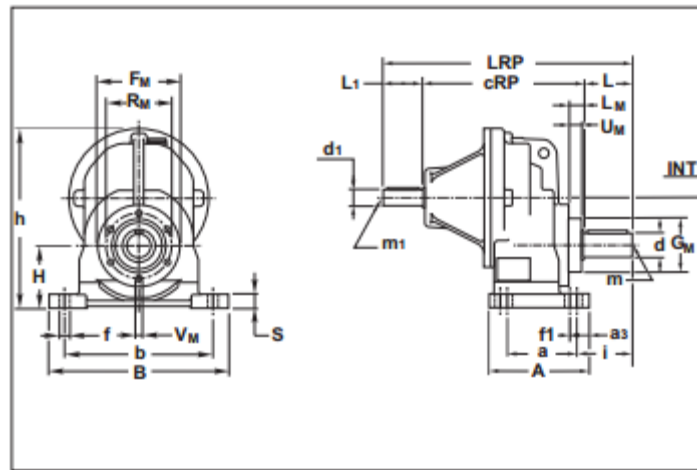


Figura 99. Planos del motorreductor.

AM AC AR	a	a_1	a_2	a_3	A	b	B	cRP	d h6	d_1 j6	f	h	H	i	L	L_1	LRP	m	m_1	S
25	71	—	—	9.5	90	90 ₊₁	111	—	11 (14)	—	6.5	103	63	47 (50)	22 (25)	—	—	M5	—	8
35	87	37	50	10.5	110	110	130	—	16 (19) (20)	—	8.5	132	85	48 (58) (58)	30 (40) (40)	—	—	M6 (M6) (M6)	—	9
40	85	—	—	10	105	110	140	165.5	20 (19) (25)	16	9.5	155	80	58 (58) (68)	40 (40) (50)	40	245.5 (245.5) (255.5)	M6 (M6) (M8)	M6	10
50	130	—	—	12.5	155	110	145	227	25 (24) (30)	16	9.5	170	90	75 (75) (85)	50 (50) (60)	40	317 (317) (327)	M8 (M8) (M10)	M6	15
60	165	—	—	15	195	135	185	269	30 (28) (35)	19	14	210	115	90 (90) (100)	60 (60) (70)	40	369 (369) (379)	M10 (M10) (M10)	M6	20
80	205	—	—	20	245	170	230	309.5	40 (38)	24	20	265	140	115 (115)	80 (80)	50	440 (440)	M10 (M10)	M8	25
100	260	—	—	21	306	215	290	395	50 (48)	28	20	322	180	140 (140)	100 (100)	60	555 (555)	M12 (M12)	M8	35
120	310	—	—	27.5	365	250	350	460	60	38	23	415	225	160	120	80	660	M12	M10	45

Figura 100. Dimensiones del motorreductor.

2.3.1.9. Regulador de carga STECA MPPT 1010

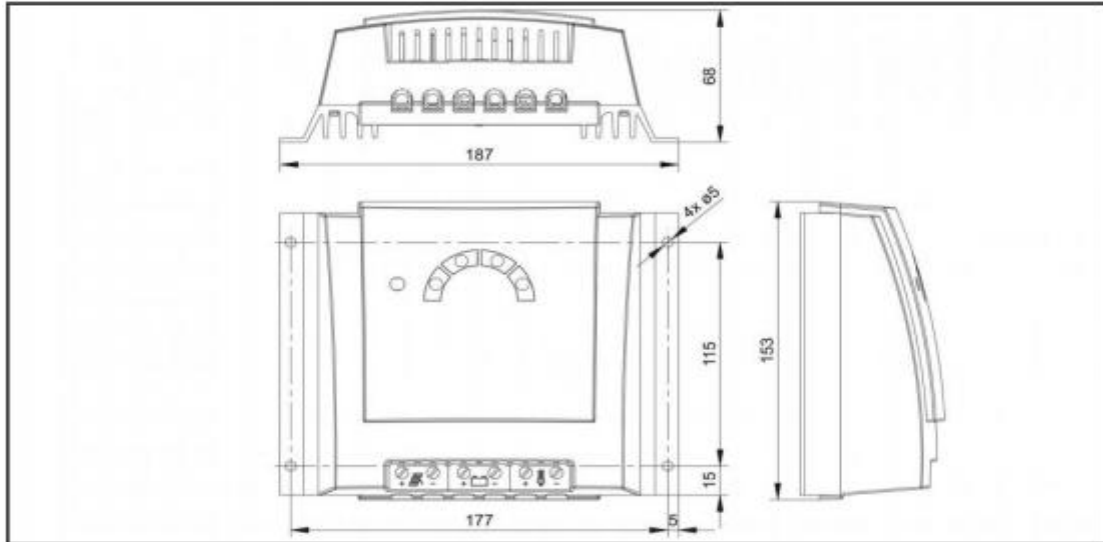


Figura 101. Dimensiones del regulador.

	MPPT 1010	MPPT 2010
Funcionamiento		
Tensión del sistema	12 V (24 V)	
Potencia nominal	125 W (250 W)	250 W (500 W)
Coefficiente de rendimiento máx. CC-CC	98,3 % (U _{batt} =24 V; U _{in} =30 V; P=0,6*P _{nom})	
Eficiencia europeo	94,7 % (U _{batt} =12 V; U _{in} =30 V); 96,7 % (U _{batt} =24 V; U _{in} =30 V)	
Eficiencia europeo (ponderado mediante todos los U _{batt} y U _{in})	95.2 %	
Coefficiente de rendimiento MPP estático	99.9 % (DIN EN 50530)	
Coefficiente de rendimiento MPP dinámico	97.7 % (DIN EN 50530)	
REW ponderada (Realistic Equally Weighed efficiency)	92.8 %	
Consumo propio	10 mA	
Datos de entrada CC		
Tensión MPP	15 V (30 V) < U _{module} < 75 V	15 V (30 V) < U _{module} << 100 V
Tensión de circuito abierto del módulo solar (con temperatura de servicio mínima)	17 V ... 75 V (34 V ... 75 V)	17 V ... 100 V (34 V ... 100 V)
Corriente del módulo	9 A	18 A
Datos de salida CC		
Corriente de consumo	10 A	
Tensión de reconexión (LVR)	12,5 V (25 V)	
Protección contra descarga profunda (LVD)	11,5 V (23 V)	
Datos de la batería		
Corriente de carga	10 A	20 A
Tensión final de carga	13,9 V (27,8 V)	
Tensión de carga reforzada	14,4 V (28,8 V)	
Carga de compensación	14,7 V (29,4 V)	
Ajuste del tipo de batería	líquido	
Condiciones de uso		
Temperatura ambiente	-25 °C ... +40 °C	
Equipamiento y diseño		
Terminal (cable fino / único)	16 mm ² / 25 mm ² - AWG 6 / 4	
Grado de protección	IP 32	
Dimensiones (X x Y x Z)	187 x 153 x 68 mm	
Peso	900 g	

Figura 102. Características técnicas del regulador.

2.3.1.10. Batería Rolls T12 250

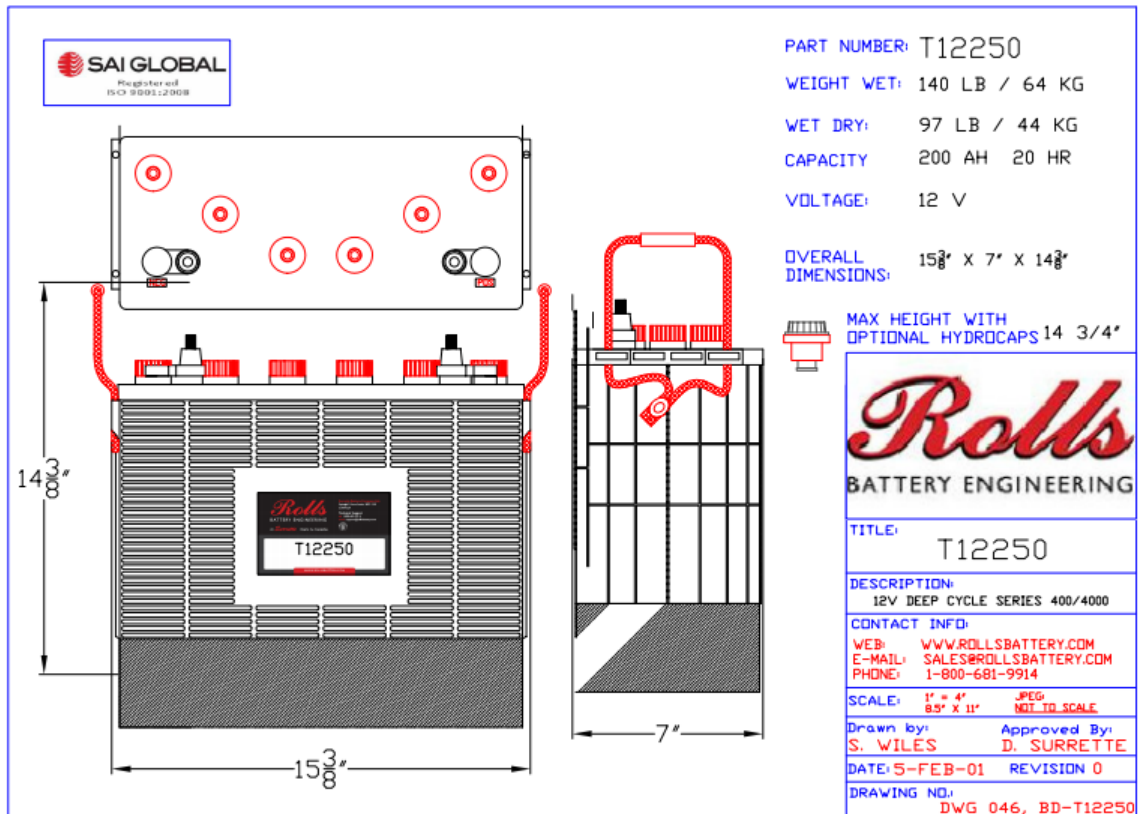


Figura 103. Batería T12 250.

2.3.2. Programa de cálculo de la geometría en el software Matlab

```
% Cálculo de la geometría y el funcionamiento del tornillo óptimo para
% diferentes saltos de agua.
```

```
% Valores globales:
```

```
% N = número de filetes del tornillo. Se escoge un valor de 3. Por
costes y
% fabricación, se suelen realizar de 1, 2 o 3 filetes. Además el
proceso
% teórico está adaptado a un número de 3 filetes.
```

```
N = 3;
```

```
% ro = ratio de diámetro (diámetro interior entre diámetro exterior).
% Valor óptimo de 0.5357 para 3 filetes helicoidales (Rorres, 2000).
ro = 0.5357;
```

```
% theta = ángulo de inclinación del tornillo. El valor óptimo se
encuentra
% entre 25° y 36° (Brada, 1999). Se escoge 30°.
theta = 30;
```

```
% Pr = ratio de paso (avance entre diámetro exterior). El rango de
% actuación está entre 1 y 1.4 sin conocer exactamente el valor
óptimo. Se
% escoge 1.01 según datos de fabricación (Lashofer, 2012).
```

```
Pr = 1.01;

% Valores de entrada:
% Q: Caudal de entrada en la turbina [m3/s]
% H: Salto de agua de la instalación [m]
fprintf('-----VARIABLES DE ENTRADA-----\n')
Q = input('Caudal de entrada en el tornillo [m3/s]----> ');
H = input('Salto de agua de la instalación [m]-----> ');

% -----
% CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA Y FUNCIONAMIENTO DEL TORNILLO

% El ratio de pérdidas establecido por Nuernbergk y Rorres está entre
0.02
% y 0.06, siendo mayor conforme es más pequeña la turbina. Por lo
tanto se
% relacionan las pérdidas con el caudal (el cual está directamente
ligado
% al tamaño de la turbina).
if Q < 0.05
    Rp = 0.06;
elseif 0.05 <= Q && Q < 0.25
    Rp = 0.05;
elseif 0.25 <= Q && Q < 1
    Rp = 0.04;
    elseif 1 <= Q && Q < 2
        Rp = 0.03;
else
    Rp = 0.02;
end

% Por lo tanto, el caudal de pérdidas será el producto del ratio de
% pérdidas por el caudal entrante
Qg = Q * Rp;

% Y el caudal útil, causante del movimiento del tonrillo, será igual
al
% resto de caudal disponible
Qo = Q - Qg;

% Para calcular el diámetro exterior óptimo primero se establece uno
% inicial para el proceso iterativo. Se parte de resultados
experimentales
% de Brada (1999) para escoger el primer valor:
if Qo <= 0.01071
    Do = 0.28;
elseif 0.01071 < Qo && Qo <= 0.026077
    Do = 0.41;
elseif 0.026077 < Qo && Qo <= 0.041434
    Do = 0.5;
elseif 0.041434 < Qo && Qo <= 0.063404
    Do = 0.6;
elseif 0.063404 < Qo && Qo <= 0.097023
    Do = 0.72;
elseif 0.097023 < Qo && Qo <= 0.154961
    Do = 0.88;
elseif 0.154961 < Qo && Qo <= 0.233995
    Do = 1.05;
elseif 0.233995 < Qo && Qo <= 0.371467
    Do = 1.28;
elseif 0.371467 < Qo && Qo <= 0.580592
```

```
Do = 1.55;
elseif 0.580592 < Qo && Qo <= 0.877334
    Do = 1.85;
else
    Do = 2.25;
end

% A partir del primer valor de diámetro exterior comienza un proceso
% iterativo en el que se busca ajustar la velocidad máxima de rotación
% con la velocidad de funcionamiento

% Primero, para saber si con el Do el valor de la velocidad de
rotación es
% superior o inferior al máximo posible, se calculan los valores
iniciales
% de cada uno de los parámetros a calcular en el proceso iterativo.

% Velocidad máxima de rotación nmax. Se obtiene a partir de la
ecuación de
% Muysken (1932)
nmax = 50 / (Do)^(2/3);

% Avance del tornillo según el ratio de paso.
S = Pr * Do;

%Diámetro interior del tornillo. Se calcula en función del ratio de
%diámetros
Di = ro * Do;

% Ratio de avance. A partir de las publicaciones de Nuernbergk y
Rorres
% (2013) se establece el ratio de avance como:
labda = S * tan(theta*pi/180)/(pi*Do);

% Para obtener el valor del volumen de ratio de giro labda_v se debe
seguir
% la gráfica aportada por Nuerngeberk y Rorres que relaciona este
valor con
% el ratio de avance y el de diámetro. A partir de dicha gráfica, se
% establece la siguiente relación:
labda_v = -4.2929*labda^3+1.1272*labda^2+0.1338*labda+0.0214;

% A partir de estos valores puede obtenerse el valor de la velocidad
de
% rotación del tornillo en funcionamiento
n = (Qo*60*tan(theta*pi/180))/(2*pi^2*(Do/2)^3*labda_v);

% La primera opción, y la más usual para caudales bajos, es que la
% velocidad inicial de rotación sea inferior a la máxima posible.
if n < nmax
    while(n < nmax)

        nmax = 50 / (Do)^(2/3);

        S = Pr * Do;

        Di = ro * Do;

        labda = S * tan(theta*pi/180)/(pi*Do);

        labda_v = -4.2929*labda^3+1.1272*labda^2+0.1338*labda+0.0214;
```

```
n = (Qo*60*tan(theta*pi/180))/(2*pi^2*(Do/2)^3*labda_v);

% La variación del diámetro se hace cada centímetro por
cuestiones
% constructivas. No tiene sentido poner tolerancias más
pequeñas si no se
% pueden cumplir a la hora de realizar la fabricación.
Do = Do - 0.01;

end

% Debido a que la condición del bucle solo calcula cuando es menor
n que
% nmax y no para hasta que cambie esta condición, se deberá coger
el valor
% anterior al superar la barrera de velocidad máxima:
Do = Do + 0.02;

nmax = 50 / (Do)^(2/3);

S = Pr * Do;

Di = ro * Do;

labda = S * tan(theta*pi/180)/(pi*Do);

labda_v = -4.2929*labda^3+1.1272*labda^2+0.1338*labda+0.0214;

n = (Qo*60*tan(theta*pi/180))/(2*pi^2*(Do/2)^3*labda_v);

% La segunda opción es que la velocidad de rotación sea mayor que que
la
% velocidad máxima, lo cual obliga a aumentar el diámetro.
else

while(n >= nmax)

nmax = 50 / (Do)^(2/3);

S = Pr * Do;

Di = ro * Do;

labda = S * tan(theta*pi/180)/(pi*Do);

labda_v = -4.2929*labda^3+1.1272*labda^2+0.1338*labda+0.0214;

n = (Qo*60*tan(theta*pi/180))/(2*pi^2*(Do/2)^3*labda_v);

% La variación del diámetro se hace cada centímetro por
cuestiones
% constructivas. En este caso, una vez se supere la barrera de
nmax
% ya se obtiene el diámetro exactamente siguiente que
proporcione
% una velocidad de rotación menor que la máxima posible.
Do = Do + 0.01;

end

end
```



```

% A continuación se calcula el ángulo de inclinación del filo interior
% (alfa) y exterior (beta) de las palas del tornillo.
alfa = atan((pi*Di/S))*180/pi;

beta = atan((pi*Do/S))*180/pi;

% Por otro lado, la longitud del tornillo se calcula como:
L = H/sin(theta*pi/180);

% Distancia entre las palas, siendo el avance entre el número de
filetes
Sx = S/N;

% Número de palas del tornillo, siendo la longitud del tornillo
dividido
% por la distancia entre palas
K = L/Sx;

% Volumen de agua en un ciclo de tornillo según ecuación de Weisbach:
Vu = Qo * 60 / n;

% Ratio adimensional de volumen:
vu = Vu/(pi*S*(Do/2)^2);

% Calculo de la velocidad de transporte axial:
Cax = S*n/60;

% El ratio de volumen total se puede obtener de la siguiente forma:
vt = vu + Qg/(pi*Cax*(Do/2)^2);

% A continuación se lleva a cabo el cálculo de altura adimensional k.
Para
% ello se toman los valores de 1 hasta 0, según la gráfica expuesta
por
% Nuernbergk y Rorres (2013), ya que en esta zona se encontrará el
tornillo (llenado óptimo).
% En este caso, se busca comparar el valor de vt calculado con el que
se
% obtiene en función de la altura k (vt_k):
for k = 1:-0.0001:0.5

    alfa8 = 2 * acos(1 - k);

    alfa9 = 2 * acos((1-k)/ro);

    vt_k = (alfa8 - alfa9 * ro^2)/(2*pi)-(1-k)*((1-(1-k)^2)^(1/2))/pi-
(ro^2-(1-k)^(1/2));

    if vt <= vt_k
        break
    end
end

% Altura del agua simplificada h3 según Nuernbergk y Rorres (2013):
h3 = k*Do/2;

% Altura del agua en el plano perpendicular entrante en el tornillo:
h2 = h3 * cos(theta*pi/180);

```

```

% A continuación se hacen las siguientes suposiciones: h1 = Do/2 y b1
= Do
% y b1 = b2. De este modo según el estudio de Nuernbergk y Rorres, se
pueden
% calcular de la siguiente forma los parámetros:
h1 = Do/2;

% Factor de pérdida hidráulica:
Epsilon = ((vt*pi*(h1))/(k*cos(theta*pi/180)*Do))-1)^2;

% Altura de entrada de agua (sin contar la altura de apoyo):
hin = h2+(1/(2*9.81))*((Qo/(h2*Do))^2)*(1+Epsilon-((h2/(h1))^2));

% El rendimiento del tornillo puede obtenerse a partir de las
ecuaciones de
% Müller y Senior que relacionan lo relacionan con parámetros
geométricos:
Ad = Sx*sin(theta*pi/180);

do = h3-Ad;

n_rend = do/Ad;

rend_teo = (2*n_rend+1)/(2*n_rend+2);

rend_perd = 1-(Qg/Q);

rend_mec = (rend_perd*rend_teo);

% También se calcula la potencia mecánica (en kW).
P_mec = (1000*9.81*H*Q*rend_mec)/1000;

% El par que existe en el eje puede calcularse como:
T_mec = 1000*P_mec/(n*2*pi/60);

% El par que existe en las palas del tornillo se calcula como:
Ti = T_mec/K;

fprintf('\n-----RESULTADOS-----\n')
fprintf('Salto de altura -----> %.2f m\n',H)
fprintf('Caudal medio -----> %.4f m3/s\n',Q)
fprintf('Ángulo de inclinación del tornillo -----> %.2f °\n',theta)
fprintf('Número de filetes helicoidales -----> %.0f \n',N)
fprintf('Caudal útil -----> %.4f m3/s\n',Qo)
fprintf('Caudal de pérdidas -----> %.4f m3/s\n',Qg)
fprintf('Diámetro exterior del tornillo -----> %.2f m\n',Do)
fprintf('Diámetro interior del tornillo -----> %.2f m\n',Di)
fprintf('Longitud del tornillo -----> %.2f m\n',L)
fprintf('Avance del tornillo -----> %.3f m\n',S)

```

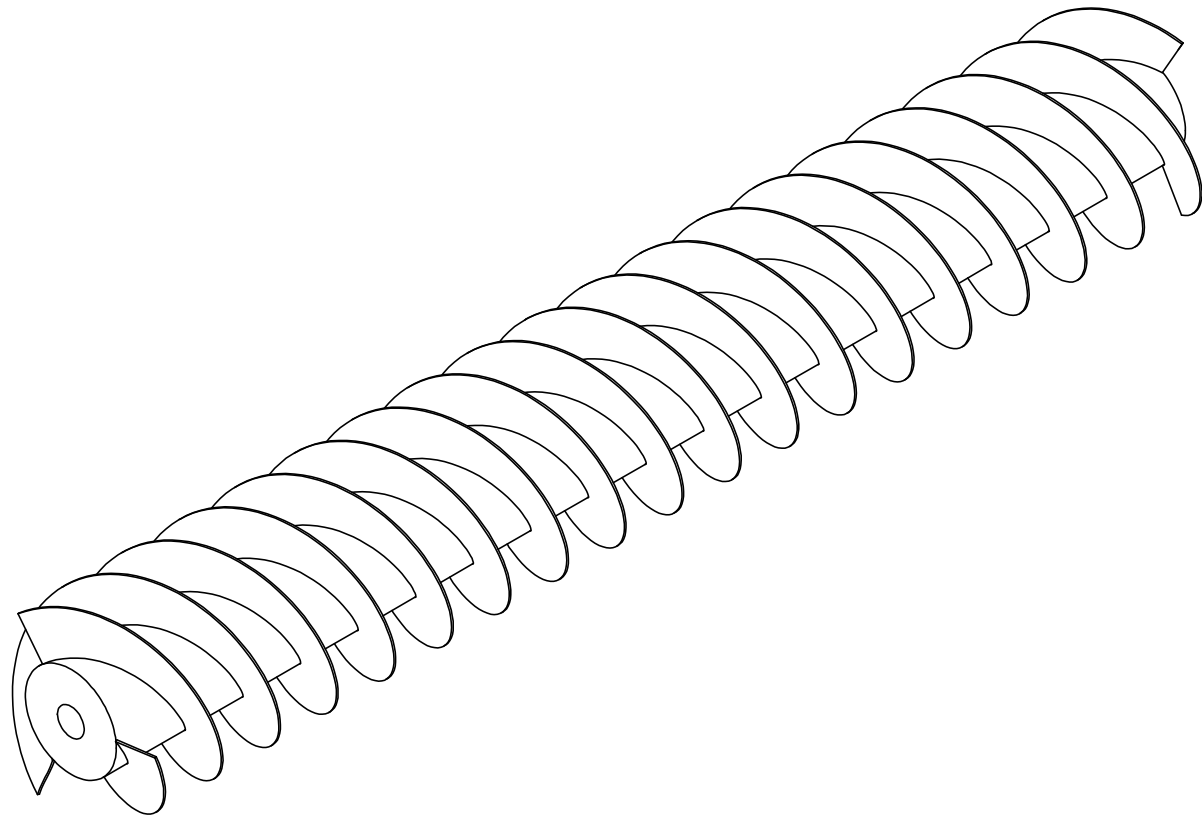
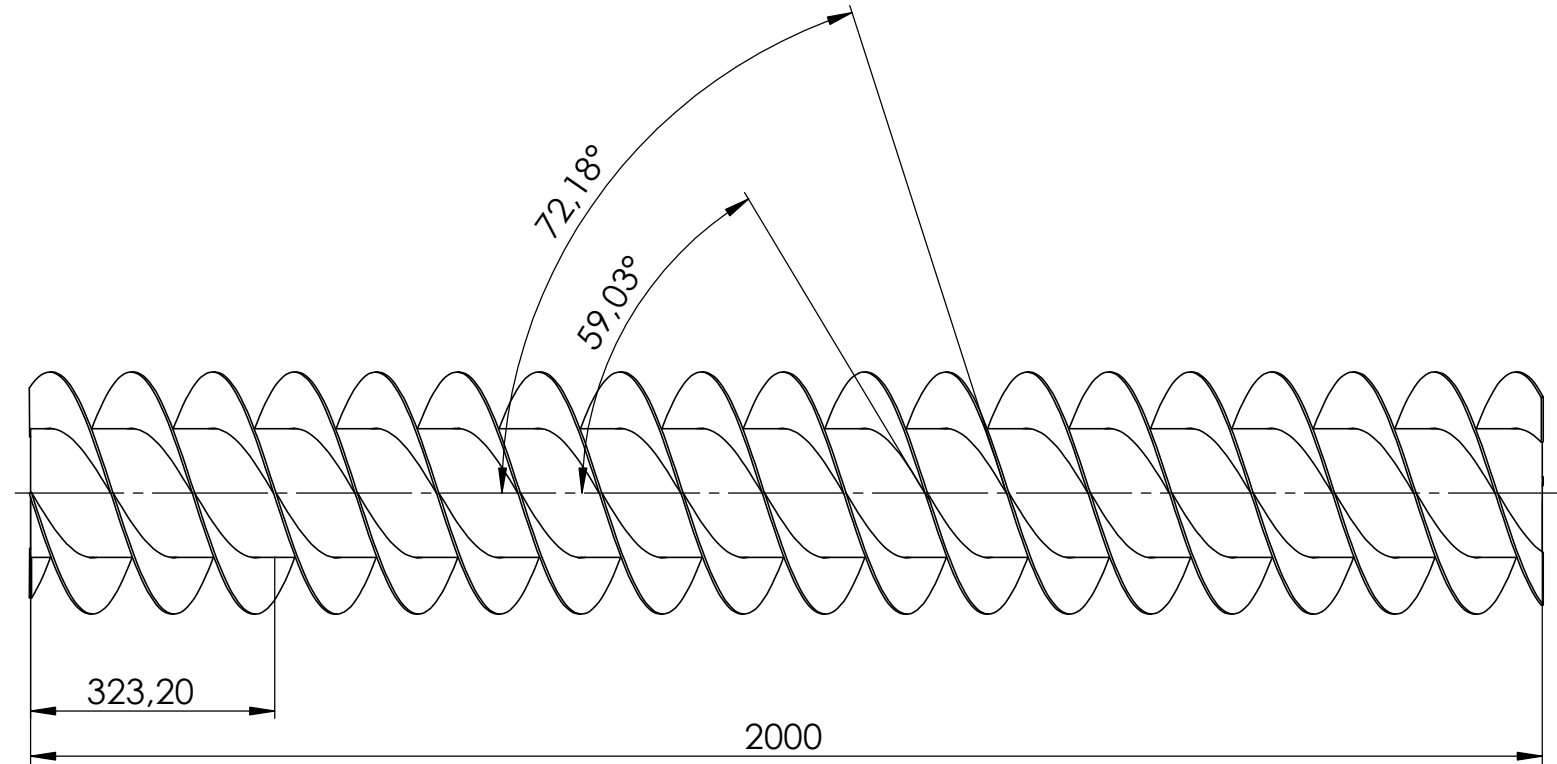
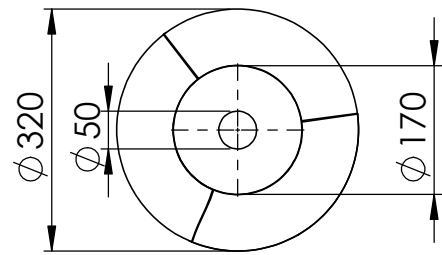
```
fprintf('Distancia entre dos palas -----  
-----> %.3f m\n',Sx)  
fprintf('Ángulo entre el filo interior de las palas y el eje del  
tornillo ----> %.2f °\n',alfa)  
fprintf('Ángulo entre el filo exterior de las palas y el eje del  
tornillo ----> %.2f °\n',beta)  
fprintf('Ángulo del nivel de agua en el cilindro exterior -----  
-----> %.2f °\n',alfa8*180/pi)  
fprintf('Ángulo del nivel de agua en el cilindro interior -----  
-----> %.2f °\n',alfa9*180/pi)  
fprintf('Número de palas -----  
-----> %.2f \n',K)  
fprintf('Velocidad de rotación -----  
-----> %.2f rpm\n',n)  
fprintf('Velocidad máxima de rotación -----  
-----> %.2f rpm\n',nmax)  
fprintf('Ratio de paso (Pr) -----  
-----> %.2f\n',Pr)  
fprintf('Ratio de diámetros -----  
-----> %.4f\n',ro)  
fprintf('Ratio de avance -----  
-----> %.4f\n',labda)  
fprintf('Volumen por ratio de giro -----  
-----> %.4f\n',labda_v)  
fprintf('Ratio de volumen adimensional -----  
-----> %.3f\n',vu)  
fprintf('Ratio de volumen total -----  
-----> %.3f\n',vt)  
fprintf('Volumen de agua en un ciclo del tornillo -----  
-----> %.3f m3\n',Vu)  
fprintf('Altura del agua del canal (h1) -----  
-----> %.3f m\n',h1)  
fprintf('Altura del agua en el plano perpendicular del canal a la  
entrada (h2): %.3f m\n',h2)  
fprintf('Altura de agua simplificada (h3) -----  
-----> %.3f m\n',h3)  
fprintf('Altura del agua del canal sin contar la altura del apoyo  
(hin) -----> %.3f m\n',hin)  
fprintf('Altura adimensional (k) -----  
-----> %.3f \n',k)  
fprintf('Velocidad axial de transporte -----  
-----> %.3f m/s\n',Cax)  
fprintf('Diferencia de altura del nivel de agua en las palas (Ad) ----  
-----> %.3f m\n',Ad)  
fprintf('Nivel de agua en contacto con la pala por el lado superior  
(do) -----> %.3f m\n',do)  
fprintf('Rendimiento mecánico -----  
-----> %.3f\n',rend_mec)  
fprintf('Potencia mecánica -----  
-----> %.3f kW\n',P_mec)  
fprintf('Par del tornillo -----  
-----> %.3f Nm\n',T_mec)  
fprintf('Par por pala -----  
-----> %.3f Nm\n',Ti)
```



3. Planos

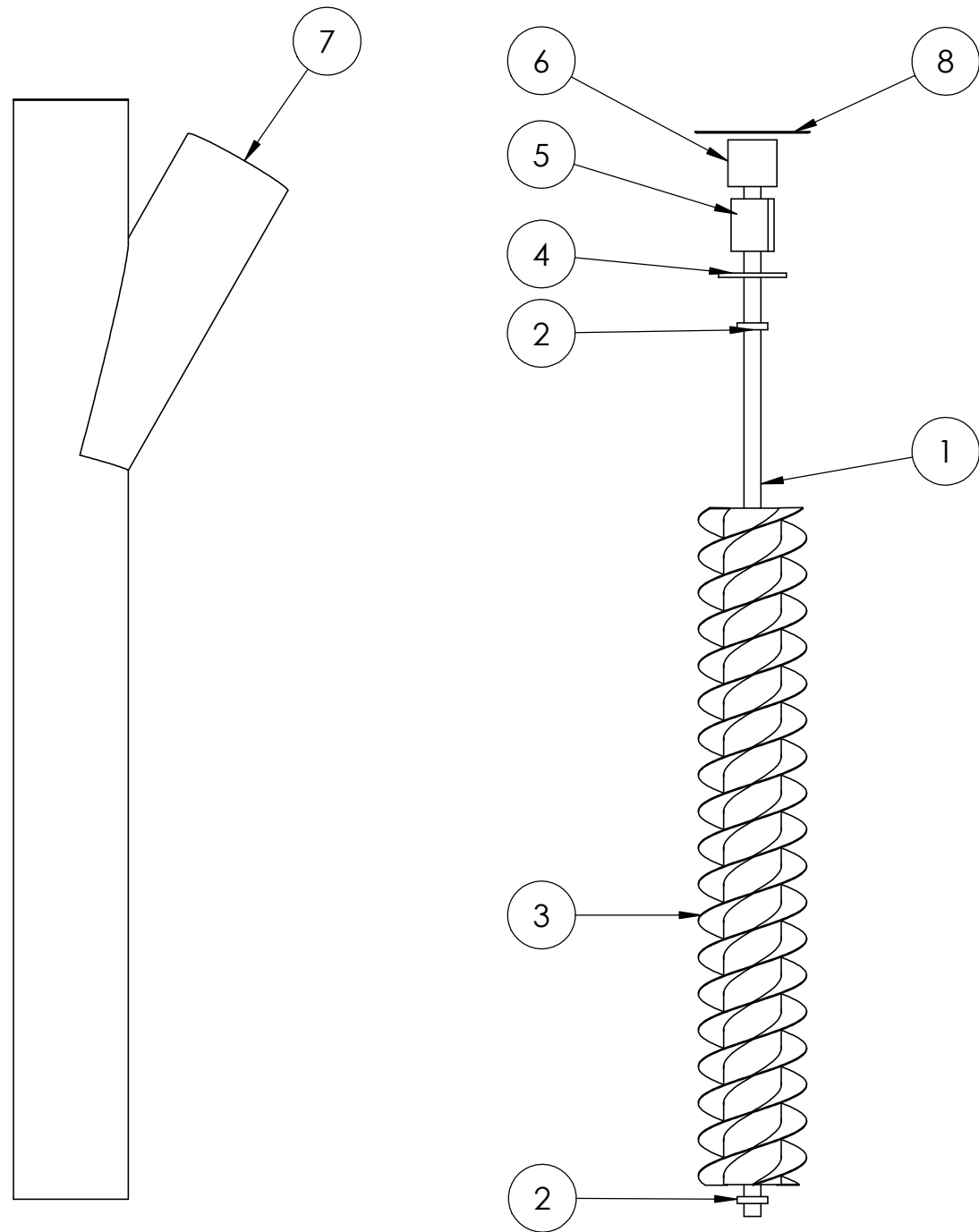
Planos

P.1. Runner de baja potencia.


P.2. Ensamblaje del sistema.



	Escala 1:10	<h1>Runner de baja potencia</h1>	
	Unidades mm		
	Iván Segura Rodríguez	P.1	



8	TAPA	PVC	1
7	ESTRUCTURA	FIBRA DE VIDRIO, CON RESINA DE POLIÉSTER	1
6	GENERADO ELÉCTRICO	-	1
5	CAJA MULTIPLICADORA	-	1
4	FRENO DE DISCO	-	1
3	RUNNER	FIBRA DE VIDRIO, CON RESINA DE POLIÉSTER	1
2	RODAMIENTOS	-	2
1	EJE SÓLIDO	ACERO AL CARBONO	1
MARCA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD


 Escala
1:20
Unidades
mm

Ensamblaje del sistema

Iván Segura Rodríguez

4. Pliego de condiciones

Pliego de condiciones

4.1.	Condiciones técnicas.....	147
4.1.1.	Runner	147
4.1.2.	Eje.....	147
4.1.3.	Estructura	147
4.1.4.	Rodamientos.....	148
4.1.5.	Freno	148
4.1.6.	Etapa multiplicadora	148
4.1.7.	Generador.....	149
4.1.8.	Puente rectificador.....	149
4.1.9.	Regulador de carga	149
4.1.10.	Sistema de almacenamiento	149

4.1. Condiciones técnicas

4.1.1. Runner

Módulos puesto en hilera formados por un eje central hueco unido a tres filetes helicoidales pegados a su superficie.

Condiciones de fabricación

- Los módulos del runner estarán contruidos de forma que permitan un fácil ensamblaje de las piezas.
- Se comprobará que su geometría concuerda con la establecida en el proyecto.
- No se deberá poner en contacto el runner con elementos altamente corrosivos.
- Se debe seguir un plan de mantenimiento preventivo con el fin de detectar posibles fallos.

Especificación de materiales

- Se empleará fibra de vidrio con resina de poliéster a no ser que las condiciones del emplazamiento hagan que se necesite otro material.

4.1.2. Eje

Vara cilíndrica de longitud y diámetro variable según los requisitos del lugar de instalación.

Condiciones de fabricación

- El eje tiene que tener tales dimensiones que debe permitir servir de nexo entre runner, rodetes y conjunto etapa multiplicadora-generador.

Especificaciones de materiales

- Se empleará acero al carbono recubierto de una pintura anticorrosiva.

4.1.3. Estructura

Unión de tuberías mediante una brida del mismo diámetro que éstas. Una tubería está abierta por ambos extremos y la otra tiene una bifurcación.

Condiciones de fabricación

- La estructura debe permitir la entrada y la evacuación del agua del sistema.
- Debe presentar espacio suficiente para albergar al generador y al sistema de transmisión.
- Su diámetro debe ser tal que entre el runner y la estructura no haya más de 0,1 m de intersticio.
- Debe permitir su sujeción al lugar de emplazamiento.
- No poner en contacto la estructura con elementos altamente corrosivos.

Especificaciones de materiales

- Puede emplearse el mismo material que para el runner o bien otros compuestos o plásticos válidos para la aplicación.

4.1.4. Rodamientos

Formados por un rodamiento superior de rodillos cilíndricos y uno inferior rígido de bolas sellado.

Condiciones de fabricación

- El rodamiento superior debe permitir el desplazamiento axial del eje para evitar posibles restricciones que lleven a rotura.
- El rodamiento inferior estará totalmente sellado para evitar el contacto directo del agua, evitando así una rotura anticipada.
- Ambos rodamientos se construirán con materiales que trabajen bien bajo condiciones húmedas.
- El diámetro interior de los rodamientos coincidirá con el del eje.

Especificaciones de materiales

- Los rodamientos serán de acero inoxidable u otro material con buenas propiedades anticorrosivas.

4.1.5. Freno

Formados por un freno de disco, una pinza de freno mecánica, un cable de tiro y una palanca de freno de mano.

Condiciones de fabricación

- El diámetro interior del freno de disco debe coincidir con el del eje, o bien debe tener un elemento de sujeción que sirva de unión.
- La pinza de freno se conectará con la palanca mediante el tiro, teniendo este una longitud variable según condiciones de instalación.

Especificaciones de materiales

- El material de las pastillas de la pinza de freno y del disco deben ser tales que permitan un correcto coeficiente de fricción, permitiendo producir el par de frenado necesario para la fuerza aplicada.

4.1.6. Etapa multiplicadora

Formada por un motorreductor trabajando en sentido inverso que conecta el eje del runner con el del generador.

Condiciones de fabricación

- La relación de transmisión debe permitir hacer girar el eje del generador en las condiciones de diseño.
- Los valores máximos de funcionamiento no debe sobrepasarse.
- Su instalación debe realizarse por el personal adecuado.

4.1.7. Generador

Formados por un generador de imanes permanentes.

Condiciones de fabricación e instalación

- El eje del generador debe poder acoplarse a la etapa multiplicadora.
- El generador irá protegido dentro de la estructura, evitando en todo momento el contacto del agua.
- No se deben sobrepasar los límites máximos de funcionamiento.
- Su instalación debe realizarse por el personal adecuado.

Especificaciones de materiales

- El eje está construido en acero inoxidable mientras que la carcasa es de aluminio aleado.

4.1.8. Puente rectificador

Formado cuatro diodos rectificadores sobre una superficie que sirve de intercambiador de calor.

Condiciones de fabricación

- No se deben sobrepasar los límites máximos de funcionamiento.
- Su instalación debe realizarse por el personal adecuado.

4.1.9. Regulador de carga

Condiciones de fabricación e instalación

- No se deben sobrepasar los límites máximos de funcionamiento.
- Debe estar protegido de la intemperie para asegurar su correcto funcionamiento.
- Su instalación debe realizarse por el personal adecuado.

4.1.10. Sistema de almacenamiento

Formado por un conjunto de baterías estacionarias de Pb-Ac.

Condiciones de fabricación e instalación

- No se deben sobrepasar los límites máximos de funcionamiento.
- Debe estar protegido de la intemperie para asegurar su correcto funcionamiento.
- Su instalación debe realizarse por el personal adecuado.

5. Presupuesto

Presupuesto

5.1.	Presupuesto de diseño.....	155
5.2.	Presupuesto del molde	155
5.3.	Presupuesto de fabricación del equipo	156

5.1. Presupuesto de diseño

Dentro de estos costes se consideran los que se han invertido en el desarrollo del proyecto. Debido a que se ha utilizado software con licencia de estudiante y de que los recursos han sido propios, los costes del diseño son principalmente mano de obra.

Tabla 43. Costes de diseño.

Costes de ingeniería	Coste(€)/hora	Horas	Coste total (€)
Diseño del runner	20	150	3000
Diseño estructural	20	80	1600
Estudio de los casos de aplicación	20	70	1400

Por lo tanto el Presupuesto de Ejecución Material (PEM) es el total:

$$PEM = 3000 + 1600 + 1400 = 6000 \text{ €}$$

A partir del PEM puede obtener el Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial (PEC_p), tal y como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 44. Cálculo del Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial

Presupuesto de Ejecución Material	6000 €
Gastos generales (15%)	900 €
Beneficio industrial (6%)	360 €
Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial	7260 €

Con el valor del PEC_p, incluyéndole un 21% de IVA, se puede obtener el Presupuesto de Ejecución por Contrata (PEC), siendo el presupuesto total del diseño del proyecto:

Tabla 45. Cálculo del Presupuesto de Ejecución por Contrata.

Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial	7260 €
IVA (21%)	1524,6 €
Presupuesto de Ejecución por Contrata	8784,6 €

5.2. Presupuesto del molde

El coste de molde se obtiene a partir de los precios de fabricación de moldes para tornillos sinfines, tales como el de la figura 15. Se considera una partida aparte ya que su uso sirve para la fabricación de varios modelos.

Coste de un molde para la fabricación de Módulos 1	750 €
-----------------------------------------------------------	--------------

En este caso el coste del molde coincide con el PEM. Por lo tanto se pasa directamente a calcular el PEC_p.

Tabla 46. Cálculo del Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial.

Presupuesto de Ejecución Material	750 €
Gastos generales (15%)	112,5 €

Beneficio industrial (6%)	45 €
Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial	907,5 €

El PEC total puede obtenerse añadiendo el IVA de un 21%:

Tabla 47. Cálculo del Presupuesto de Ejecución por Contrata.

Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial	907,5 €
IVA (21%)	190,58 €
Presupuesto de Ejecución por Contrata	1098,08 €

5.3. Presupuesto de fabricación del equipo

En este caso se tiene en cuenta el presupuesto de fabricación de un equipo comercial como el de caso de aplicación 2. Se escoge este caso por ser el más representativo para zonas rurales. Debe tenerse en cuenta que para el cálculo del coste del runner y el eje se multiplican sus pesos calculados en el punto 2.1.5.2 por sus costes por kg (4,05 €/kg para la fibra del runner y 0,55 €/kg para el acero del eje).

El coste del resto de componentes viene dado por fabricantes o es estimado a partir de productos similares. No se tienen en cuenta costes de instalación o transporte ya que puede ser instalado por los propios usuarios, por lo que se trata de una partida optativa.

Tabla 48. Coste de los diferentes equipos del sistema.

Equipos	Coste unitario (€/unidad)	Unidades	Coste total (€)
Runner de fibra de vidrio con resina de poliéster	327,76	1	327,76
Eje sólido de acero al carbono	18,51	1	18,51
Estructura formada por dos tubos de material compuesto con dimensiones adecuadas para el runner	120,61	1	120,61
Rodamiento de rodillos cilíndricos modelo NJ 2210	29,00	1	29,00
Rodamiento de bolas sellado modelo S6210-2RS	55,92	1	55,92
Disco de freno de Ringspann® con forma F	32,28	1	32,28
Pinza de freno DV 020 FKM + cable de tiro RCS® + palanca de freno RCS®	150,00	1	150
Caja de transmisión AR50/1 con relación de transmisión 2.5	292,10	1	292,1
Generador síncrono de imanes permanentes NE-200S	219,66	1	219,66
Puente rectificador RCT-35AB-01	9,13	1	9,13
Regulador de carga STECA modelo MPPT 1010	47,00	1	47,00
Baterías de almacenamiento Rolls Serie 4000 Modelo T12 250	316,00	2	632,00
Otros materiales eléctricos	50,00	1	50,00
Sujeciones, bridas y uniones para la instalación	100,00	1	100,00

Por lo tanto, el Presupuesto de Ejecución Material es la suma total de todas las partidas:

$$PEM = 2083,97 \text{ €}$$

A partir del PEM puede obtener el Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial (PEC_p), tal y como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 49. Cálculo del Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial.

Presupuesto de Ejecución Material	2083,97 €
Gastos generales (15%)	312,60 €
Beneficio industrial (6%)	125,04 €
Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial	2521,60 €

Con el valor del PEC_p , incluyéndole un 21% de IVA, se puede obtener el Presupuesto de Ejecución por Contrata (PEC), siendo el presupuesto total del diseño del proyecto:

Presupuesto de Ejecución por Contrata parcial	2521,60 €
IVA (21%)	529,54 €
Presupuesto de Ejecución por Contrata	3051,14 €

