



Universidad
de La Laguna

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA
CIVIL E INDUSTRIAL

TRABAJO DE FIN DE GRADO

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA
PARA RÍOS

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Alumno: Abid Filali Yachou

Tutor: Carmelo Militello Militello

Septiembre, 2015

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

ÍNDICE GENERAL

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Título:

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA
PARA RÍOS

Alumno: Abid Filali Yachou

Tutor: Carmelo Militello Militello

ÍNDICE DE LA MEMORIA DESCRIPTIVA

1. OBJETO	3
2. ALCANCE	3
3. ANTECEDENTES.....	5
3.1. Situación actual.....	5
3.2. Contexto mundial.....	5
3.2.1. Energía hidroeléctrica, una de las renovables más desarrollada	6
3.3. Contexto europeo.....	7
3.3.1. La energía hidroeléctrica en UE	7
3.4. Situación de España	8
3.5. Tipos de minicentrales hidráulicas.....	10
3.6. Turbinas hidrocínéticas. Concepto y tipos.	11
4. NORMAS Y REFERENCIAS	13
4.1. Bibliografía.....	13
4.2. Programas de cálculo.....	13
5. REQUISITOS DE DISEÑO	14
5.1. Condiciones de partida.....	14
5.2. Condiciones de uso.....	14
5.3. Necesidades dimensionales	15
5.4. Necesidades estructurales	15
5.5. Necesidades de mantenimiento.....	15
5.6. Necesidades de montaje y desplazamiento	15
6. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO PROPUESTO	16
6.1. Sistema de flotación.....	17
6.2. Sistema de conducción y protección.....	18
6.3. Diseño estructural: Banco tren de potencia	21
6.4. Diseño estructural: Soporte del banco	22
6.4.1. Soporte vertical.....	22
6.4.2. Soportes laterales.....	23
6.5. Diseño de las palas y sus soportes	25
6.5.1. Prototipo de pala.....	25
6.5.2. Soporte de las palas	28
6.6. Sistema de estanqueidad.....	30
6.6.1. Carcasas laterales	30
6.6.2. Carcasas superiores	31

6.6.3.	Estanqueidad eje hub/reductora	33
6.6.4.	Estanqueidad eje reductora/generador	34
7.	CONCLUSIONES	35

ÍNDICE DE LOS CÁLCULOS

1.	OBJETO.....	2
2.	ALCANCE.....	2
3.	DATOS DE PARTIDA	2
4.	CÁLCULO DE LAS PALAS	5
4.1.	<i>Hipótesis de trabajo</i>	5
4.2.	<i>Resultados</i>	6
4.2.1.	Comparativa inicial de perfiles NACA	6
4.2.2.	Comparativa de perfiles NACA con Rotor BEM Simulation	8
4.2.3.	Comparativa de perfiles NACA con Multi Parameter BEM Simulation	9
4.2.4.	Comparativa de perfiles NACA con Turbine BEM Simulation.....	10
5.	CÁLCULO DEL TREN DE POTENCIA	12
5.1.	<i>Hipótesis de trabajo</i>	12
5.2.	<i>Resultados</i>	12
6.	CÁLCULO DE LA ESTABILIDAD	16
6.1.	<i>Hipótesis y planteamiento de trabajo</i>	16
6.2.	<i>Resultados</i>	18

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

MEMORIA DESCRIPTIVA

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Título:

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA
PARA RÍOS

Alumno: Abid Filali Yachou

Tutor: Carmelo Militello Militello

ÍNDICE DE LA MEMORIA DESCRIPTIVA

1. OBJETO	3
2. ALCANCE	3
3. ANTECEDENTES.....	5
3.1. Situación actual.....	5
3.2. Contexto mundial.....	5
3.2.1. Energía hidroeléctrica, una de las renovables más desarrollada	6
3.3. Contexto europeo.....	7
3.3.1. La energía hidroeléctrica en UE	7
3.4. Situación de España	8
3.5. Tipos de minicentrales hidráulicas.....	10
3.6. Turbinas hidrocínéticas. Concepto y tipos.	11
4. NORMAS Y REFERENCIAS	13
4.1. Bibliografía.....	13
4.2. Programas de cálculo.....	13
5. REQUISITOS DE DISEÑO	14
5.1. Condiciones de partida.....	14
5.2. Condiciones de uso.....	14
5.3. Necesidades dimensionales	15
5.4. Necesidades estructurales	15
5.5. Necesidades de mantenimiento.....	15
5.6. Necesidades de montaje y desplazamiento	15
6. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO PROPUESTO	16
6.1. Sistema de flotación.....	17
6.2. Sistema de conducción y protección.....	18
6.3. Diseño estructural: Banco tren de potencia.....	21
6.4. Diseño estructural: Soporte del banco	22
6.4.1. Soporte vertical.....	22
6.4.2. Soportes laterales.....	23
6.5. Diseño de las palas y sus soportes	25
6.5.1. Prototipo de pala.....	25
6.5.2. Soporte de las palas	28
6.6. Sistema de estanqueidad.....	30
6.6.1. Carcasas laterales	30
6.6.2. Carcasas superiores	31

- 6.6.3. Estanqueidad eje hub/reductora 33
- 6.6.4. Estanqueidad eje reductora/generador 34
- 7. CONCLUSIONES 35

1. Objeto

La realización de este proyecto tiene como objetivo el diseño de una turbina hidrocínética para el aprovechamiento de la energía de las corrientes de los ríos. El trabajo de este proyecto consistirá en desarrollar un prototipo de una turbina hidráulica partiendo de los datos de un punto geográfico de España. Tomando los datos de un río determinado, procederemos al diseño y cálculo de la maquinaria teniendo como meta una producción eléctrica neta en torno los 3 kW.

El deseo de realizar esta turbina hidráulica surge con la inquietud sobre la situación actual en el mundo donde todavía predomina el uso de materias primas fósiles para la producción energética, y los cuales están causando el enorme desequilibrio ambiental en la Tierra. Por tanto, nuestra meta es aportar un equipo que pueda hacer frente a esta situación ecológica. Con este dispositivo se podrá aprovechar la energía de los ríos con la misma filosofía que las grandes centrales hidroeléctricas, pero a menor escala. Será útil para viviendas, granjas, fincas, hostales, campings, etc., en zonas rurales cercanos a ríos que les interese el autoabastecimiento total o parcial mediante equipos de energías renovables. Claro está, siempre que las condiciones del río sean acordes con las características de diseño de la turbina.

2. Alcance

La turbina hidrocínética se encargará de abastecer zonas cercanas a ríos con unas determinadas dimensiones de anchura y profundidad suficiente para sumergir la turbina en dicho río. Se colocará en aquellos ríos en los cuales no se tiene un tránsito de barcas y balsas. Si se encuentra en zonas con dimensiones muy superiores a las necesarias, se balizará la máquina para que las pequeñas embarcaciones no se colisionen con ella. La finalidad es aprovechar la energía que se obtiene de la corriente del río transformándola en energía eléctrica dando cobertura a viviendas rurales, granjas, fincas, hostales, campings, etc.



Figura 2. 1. Situación representativa de ubicación del equipo (Hostal Río Ara, Huesca).

Por tanto, el alcance en este proyecto consistirá en los siguientes puntos:

1. Diseño de las palas (forma y tamaño) con perfiles tipo NACA para la máxima potencia que se puede obtener de los datos del río estudiado.
2. Diseño de la estructura soporte de la turbina, el tren de potencia y los mecanismos de estanqueidad de los equipos.
3. Dimensionado del tren de potencia para las condiciones de trabajo.
4. Cálculo de la estabilidad en flotación del equipo en su funcionamiento.

Cabe destacar que no realizamos un estudio hidrodinámico del equipo ni estructural de cada componente del equipo. Así como no será de nuestra competencia el estudio eléctrico de la turbina hidrocínética.

3. Antecedentes

3.1. Situación actual

Hoy en día las energías renovables han dejado de ser tecnologías caras y minoritarias para ser plenamente competitivas y eficaces de cara a cubrir las necesidades de la demanda. Dentro de estas energías renovables se encuentra la energía hidroeléctrica, como principal aliado en la generación de energía limpia y autóctona. Se denominan minicentrales hidroeléctricas a aquellas instalaciones de potencia instalada inferior a 10 MW.

Hoy en día, las energías renovables representan un sector importante de la industria y la economía española, por ser uno de los más dinámicos e innovadores, además de ser el sector que mayor número de nuevas empresas crea al año en España.

En el año 2004, la energía obtenida en España a través de centrales de potencia inferior a 10 MW sufrió un incremento con la puesta en marcha de 45,1 MW nuevos. Se estima que en España el potencial virgen para la obtención de energía eléctrica a través de las minicentrales hidroeléctricas asciende aproximadamente a 1.000 MW. Extraído de referencia [4].

3.2. Contexto mundial

El actual sistema energético a nivel mundial está basado en la generación de energía a partir de combustibles fósiles como el petróleo, el carbón mineral y el gas. La generación de energía a partir de estas materias está siendo ampliamente replanteada por varias razones: son recursos limitados que se encuentran en puntos concretos del planeta, su uso a gran escala está provocando graves efectos sobre el medio ambiente y la salud de los seres humanos, y se están agotando las reservas naturales comprometiendo el futuro de las nuevas generaciones.

La ciudadanía está cada vez más concienciada sobre la necesidad de proteger el medio ambiente y emplear métodos no contaminantes de producción de energía. Esto se debe en parte al amplio consenso alcanzado en la comunidad científica internacional sobre la existencia del cambio climático. Se ha constatado que la temperatura media de la Tierra ha sufrido un aumento durante el siglo XX de $0,6 \pm 0,2$ °C, además de que existe una disminución real de la cobertura del hielo ártico y un aumento de la frecuencia e intensidad de los denominados desastres naturales como huracanes, sequías y lluvias torrenciales.

3.2.1. Energía hidroeléctrica, una de las renovables más desarrollada

La producción anual media de energía hidroeléctrica a nivel mundial es de 2.600 TWh, lo que representa aproximadamente el 19% del total de la energía eléctrica producida. La potencia hidroeléctrica instalada en todo el mundo asciende a 700 GW.

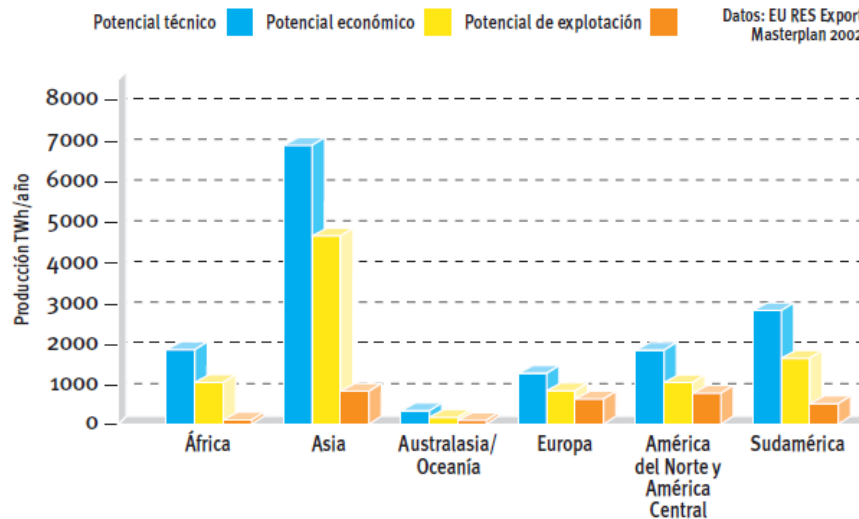


Figura 3. 1. Potencial hidroeléctrico total por continentes

Fuente: EU RES Export Masterplan 2002

A gran escala esta fuente de energía tiene un campo de expansión limitado, ya que en los países más desarrollados la mayoría de los ríos importantes ya cuentan con una o varias centrales, y en los países en vías de desarrollo los grandes proyectos pueden chocar con obstáculos de carácter financiero, ambiental y social.

A menor escala, sin embargo, la generación de electricidad con minicentrales hidroeléctricas sí ofrece posibilidades de crecimiento, debido a la diversidad de caudales que aún son susceptibles de ser aprovechados con las nuevas tecnologías. Extraído de referencia [4].

3.3. Contexto europeo

La Unión Europea tiene como objetivo prioritario la promoción de la electricidad generada a partir de fuentes de energía renovables. Esto se debe a razones de seguridad y diversificación del suministro de energía, de protección del medio ambiente y de cohesión económica y social.

El marco legislativo de las Energías Renovables en la Unión Europea está basado en el “Libro Blanco para una Estrategia Común y un Plan de Acción para las Energías Renovables”, desarrollado en 1997 por parte de la Comisión de las Comunidades Europeas. El objetivo fijado en el Libro Blanco establece el incremento en 4.500 MW de potencia instalada en Europa en minicentrales hidroeléctricas, lo que significará incrementar la producción anual desde los 37 TWh actuales a los 55 TWh.

El objetivo general fijado por la Unión Europea marca la aportación de fuentes de energías renovables en un porcentaje del 12% de la energía primaria demandada en la UE. En particular se establece como objetivo para la energía hidroeléctrica alcanzar los 105.000 MW, distribuidos de la siguiente manera:

Grandes centrales (mayores de 10 MW): 91.000 MW (incluidas las de bombeo).

Pequeñas centrales (menores de 10 MW): 14.000 MW.

3.3.1. La energía hidroeléctrica en UE

España ocupa un papel destacado en el área hidroeléctrica a nivel europeo, situándose en tercer lugar respecto al resto de países de la Unión Europea en cuanto a potencia hidroeléctrica instalada con centrales menores de 10 MW y el cuarto lugar en cuanto a centrales de potencia mayor de 10 MW. Extraído de referencia [4].

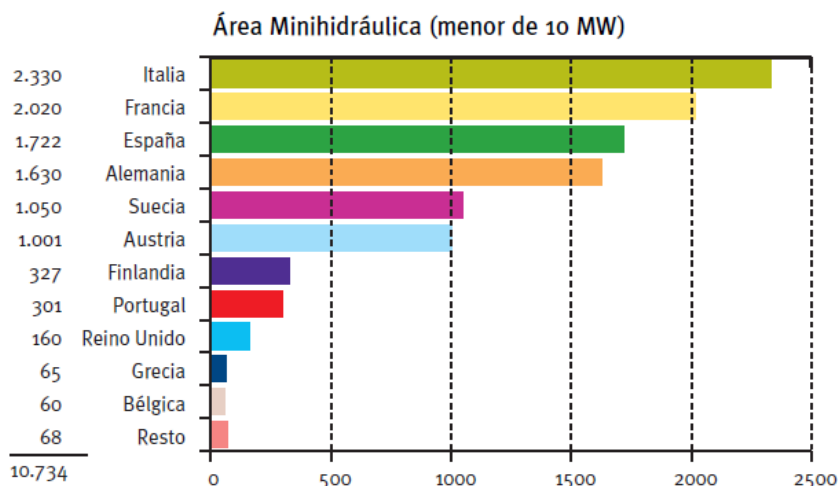


Figura 3. 2. Potencia instalada con CC.HH. menores de 10 MW en la UE 31/12/2003

Fuente: EurObserv'ER 2004

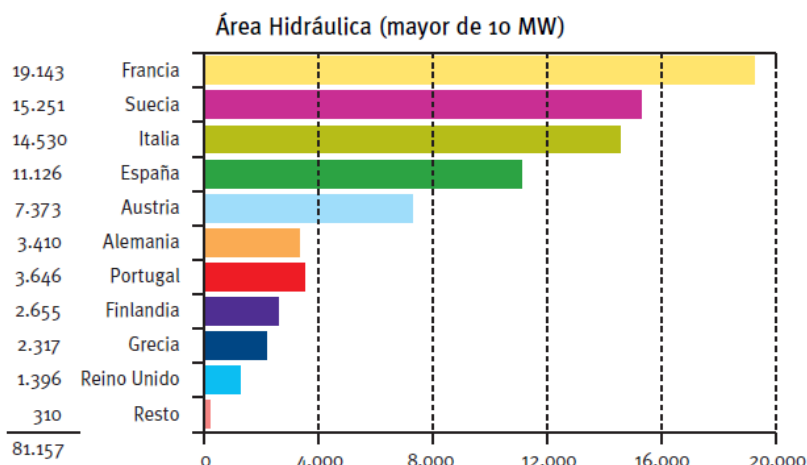


Figura 3. 3. Potencia instalada con CC.HH. mayores de 10MW en la UE 31/12/2002

Fuente: EUROSTAT

3.4. Situación de España

España cuenta con un consolidado sistema de generación de energía hidroeléctrica y un sector tecnológicamente maduro en esta área. Esto se debe a varios factores, como la existencia de importantes recursos hidrológicos y una larga tradición histórica en el desarrollo de aprovechamientos hidroeléctricos.

Aunque la evolución de la energía hidroeléctrica en España ha sido creciente, en los últimos años ha experimentado una disminución en la aportación de esta energía a la producción total

de electricidad. La energía hidroeléctrica generada en pequeñas centrales, por el contrario, sigue creciendo aunque de manera muy moderada.

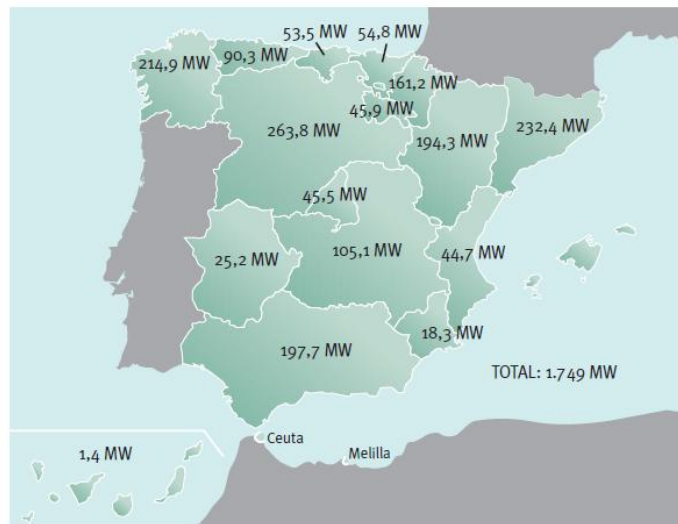


Figura 3. 4. Distribución de MW de minicentrales hidroeléctricas

Fuente: Manual de energías renovables, Mini centrales hidroeléctricas.

Las minicentrales hidroeléctricas presentaban una potencia acumulada total en España de 1.749 MW a finales de 2004, con una distribución de la mayor parte de ella en las siguientes Comunidades Autónomas:

Castilla y León con un mayor número (263 MW), seguida de

Cataluña (232 MW),

Galicia (215 MW),

Andalucía (198 MW) y

Aragón (194 MW).

Extraído de referencia [4].

3.5. Tipos de minicentrales hidráulicas

Las centrales hidroeléctricas, y dentro de ellas las minicentrales hidroeléctricas, están condicionadas por las características del lugar donde vayan a ser ubicadas. Hay que tener en cuenta la topografía del terreno que influye en la obra civil como la selección de la maquinaria.

Según el emplazamiento se realiza la siguiente clasificación general:

- Centrales de agua fluyente. Recogen una parte del caudal del río, lo trasladan hacia la central y una vez utilizado, se devuelve al río.
- Centrales de pie de presa. Situadas por debajo de los embalses destinados a usos hidroeléctricos o a otros usos, aprovechando el desnivel creado por la propia presa.
- Centrales en canal de riego o de abastecimiento. Se dan 2 casos, las que utilizan el desnivel existente en el propio canal o las que aprovechan el desnivel existente entre el canal y el curso de un río cercano. Extraído de referencia [4].

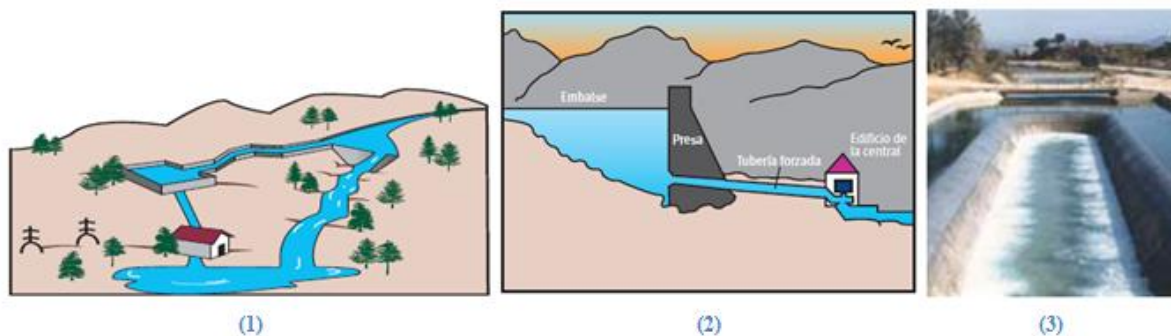


Figura 3. 5. Central de agua fluyente (1); Central de pie de presa (2); Central en canal de riego (3).
Fuente: Manual de energías renovables, Mini centrales hidroeléctricas.

Dentro de este grupo de mini centrales hidroeléctricas, podríamos sacar una nueva “rama” en la que entrarían los equipos de turbinas hidrocínicas. Básicamente tienen el mismo proceso mecánico para la producción energética, salvo la diferencia de que las mini centrales hidroeléctricas aprovechan la energía potencial y cinética asociada a la diferencia de desniveles existente entre dos puntos, mientras que las turbinas hidrocínicas están diseñadas para aprovechar solo la energía cinética de la corriente de las aguas de los ríos. Sin embargo, ambos métodos tratan de obtener la energía del flujo para transformarla primero en energía

mecánica, que luego activa el generador eléctrico consiguiendo que esa energía mecánica se convierta en energía eléctrica. Extraído de referencia [5].

3.6. Turbinas hidrocínéticas. Concepto y tipos.

El proceso de conversión de energía hidrocínética consiste en la utilización de la energía cinética contenida en las corrientes de los ríos o de las corrientes marinas para la generación de electricidad. Este tipo de tecnología de energía renovable está teniendo cada vez mayor repercusión como una solución única y poco convencional dentro de los recursos hídricos, tanto en los ríos como en la mar.

En comparación con las mini centrales hidroeléctricas convencionales, así como las centrales hidroeléctricas, donde la fuente de energía se obtiene mediante obras civiles (diques, presas o compuertas); las turbinas hidrocínéticas no necesitan de obras civiles para acondicionar las zonas de trabajo, por lo que supone una gran ventaja medioambiental y económica no tener que alterar la vía natural de la corriente de agua.

En lo que se refiere al campo de las corrientes marinas (no es cuestión de nuestro proyecto, pero debemos hacer mención), esta tecnología se puede realizar con el conjunto de varias unidades contiguas, consiguiendo extraer grandes cantidades de energía debida a las corrientes marinas. Extraído de referencia [5].

Como se trata de un método energético emergente, existe una ambigüedad en la definición de los tipos de tecnología. Hasta la actualidad, la clasificación más orientativa es la siguiente:

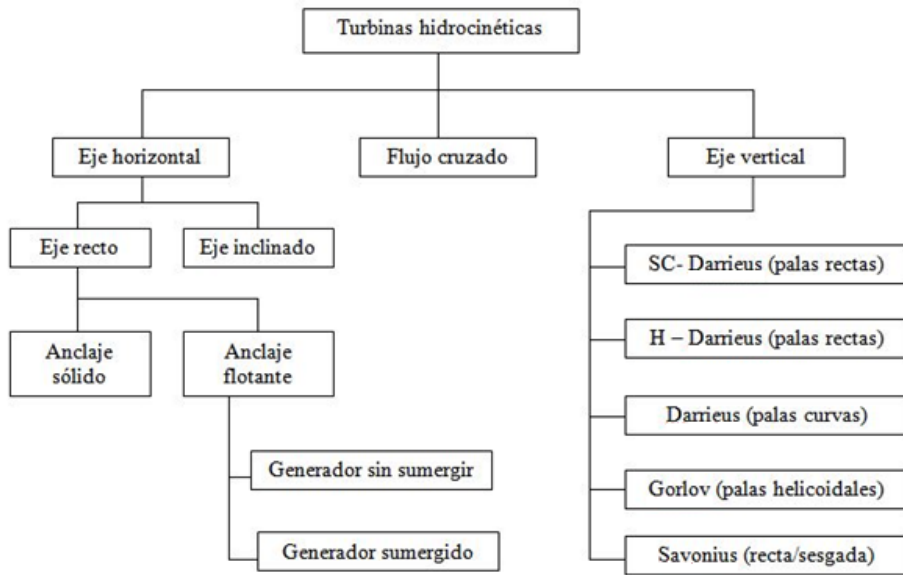


Figura 3. 6. Esquema de clasificación de las turbinas hidrocínéticas.

Fuente: Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. M.J. Khan, G. Bhuyan, M.T. Iqbal, J.E. Quaicoe

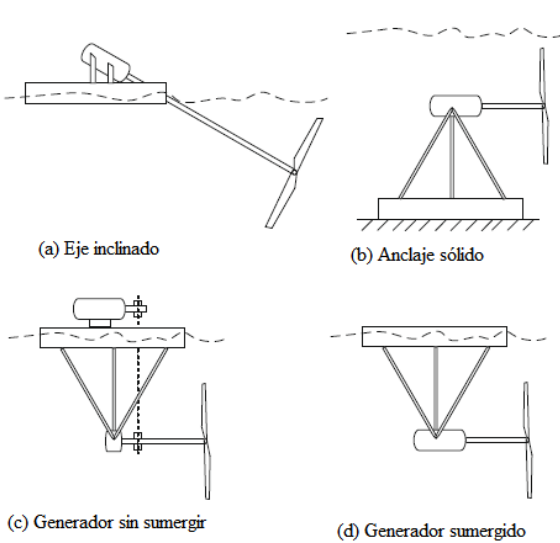


Figura 3. 8. Turbinas de eje horizontal

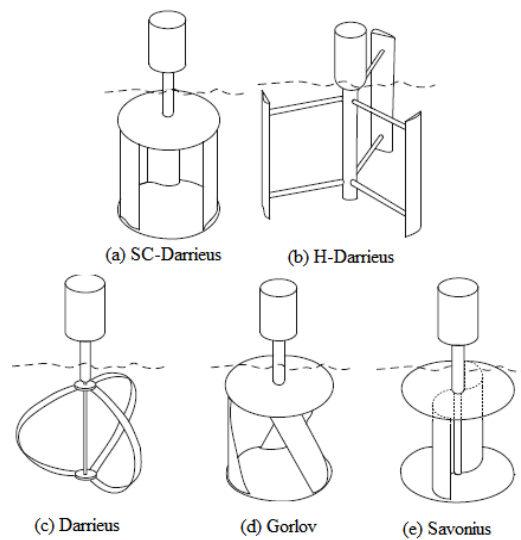


Figura 3. 7. Turbinas de eje vertical

Fuente: Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. M.J. Khan, G. Bhuyan, M.T. Iqbal, J.E. Quaicoe

4. Normas y referencias

4.1. Bibliografía

- [1] José Agüera Soriano. Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas.
- [2] J.L. Rodríguez Amenedo, J.C: Burgos Díaz, S. Arnalte Gómez. Sistemas eólicos de producción de energía eléctrica.
- [3] Robert L. Norton. Diseño de máquinas.
- [4] Manual de Energías Renovables: Minicentrales Hidroeléctricas. IDAE. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.
- [5] M.J. Khan, G. Bhuyan, M.T. Iqbal, J.E. Quaiocoe. Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. Energy for Sustainable Development. Elsevier.
- [6] Seth Hunter Pierson. Composite rotor design for a hydrokinetic. University of Tennessee Honors Program.
- [7] Martin Anyi, Brian Kirke. Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities. Energy for Sustainable Development. Elsevier.
- [8] Martin Anyi, Brian Kirke. Hydrokinetic turbine blades: Design and local construction techniques for remote communities. Energy for Sustainable Development. Elsevier.

4.2. Programas de cálculo

Plataforma de base de datos del *Sistema Automático de Información Hidrológica de la Cuenca Hidrográfica del Ebro (SAIH Ebro)*.

Plataforma de base de datos del *Sistema de Información del Anuario de Aforos (SIAA)*.

Diseño y cálculo de las palas de la turbina con el programa *QBlade*.

Diseño del prototipo de la turbina con el programa *Solidworks*.

Paquete Office: *Excel* y *Word*.

5. Requisitos de diseño

Los requisitos de diseño del equipo que hemos decidido son los que se enumeran a continuación:

5.1. Condiciones de partida

Las ideas principales partían de realizar un equipo que pudiera abastecer parcial o totalmente una vivienda, hostel, granja, etc., como ya hemos comentado anteriormente. Por lo que fijamos una potencia aproximada de trabajo, unas dimensiones determinadas y un río con unas condiciones adecuadas. Posteriormente realizaríamos la comprobación de dichos datos de partida del río en concordancia con la turbina que planteamos.

Rango de potencia de la turbina	2 kW – 3,5 kW
Rango de velocidades medias del río	1 m/s – 5 m/s
Rango de dimensiones planteados	Longitud: 3 m – 5 m Ancho: 1 m – 2,50 m Profundidad: 1,50m – 2,50m

Nuestro planteamiento de tipo de turbina hidrocínética sería de eje horizontal recto con anclaje flotante y generador no sumergido.

5.2. Condiciones de uso

Nuestro objetivo predominante es que nuestro equipo se trate de una herramienta de apoyo para autoabastecer emplazamientos que emplearán técnicas de energías renovables, tales como mini aerogeneradores eólicos, placas solares fotovoltaicas, equipos de biomasa, etc.

Por tanto, se trataría de un complemento energético, y si en el caso de que tuviéramos un emplazamiento que no requiere elevadas fuentes de energía, pues perfectamente podría abastecer dicho emplazamiento (siempre que el rango de potencia este dentro del que produce la turbina hidrocínética).

5.3. Necesidades dimensionales

Respecto a las dimensiones del equipo, tenemos como objetivo que no sean de valores muy elevados como las que hay actualmente en el mercado, claro que está, siempre que se cumpla las condiciones de trabajo marcadas en el apartado 5.1.

5.4. Necesidades estructurales

Se buscará que el diseño soporte las condiciones de contorno del río, mantenga los componentes de la maquinaria sólida a las zonas de trabajo (ejes, reductora, generador, carcasa, hub, palas, flotador,...) y emplear los materiales más ligeros y duraderos para no exceder demasiado en el peso del equipo.

5.5. Necesidades de mantenimiento

A la hora de realizar el diseño tenemos como prioridad emplear materiales de calidades duraderas, en la medida de lo posible, con la finalidad de no hacer un mantenimiento excesivo de la maquinaria, salvo la sustitución o el arreglo que conlleva cada componente (rodamientos, retenes, juntas tóricas, etc.), sustitución de los materiales de estanqueidad, así como de los imprevistos mecánicos.

5.6. Necesidades de montaje y desplazamiento

Para el montaje y el desplazamiento de la turbina hidrocínética en el emplazamiento se recomendará usar una grúa-camión, y se requerirá de una persona o varias personas cualificadas en el campo de la mecánica y eléctrica para la puesta en marcha de la turbina. Cabe destacar que no se realizará el montaje completo del equipo, puesto que habrá partes que vendrán ya montadas (todos los componentes del tren de potencia). Pero sí de componentes de protección (carcasas, “nariz” de la turbina,...), palas, alineación del eje reductora-generador y del flotador.

6. Descripción del diseño propuesto

Los pasos iniciales del proyecto consistieron en plantear diversos prototipos basándonos en las características que queríamos que tuviera nuestra turbina hidrocínética. Estas ideas se enumeran a continuación:

1º- Similitud con los mini aerogeneradores eólicos. En referencia a las palas y las características de uso (potencia para autoabastecimiento, como indicamos en el apartado 5.1.).

2º- Turbina del tipo eje horizontal recto con anclaje flotante y generador no sumergido.

3º- El generador eléctrico sería del tipo de imanes permanentes.

4º- Dimensiones aproximadas a 2,5m x 5m x 2,5m.

A continuación, describiremos con mayor detalle los componentes del diseño propuesto en función de las características planteadas anteriormente.

Respecto a la consulta de las medidas, diríjense al Anexo II de Planos.

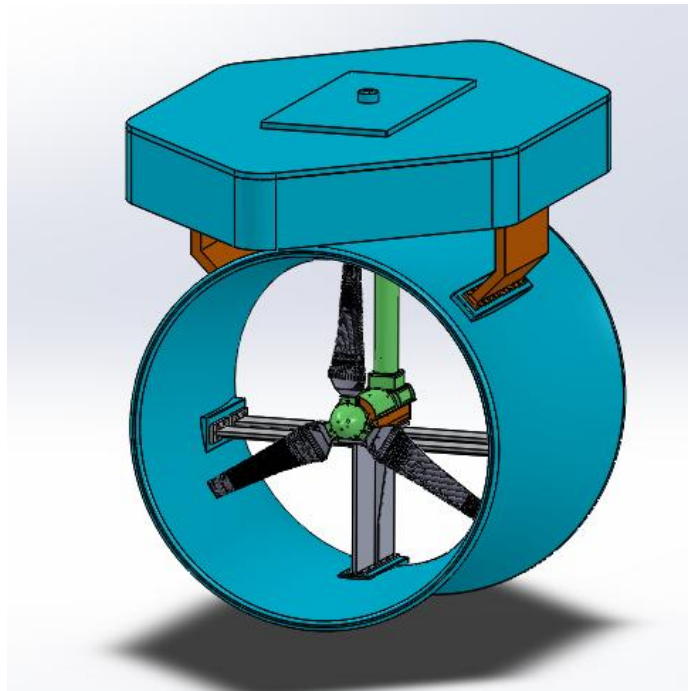


Figura 6. 1. Ensamblaje del prototipo Fuente: diseño propio.

6.1. Sistema de flotación

Constará de una estructura de polietileno realizada con el proceso de rotomoldeado (trabajando a una temperatura de 120 - 130°C), y posteriormente se le soldarán unas paredes para conformar unas cavidades que alojarán el poliuretano expandido. Con esto se conseguirá reducir el peso, además hará el papel de barrera frente a la entrada de agua por si produce alguna picadura en el flotador.

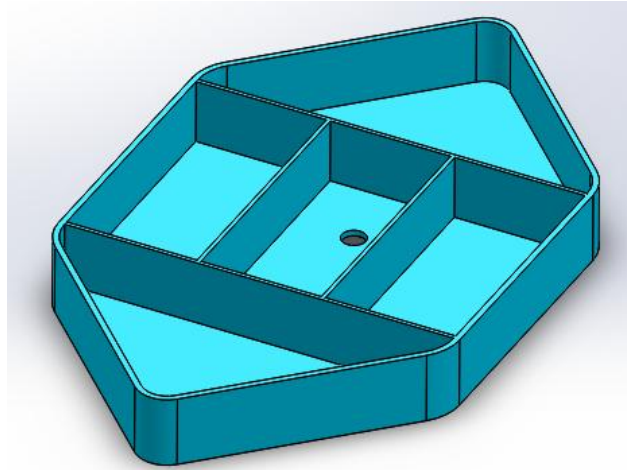


Figura 6. 2. Estructura interior del flotador Fuente: diseño propio.

En el alojamiento del medio se ubicará el generador eléctrico, y en los restantes irán las piezas de poliuretano:

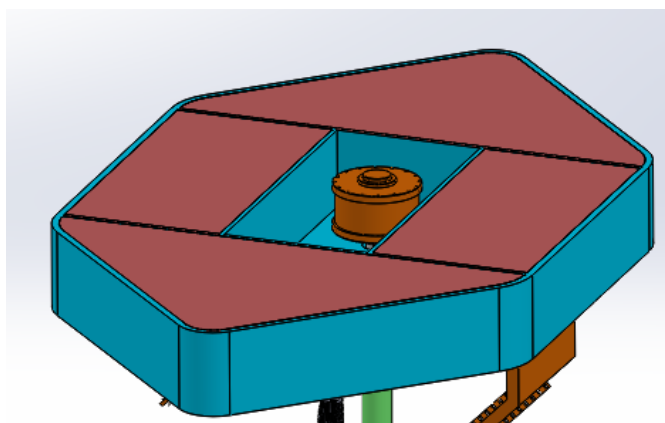


Figura 6. 3. Distribución interior del flotador Fuente: diseño propio.

En la parte superior irá colocada una “tapa general” soldada por el mismo proceso que las paredes interiores (soldadura por calor) y encima de ésta, se atornillará la tapa del alojamiento del generador, previamente aplicándole producto químico de sellado en las zonas de contacto.

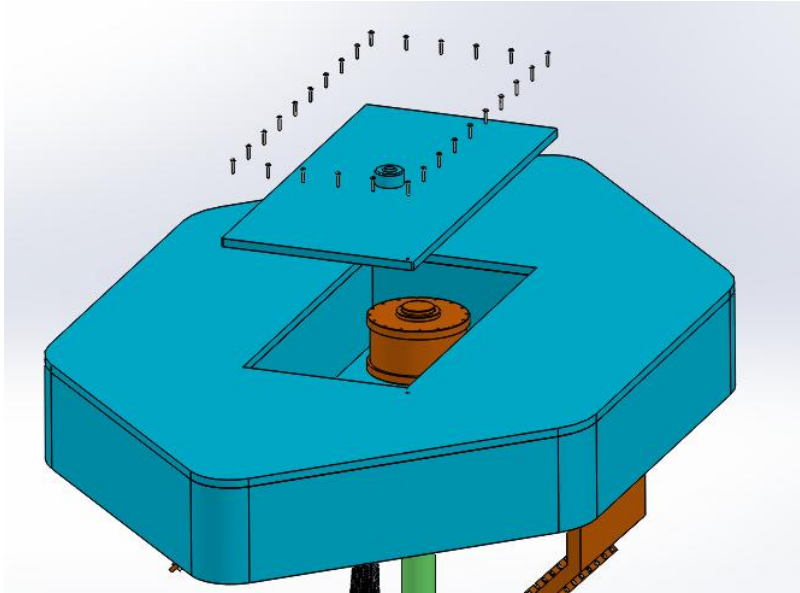


Figura 6. 4. Instalación de las tapas del flotador. Fuente: diseño propio.

6.2. Sistema de conducción y protección

El sistema de conducción del flujo consta de una carcasa/conducto hecho de polietileno rotomoldeado. Su función consiste en concentrar y dirigir el flujo hacia las palas de la turbina para extraer la energía cinética de la corriente. Además, para unirlo con el flotador diseñamos dos soportes colocados a 45° y -45° respecto al eje del conducto y que irán solidarios a la carcasa. Estos dos soportes son del mismo material (polietileno) y moldeados junto con la carcasa.

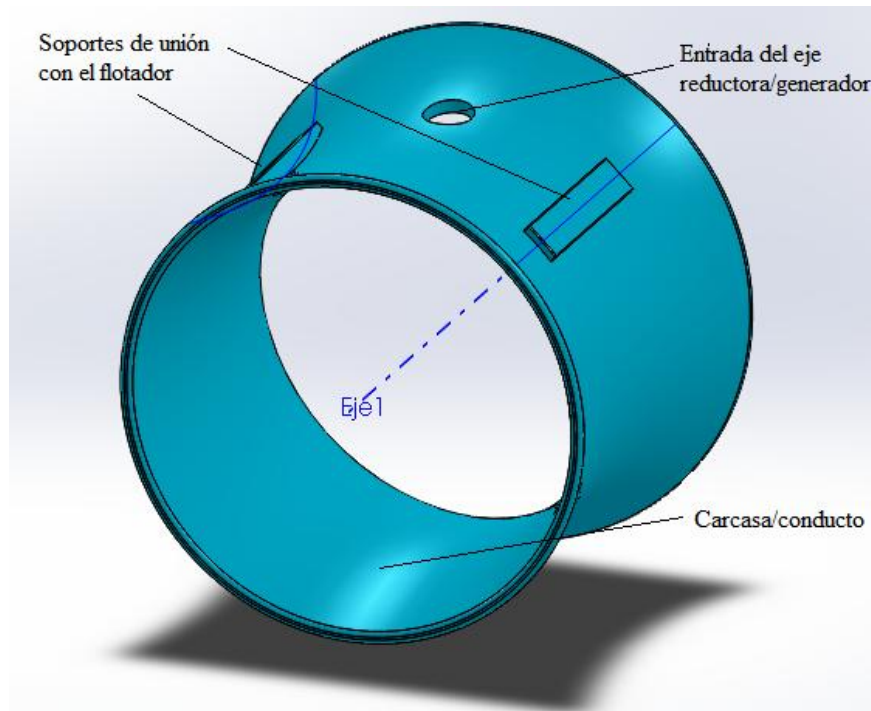


Figura 6. 5. Diseño de la carcasa/conducto Fuente: diseño propio.

A esto hay que sumarle el diseño de tres soportes, cuya función será unir la estructura de apoyo del banco del tren de potencia. Estas serán del mismo material que la carcasa, pero se moldearán independientemente. Posteriormente se unirán mediante soldadura por calor a la carcasa.

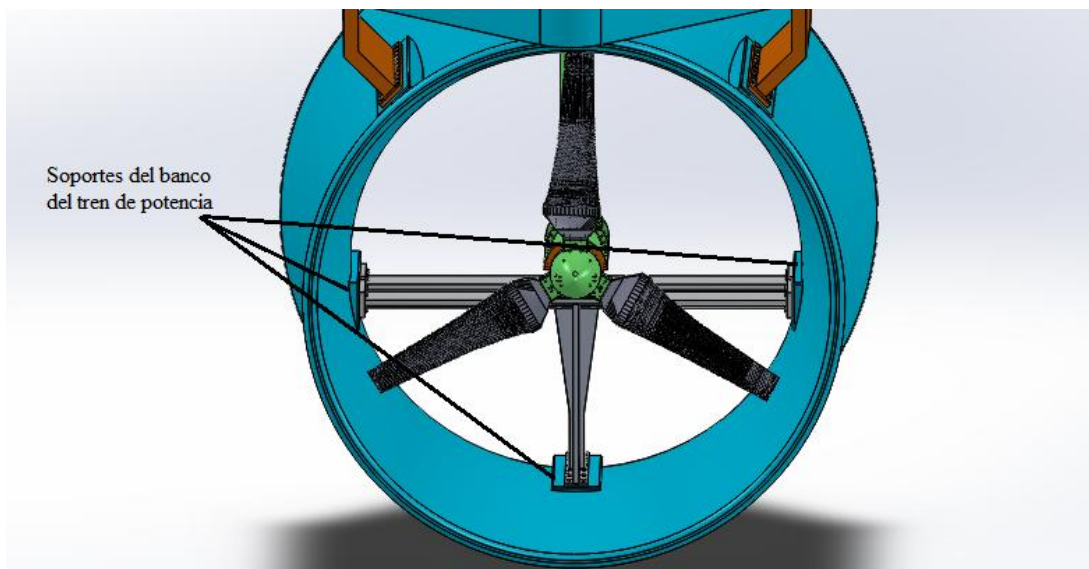


Figura 6. 6. Ubicación de los soportes del banco del tren de potencia Fuente: diseño propio.

La Figura 6.7 nos muestra dos perspectivas de las piezas indicadas para su mejor comprensión.

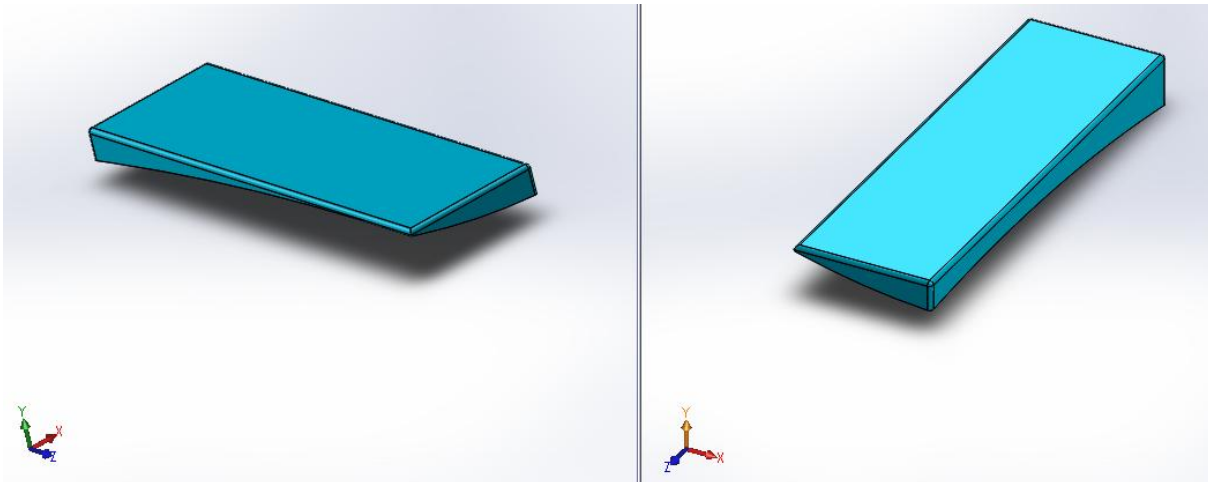


Figura 6. 7. Diversas perspectivas de los soportes. Fuente: diseño propio.

Respecto a la unión del flotador con la carcasa/conducto, diseñamos dos soportes laterales fabricados de una aleación de aluminio con manganeso (AlMn), con el objetivo de tener ligereza y protección frente a las aguas con concentraciones elevadas de sales.

Estas piezas se unirán a las bases ubicadas a 45° y -45° , como indicamos en el apartado 6.2., mediante la ayuda de tornillos de acero inoxidable, buscando la máxima duración y protección.

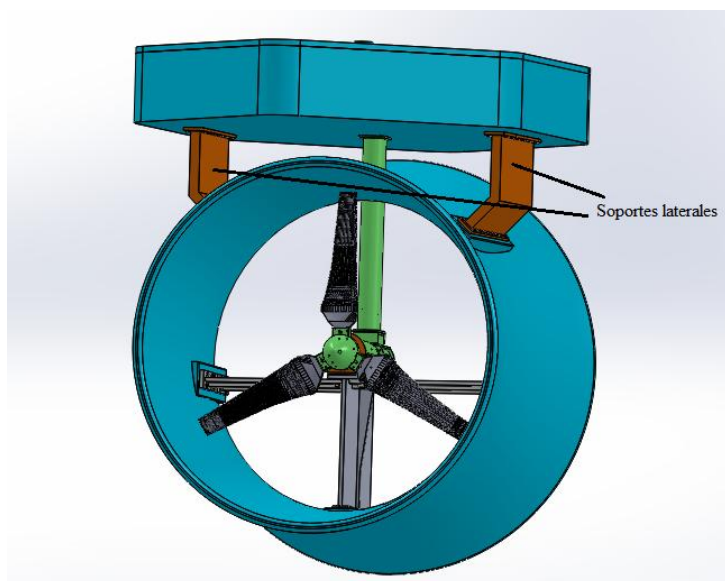


Figura 6. 8. Soportes laterales en el conjunto Fuente: diseño propio.

6.3. Diseño estructural: Banco tren de potencia

Las decisiones tomadas respecto a las dimensiones del banco tren de potencia vienen determinadas por las condiciones de trabajo de la turbina. Según los cálculos obtenidos (véase apartado x del Anexo D), dimensionamos los componentes en función de estos valores. Los elementos del tren de potencia son los siguientes:

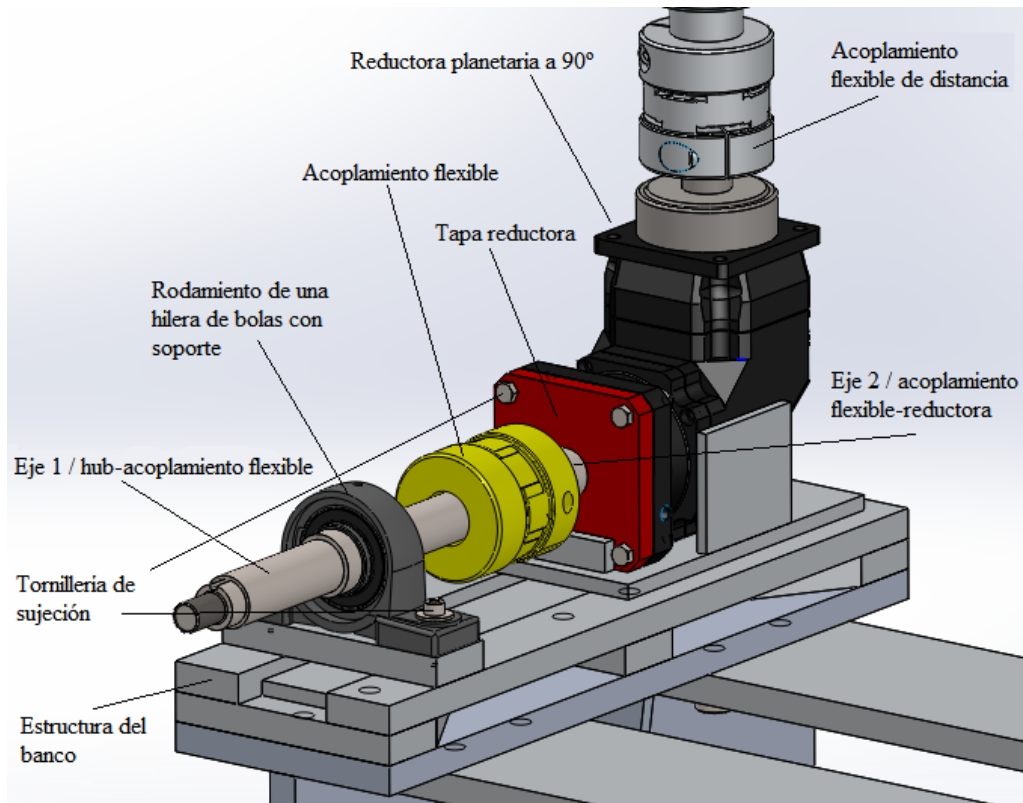


Figura 6. 9. Elementos del tren de potencia Fuente: diseño propio.

En función de la distribución de estos componentes planteamos el siguiente diseño estructural del banco, con las dimensiones de 55cm x 17cm x 40cm (sin contar la altura del alojamiento de la reductora). El material será de aluminio del grupo 5000; preferiblemente aluminio 5005 (empleado en ingeniería naval), buena soldabilidad y gran resistencia a la corrosión.

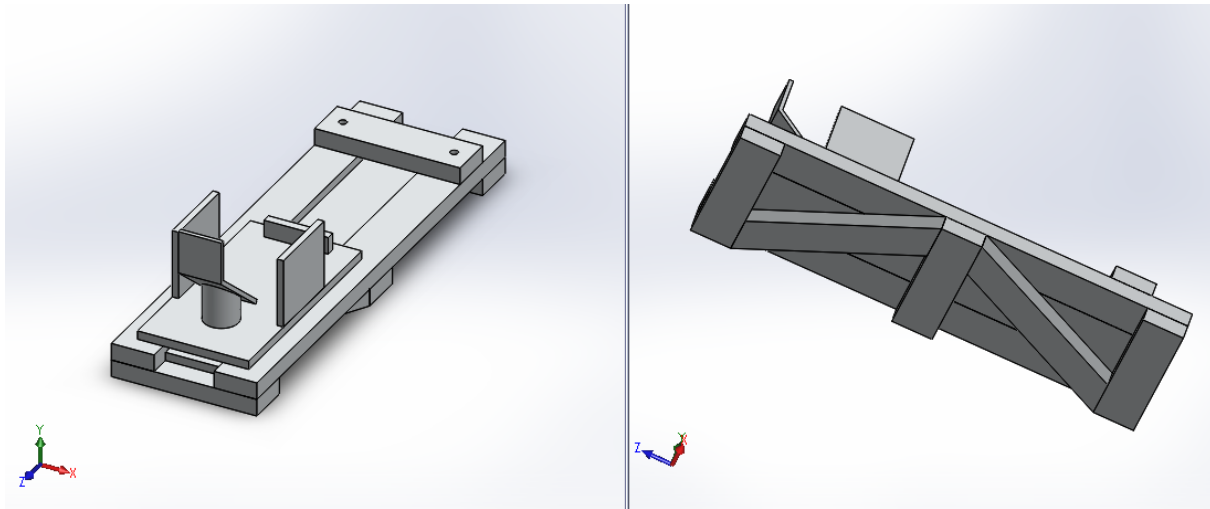


Figura 6. 10. Diseño de la estructura del banco Fuente: diseño propio.

El diseño está planteado de forma que la reductora no sufra ningún movimiento de rotación y traslación, así como del acople del rodamiento con soporte. Se ha buscado reducir en la medida de lo posible el volumen de dicha estructura, y de emplear perfiles de mismas dimensiones de sección, para reducir la cantidad de material. (Para ver las medidas de todas las piezas diríjase al Anexo II).

Todas estas piezas irán soldadas con un cordón de x mm y del tipo de x. A determinar por el técnico soldador.

6.4. Diseño estructural: Soporte del banco

La estructura soporte del banco tren de potencia está formado por tres partes: un soporte vertical y dos soportes laterales:

6.4.1. Soporte vertical

El banco del tren de potencia irá soldado a una estructura vertical. Esta quedará solidaria a la carcasa en las bases prediseñadas con la ayuda de tornillería. Se trata de una chapa de aluminio (aleación de aluminio con manganeso (AlMn)), de medidas 64cm x 55cm x 2cm unida mediante dos chapas laterales y dos bases (para ver las medidas de todas las piezas diríjase al Anexo II).

Todas estas piezas irán soldadas con un cordón de x mm y del tipo de x. A determinar por el técnico soldador.

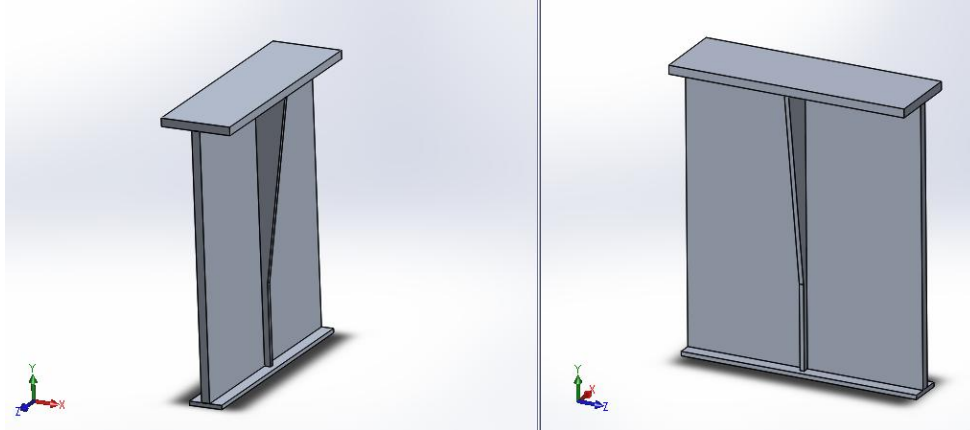


Figura 6. 11. Soporte vertical del tren de potencia Fuente: diseño propio.

6.4.2. Soportes laterales

Los soportes laterales están formados por dos placas de aluminio (aleación de aluminio con manganeso (AlMn)), separadas a una distancia y soldadas a unas placas cuya función es de unión a la carcasa/conducto. Además, irán atornilladas al soporte vertical para dar estabilidad y rigidez a todo el conjunto mecánico. Las medidas de estas piezas son de 73cm x 15cm x 2cm. (Para ver las medidas de todas las piezas diríjase al Anexo II).

Todas estas piezas irán soldadas con un cordón de x mm y del tipo de x. A determinar por el técnico soldador.

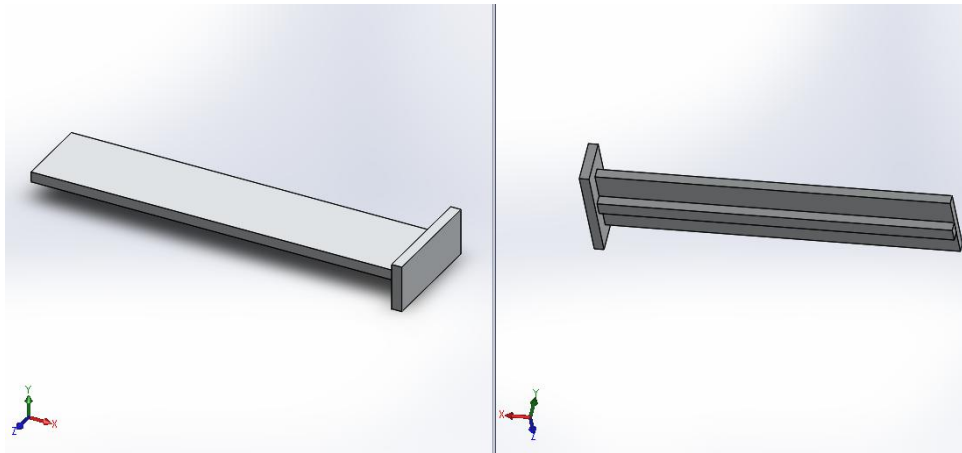


Figura 6. 12. Soportes laterales Fuente: diseño propio.

Aquí mostramos el explosionado del ensamblaje de los soportes y su resultado tras el montaje:

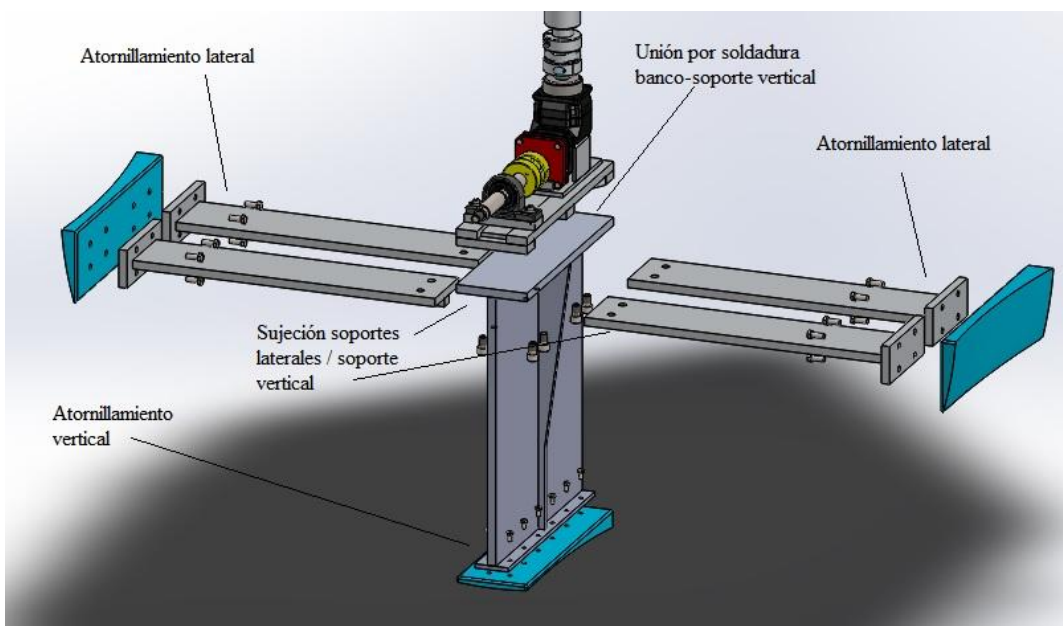


Figura 6. 13. Explosionado del ensamblaje de los soportes. Fuente: diseño propio.

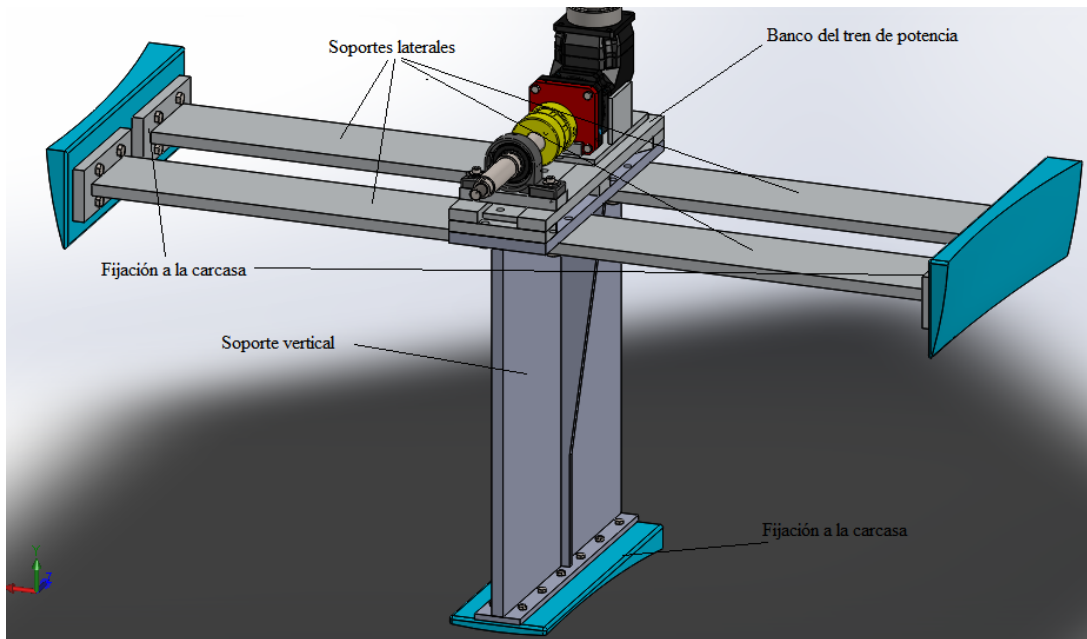


Figura 6. 14. Ensamblaje final de los soportes del banco tren de potencia. Fuente: Diseño propio.

6.5. Diseño de las palas y sus soportes

6.5.1. Prototipo de pala

En lo que se refiere al diseño de las palas, con la ayuda del software *QBlade*, hemos fijado unas dimensiones de partida y unos tipos de perfiles NACA a estudiar. Tras hacer reiterados estudios comparativos de estos perfiles (teniendo siempre como objetivo las condiciones de partida, apartado 5.1.) hemos llegado al siguiente prototipo:

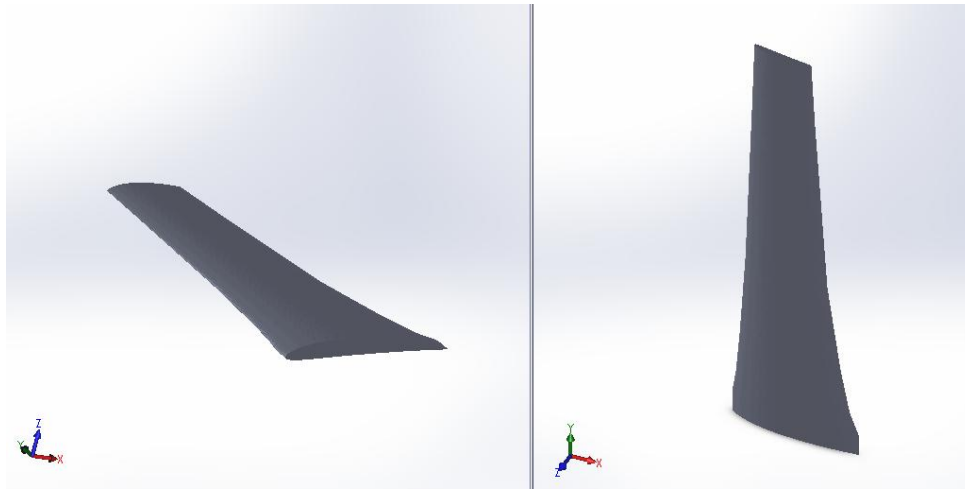


Figura 6. 15. Prototipo de pala para la turbina hidrocínética. Fuente: diseño propio.

Se trata de una pala de perfil NACA 4410 en todo su conjunto y de longitud de 60 cm. Está formada por una cuerda (chord) en la base de 20 cm y descendiendo hasta a los 9 cm en la punta de la pala. En todo el sólido se tiene un giro (twist) de 10° respecto al eje longitudinal (eje Y). El proceso de cálculo y diseño de las palas está detallado en el Anexo I de Cálculos.

En la siguiente tabla se recogen las dimensiones de las distintas secciones de la pala:

	Pos (m)	Chord (m)	Twist	Foil
1	0	0,2	10	NACA 4410
2	0,0078125	0,2	10	NACA 4410
3	0,015625	0,2	10	NACA 4410
4	0,03125	0,2	10	NACA 4410
5	0,0625	0,18	10	NACA 4410
6	0,125	0,16	10	NACA 4410
7	0,25	0,13	10	NACA 4410
8	0,5	0,1	10	NACA 4410
9	0,6	0,09	10	NACA 4410

Tabla 6. 1. Valores de las dimensiones de la pala Fuente: cálculos del QBlade.

El material de las palas será de plástico ABS, debido a sus buenas características y la ventaja de fabricar el diseño propuesto mediante un moldeo por inyección. Recaltar que no se trata de un perfil hueco, sino que será totalmente macizo, ya que sus dimensiones son pequeñas como para ponerle un espesor de lámina, pudiendo resultar muy complejo y costo.

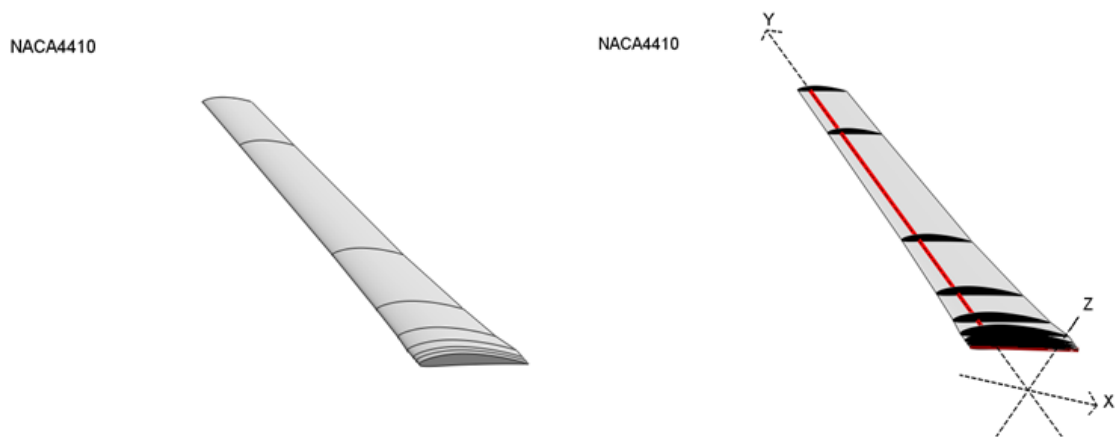


Figura 6. 16. Perspectivas de la pala (completa y secciones) Fuente: cálculos de QBlade.

La turbina hidrocínética estará formada por 3 palas, siendo el hub de radio 10cm. La distribución del rotor de la turbina será de la siguiente forma:

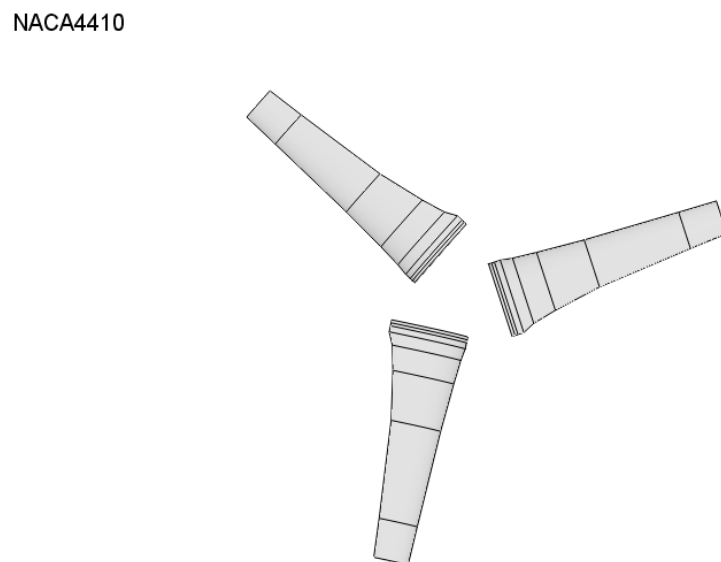


Figura 6. 17. Distribución de las palas. Fuente: cálculos de QBlade.

A esto hay que añadirle a la pala el soporte de unión al hub para que se pueda transmitir la energía mecánica al tren de potencia. Hemos realizado un diseño en la base de la pala para acoplarla al conjunto. Por lo que las longitudes finales de las palas serán de 70 cm (10 cm más que conforman el soporte):

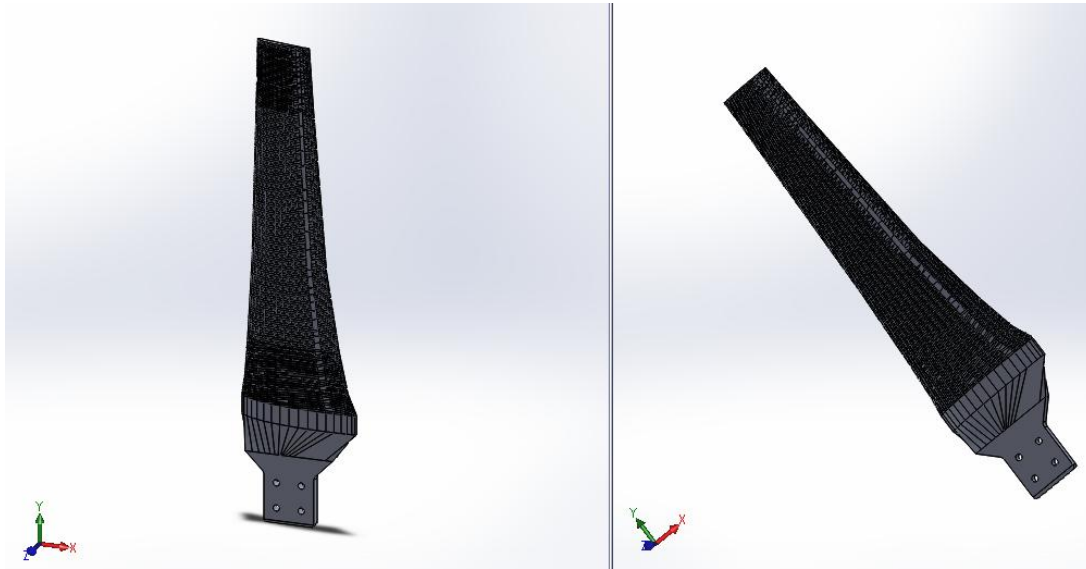


Figura 6. 18. Palas con la unión al hub. Fuente: diseño propio.

6.5.2. Soporte de las palas

Respecto a esta parte, planteamos el siguiente diseño:

Las palas estarán unidas al hub mediante tornillería; éste se unirá al eje mediante rosca y una chaveta, transmitiéndole la energía mecánica al tren de potencia; y por último, se añadirá una punta que protegerá a estas uniones frente a obstáculos en el agua, que además reducirá el impacto de la corriente de agua sobre el tren de potencia gracias a la forma hidrodinámica.

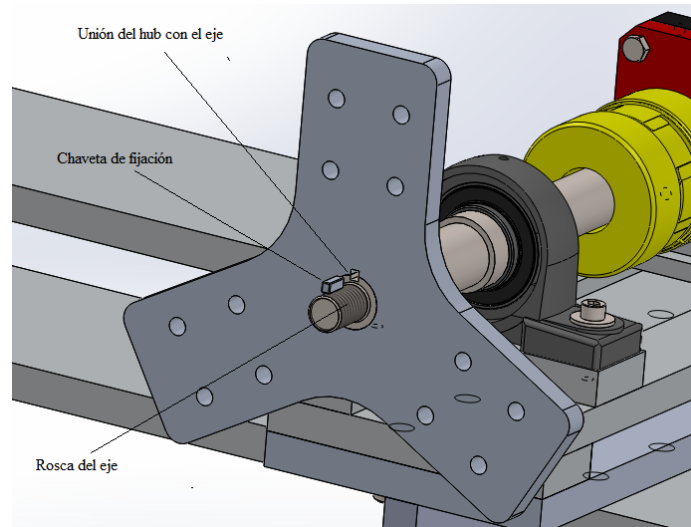


Figura 6. 19. Ensamblaje hub/eje. Fuente: diseño propio.

El hub será una chapa de aluminio de 1,5cm mecanizada de la forma adecuada para acoplar las tres palas. (Para ver las medidas de todas las piezas diríjase al Anexo II).

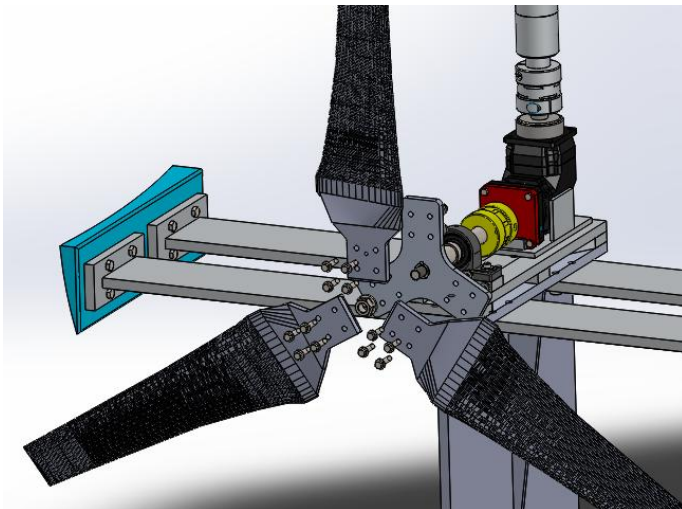


Figura 6. 20. Montaje de las palas. Fuente: diseño propio.

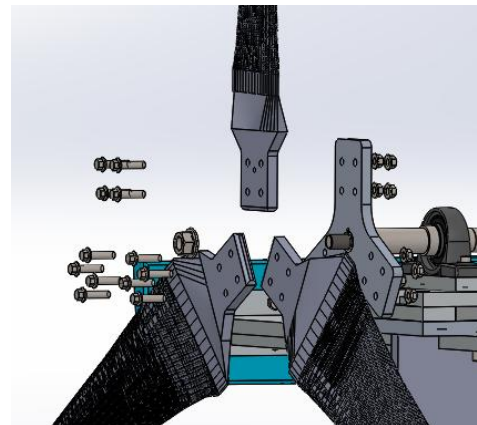


Figura 6. 21. Detalle del montaje. Fuente: diseño propio.

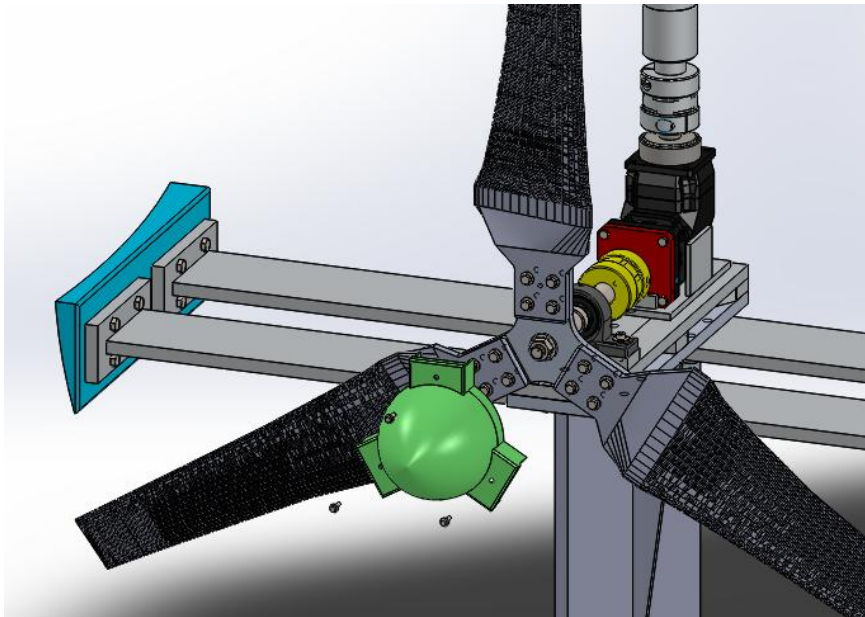


Figura 6. 22. Unión de la punta protectora al hub. Fuente: diseño propio.

6.6. Sistema de estanqueidad

El sistema de estanqueidad consta de las siguientes partes:

6.6.1. Carcasas laterales

Las tapas laterales estarán hechas de aluminio (aleación de aluminio con manganeso (AlMn)) soldadas al banco del tren de potencia de forma perimetral, así como entre ellas. Con esto, conseguimos absoluta estanqueidad por los laterales. (Para ver las medidas de todas las piezas diríjase al Anexo II).

Todas estas piezas irán soldadas con un cordón de x mm y del tipo de x. A determinar por el técnico soldador.

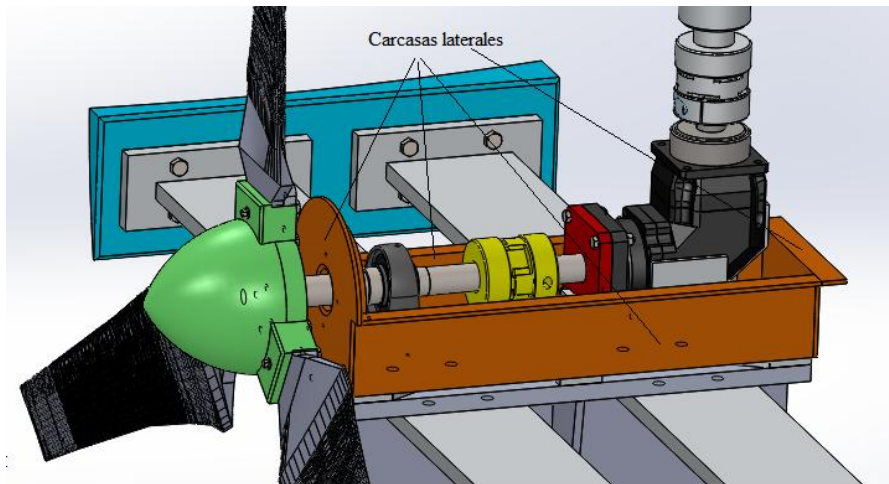


Figura 6. 23. Distribución de las carcassas laterales. Fuente: diseño propio.

Las tapas tendrán unos bordes para poder atornillar las carcassas superiores de fibra de vidrio. Además, dichos bordes llevarán un producto químico sellador en las juntas entre las carcassas de aluminio y las carcassas de fibra de vidrio.

Recalcar que aunque en la Figura 6.23 se muestran colocados los mecanismos del tren de potencia. Sin embargo, esto no es así, primero se realizará la soldadura de las carcassas laterales y luego se procederá al montaje del tren de potencia. De todas formas, para que no se produzcan confusiones, los pasos del montaje los detallamos en el apartado 6.8.

6.6.2. Carcassas superiores

Las carcassas superiores están compuestas por 4 piezas fabricadas de fibra de vidrio. La decisión de hacerlas de este material, en vez de aluminio como las demás, es por cuestiones de aligerar más el equipo y que nos resulte lo menos costoso posible. Como estas partes tienen la función de proteger los componentes, con la fibra de vidrio conseguimos lograr esta tarea. El orden de colocación se muestra en la siguiente figura:

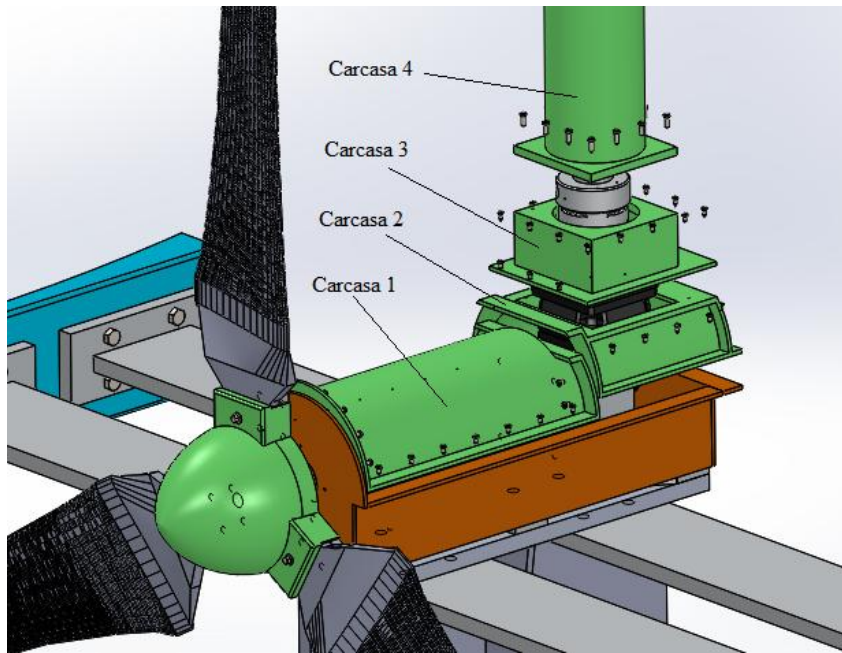


Figura 6. 24. Organización de las carcasas (perspectiva delantera). Fuente: diseño propio.

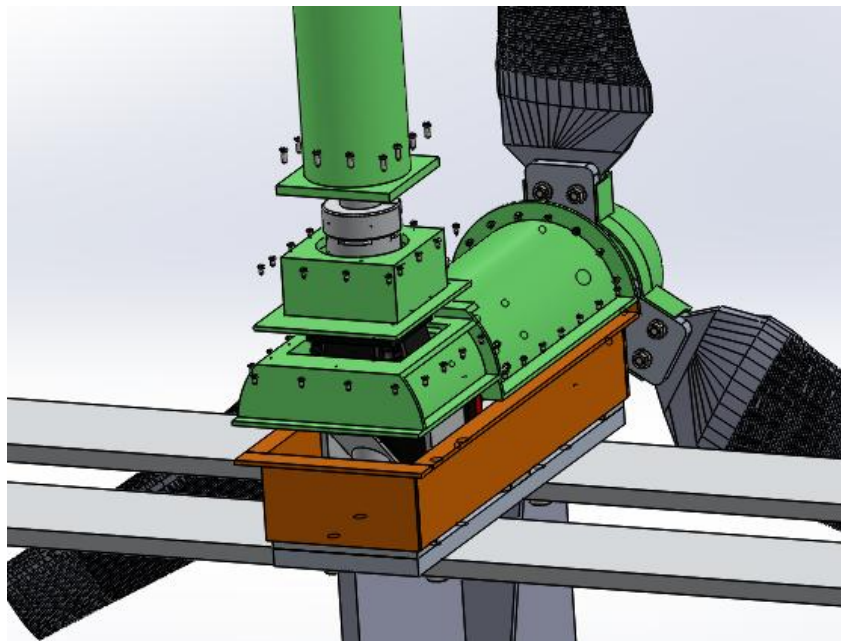


Figura 6. 25. Organización de las carcasas (perspectiva trasera). Fuente: diseño propio.

Para evitar la entrada absoluta del agua en los mecanismos por los ejes tomamos las siguientes soluciones:

6.6.3. Estanqueidad eje hub/reductora

En esta parte de la turbina recurrimos al empleo de varios productos de estanqueidad: dos retenes radiales (uno colocado en la carcasa frontal y el otro colocado en la tapa que se une a esta carcasa) y una junta tórica. Estos productos son seleccionados de acuerdo al funcionamiento y las condiciones del entorno de trabajo.

Tras indagar en las indicaciones y consejos que nos da el fabricante, seleccionamos dos retenes del modelo BAUMSLX7 35 48 7 de la marca SIMMERRING© en concordancia a nuestro eje. Estos componentes tienen unas condiciones de montaje para garantizar el trabajo del retén. La colocación de dos retenes se debe a que el fabricante aconseja emplear varios en el caso de que tengamos condiciones complejas. Por ello, diseñamos una tapa que llevará alojado el segundo retén radial. Con esto conseguimos mayor facilidad de montaje y mayor protección.

La junta tórica estará ubicada también en la tapa, frenando cualquier filtración de agua. El modelo que hemos seleccionado es OR B 65 3. Además, se rodea a la parte exterior de la tapa (por el exterior de la junta tórica) con un producto químico sellador.

Para una mayor aclaración, diríjase al Anexo I de Cálculos.

La siguiente figura muestra la distribución de los retenes y la junta tórica en el eje hub/reductora y en la tapa de la carcasa frontal:

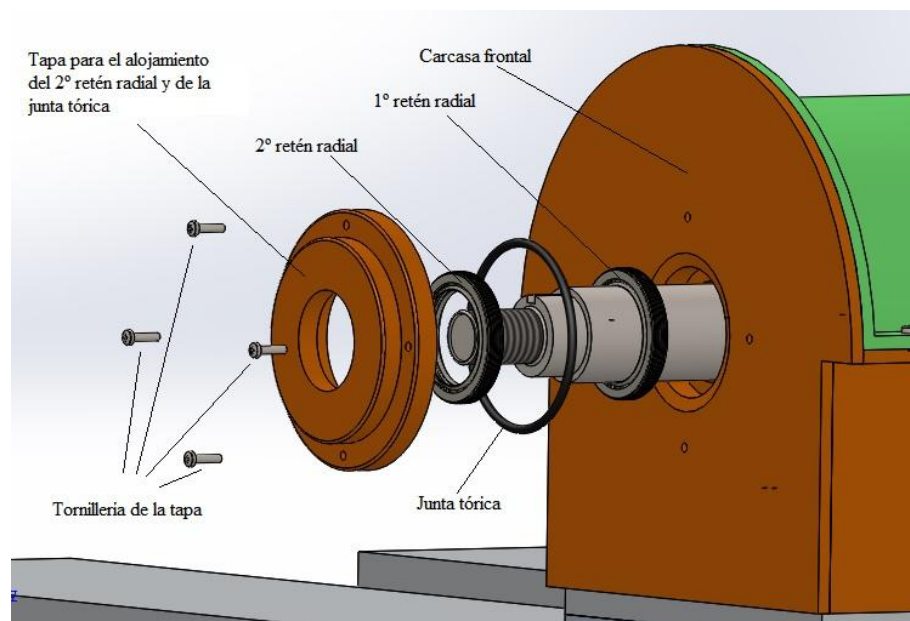


Figura 6. 26. Ensamblaje de la estanqueidad eje hub/reductora. Fuente: diseño propio.

6.6.4. Estanqueidad eje reductora/generador

Para esta parte resultó ser más sencillo, ya que el eje reductora/generador penetra dentro del flotador. Por ello, nuestra solución estaba en sellar bien la carcasa del eje (carcasa 4 o carcasa tubo) junto al flotador. Se le aplicará producto químico sellador a la base de unión y se atornillará para dejarlo fijo al flotador. A continuación, mostramos la parte de su ensamblaje:

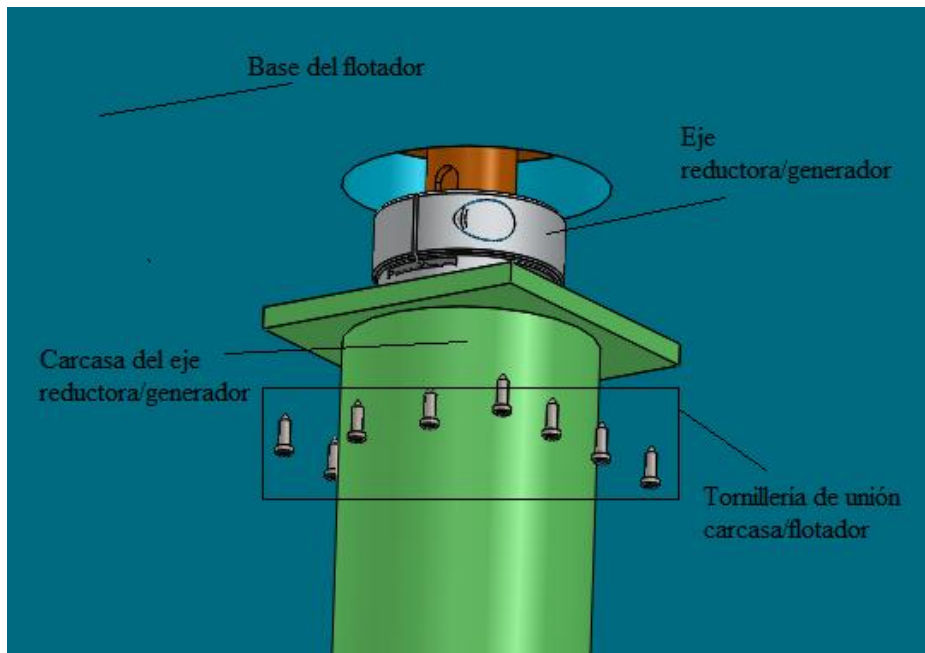


Figura 6. 27. Ensamblaje estanco eje reductor/generador. Fuente: diseño propio.

7. Conclusiones

La turbina hidrocínética diseñada en este proyecto pesa un total de 980 kg permitirá el aprovechamiento energético de las corrientes de los ríos. La potencia eléctrica final será de unos 2,5kW. Por tanto, será un buen equipo para abastecer viviendas, hostales, granjas, etc, cercanas a ríos.

El diseño de palas se ha tratado de aprovechar al máximo la energía de las corrientes dentro de los límites de los componentes y de las condiciones anuales de los ríos.

En lo que respecta al dimensionado del eje, podremos garantizar el funcionamiento del equipo sin sufrir riesgos de averías por un mal diseño y montaje.

Por último, garantizamos la estabilidad del equipo en su posición de trabajo, sin que se produzca vuelco durante su funcionamiento.

Cabe destacar que durante el desarrollo y el cálculo de este proyecto, nos hemos ido percatando de la multitud de variantes que se pueden mejorar en este equipo tales como: hidrodinámica mediante ayuda de programas de simulación de flujos, cálculo de todas las estructuras que componen el equipo, búsqueda de mejora de compactación de todos los elementos, etc. La realización de estos factores conllevarían un extenso y laborioso trabajo, pero no descartarlo como objetivo en futuros proyectos.

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

ANEXO I: CÁLCULOS

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Título:

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA
PARA RÍOS

Alumno: Abid Filali Yachou

Tutor: Carmelo Militello Militello

ÍNDICE DE ANEXO I: CÁLCULOS

1.	OBJETO.....	2
2.	ALCANCE.....	2
3.	DATOS DE PARTIDA	2
4.	CÁLCULO DE LAS PALAS	5
4.1.	<i>Hipótesis de trabajo</i>	5
4.2.	<i>Resultados</i>	6
4.2.1.	Comparativa inicial de perfiles NACA	6
4.2.2.	Comparativa de perfiles NACA con Rotor BEM Simulation	8
4.2.3.	Comparativa de perfiles NACA con Multi Parameter BEM Simulation	9
4.2.4.	Comparativa de perfiles NACA con Turbine BEM Simulation.....	10
5.	CÁLCULO DEL TREN DE POTENCIA	12
5.1.	<i>Hipótesis de trabajo</i>	12
5.2.	<i>Resultados</i>	12
6.	CÁLCULO DE LA ESTABILIDAD	16
6.1.	<i>Hipótesis y planteamiento de trabajo</i>	16
6.2.	<i>Resultados</i>	18

1. Objeto

En este documento recogemos todos los cálculos relacionados con el diseño de la turbina hidrocínética con el objeto de dar a conocer las decisiones y los planteamientos tomados.

2. Alcance

Nuestras competencias en dicho documento es exponer las decisiones tomadas para el diseño y los cálculos necesarios para las palas, el tren de potencia y la estabilidad del conjunto del equipo.

3. Datos de partida

Para llevar a cabo los cálculos realizados, primero tuvimos que fijar un emplazamiento y tomarlo como modelo de estudio. El río a estudiar es el Ebro, en la región de Zaragoza:

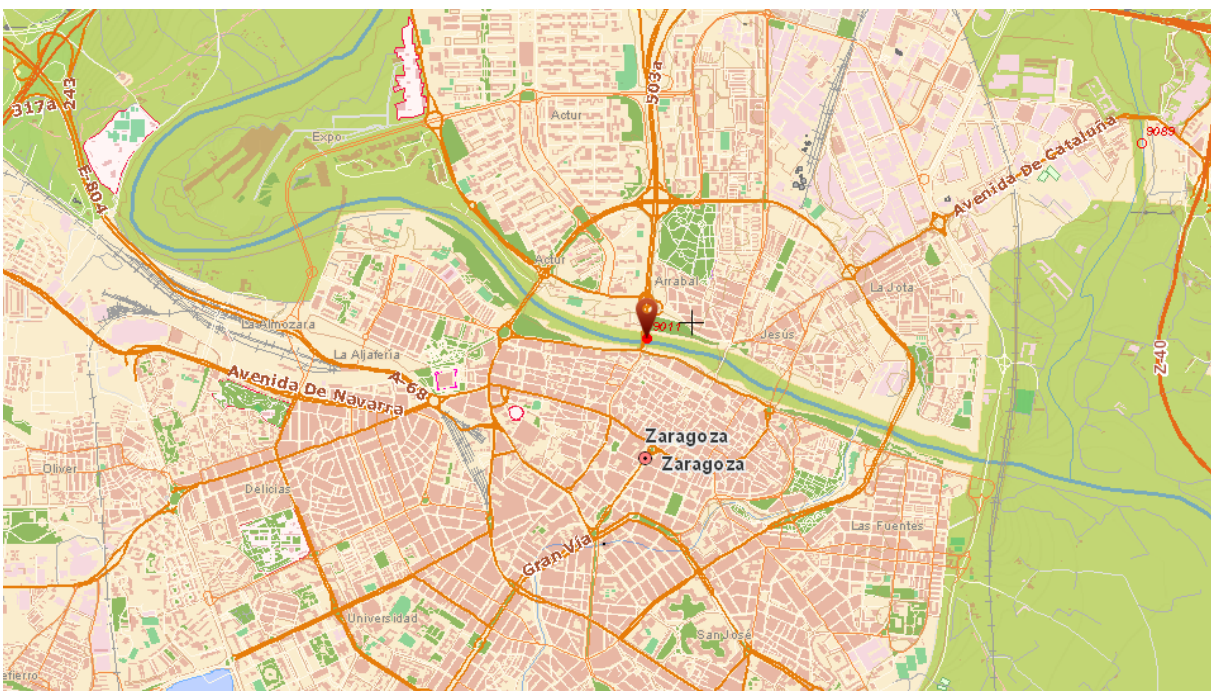


Figura 3. 1. Emplazamiento del modelo a estudiar. Fuente: Sistema de Información del Anuario de Aforos (SIAA).



Figura 3. 2. Ampliación de la zona a estudiar.

Fuente: Sistema de Información del Anuario de Aforos (SIAA).

Las características físicas del entorno se muestran en la siguiente figura:

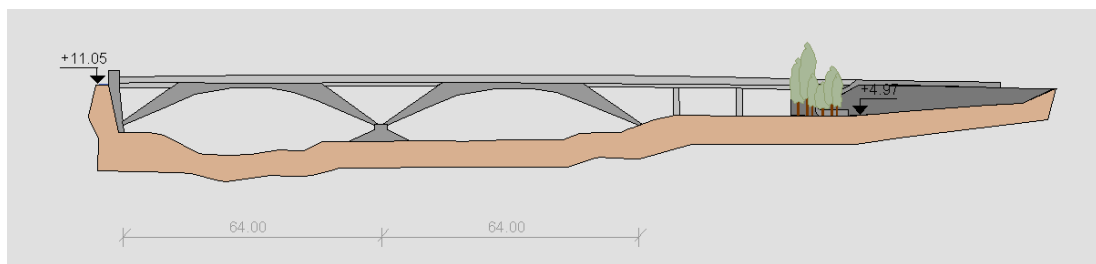


Figura 3. 3. Esquema de la sección del río.

Fuente: Sistema Automático de Información Hidrológica de la Cuenca Hidrográfica del Ebro (SAIH Ebro)

Para comenzar a realizar los cálculos debemos fijar unos valores medios máximo y mínimo de velocidades de las corrientes del río. Como los datos de caudales varían demasiado según la época del año, hacemos una estimación dentro de los meses con mayor abundancia. Esto se debe a que nuestra turbina hidrocínética será colocada en los meses con mayor flujo del río. En los meses más secos, se procederá a su retiro, ya que la altura del río estará muy baja.

Para ello, recurrimos a la base de datos del Sistema de Información del Anuario de Aforos (SIAA):

Año	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	Qc anual
2007-2008	99,90	258,50	235,40	109,20	1.117,19	593,93	1.552,60
2008-2009	672,88	748,30	1.419,20	1.521,47	963,60	384,50	1.521,47
2009-2010	841,44	450,80	1.424,60	750,40	651,50	295,90	1.424,60
2010-2011	466,60	479,50	236,00	883,70	980,00	269,53	980,00
					Caudal máximo medio		1095,73

Tabla 3. 1. Datos de caudales máximos medios en épocas con mayor abundancia.

Fuente: Sistema de Información del Anuario de Aforos (SIAA).

Año	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	Qc anual
2007-2008	69,65	90,78	115,60	68,04	259,00	332,76	178,05
2008-2009	280,75	450,05	394,74	707,41	386,09	228,14	240,88
2009-2010	191,36	198,91	501,18	516,43	318,12	158,50	210,20
2010-2011	161,32	194,96	165,34	188,21	361,63	144,31	127,90
					Caudal mínimo medio		151,41

Tabla 3. 2. Datos de caudales mínimos medios en épocas con mayor abundancia.

Fuente: Sistema de Información del Anuario de Aforos (SIAA).

Ahora con estos valores podemos obtener un rango de velocidades aproximados durante las épocas con mayor abundancia. De acuerdo a la figura 3.3., tenemos que la sección mojada sería de:

Base de la sección (m)	$64\text{m} + 64/2 \text{ m} = \mathbf{96 \text{ m}}$
Altura de la sección (m)	aprox. 4 m
Área de la sección (m²)	384 m

Por tanto, tenemos un rango de velocidades del río:

Velocidad mínima del agua	0,40 m/s	≈ 0,50 m/s
Velocidad máxima del agua	2,85 m/s	≈ 2,80 m/s

Con estos datos y junto a las valores de las propiedades físicas del agua procedemos a hacer los cálculos de las palas de la turbina hidrocínética.

4. Cálculo de las palas

4.1. Hipótesis de trabajo

Como hipótesis para realizar los primeros cálculos, hemos fijado las propiedades físicas del agua:

Propiedades físicas del agua a 1 bar

temperatura t °C	densidad ρ kg/m ³	módulo elasticidad $K \cdot 10^{-9}$ N/m ²	viscosidad dinámica $\mu \cdot 10^3$ N·s/m ²	viscosidad cinemática $\nu \cdot 10^6$ m ² /s	tensión superficial σ N/m	presión de vapor p_v kPa
0	999,8	1,98	1,781	1,785	0,0756	0,61
5	1000,0	2,05	1,518	1,519	0,0749	0,87
10	999,7	2,10	1,307	1,306	0,0742	1,23
15	999,1	2,15	1,139	1,140	0,0735	1,70
20	998,2	2,17	1,002	1,003	0,0728	2,34
25	997,0	2,22	0,890	0,893	0,0720	3,17
30	995,7	2,25	0,798	0,800	0,0712	4,24
40	992,2	2,28	0,653	0,658	0,0696	7,38
50	988,0	2,29	0,547	0,553	0,0679	12,33
60	983,2	2,28	0,466	0,474	0,0662	19,92
70	977,8	2,25	0,404	0,413	0,0644	31,16
80	971,8	2,20	0,354	0,364	0,0626	47,34
90	965,3	2,14	0,315	0,326	0,0608	70,10
100	958,4	2,07	0,282	0,294	0,0589	101,33

Tabla 4. 1. Propiedades físicas del agua a 1 bar.

Fuente: *Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas*. José Agüera Soriano.

A partir de los datos que tenemos, fijamos unos valores mínimos y máximos del número de Reynolds que para los cálculos de las palas necesarios en el programa *QBlade*:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Ecuación 4. 1.

En nuestro caso D, el chord de la pala.

Nº Reynolds mínimo	76569
Nº Reynolds máximo	382850
Nº Reynolds medio	$\approx 2,30 \times 10^5$

Los perfiles de palas que comparamos en el estudio son los que se listan a continuación:

Perfiles de las palas
NACA 0015
NACA 0018
NACA 1308
NACA 4410

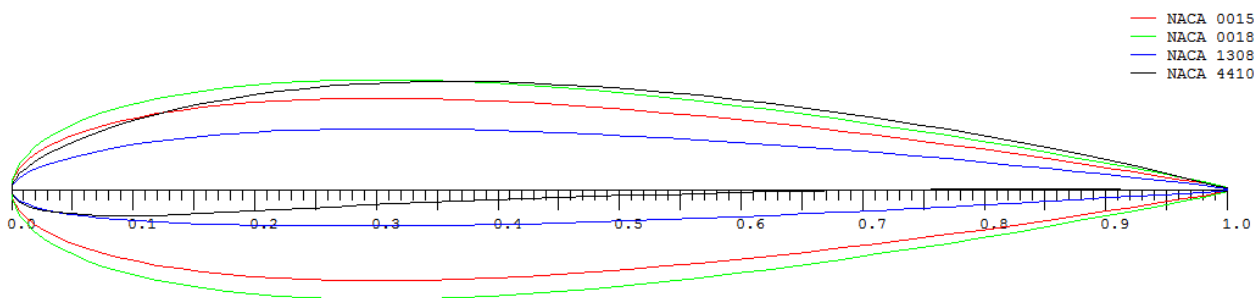


Figura 4. 1. Perfiles NACA a estudiar. Fuente: programa QBlade.

4.2. Resultados

4.2.1. Comparativa inicial de perfiles NACA

Empleando la herramienta de QBlade obtenemos los siguientes resultados. En primer lugar, se hace una estimación en función del número de Reynolds y del rango de giro que fijamos (nosotros hemos marcado entre -5° hasta 25°).

Si nos fijamos en las gráficas: Cl frente a Cd, Cl frente a Alpha y Cl/Cd frente a Alpha; llegamos a la conclusión de que el perfil NACA 4410 nos da mayor sustentación frente al arrastre que en los demás perfiles. Es decir, tenemos un coeficiente de sustentación en torno a 8,0 veces que el coeficiente de arrastre, por lo que la fuerza de sustentación es 8,0 veces que la de arrastre.

Además, podemos saber aproximadamente que giro hay que darle a la pala para tener la mayor sustentación frente al arrastre (Cl/Cd). En el caso del perfil NACA 4410, está en torno a los 10° .

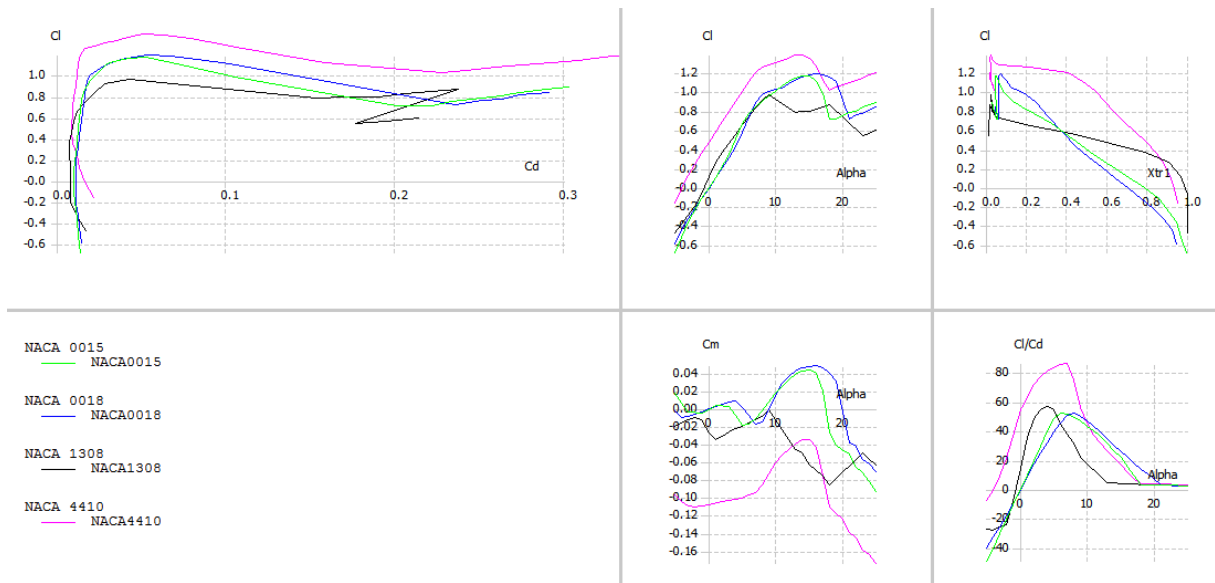


Figura 4. 2. Comparativa inicial de los perfiles NACA. Fuente: programa QBlade.

Esto lo podemos apreciar en la siguiente comparativa para los ángulos 10° y 15° del desprendimiento de la capa límite en el perfil:

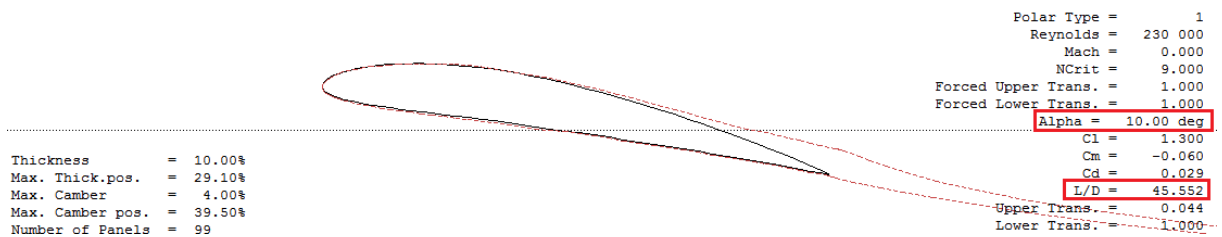


Figura 4. 3. Desprendimiento de la capa límite para 10°. Fuente: programa QBlade.

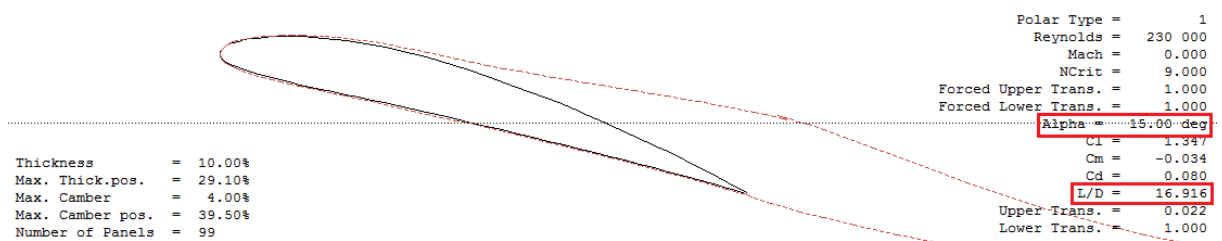


Figura 4. 4. Desprendimiento de la capa límite para 15°. Fuente: programa QBlade.

4.2.2. Comparativa de perfiles NACA con Rotor BEM Simulation

El siguiente paso, es obtener los coeficientes de potencia, C_p , de las palas en el rotor en función de la velocidad media específica (TSR , *Tip Speed Ratio*) del flujo. Marcamos como rango de estudio de velocidades específicas (1 a 5). Procedemos a ejecutar la *Simulación del Rotor* mediante la *Teoría del Momento del Elemento Pala (Rotor BEM Simulation)*.

Para realizar este estudio, hay que fijar primeramente las dimensiones de las palas y ángulo de giro. Esta son las medidas correspondientes para todos los perfiles que componen la pala:

	Pos (m)	Chord (m)	Twist	Foil	Polar
1	0	0.20	10.00	NACA 4410	NACA4410 360 M
2	0.01	0.20	10.00	NACA 4410	NACA4410 360 M
3	0.02	0.20	10.00	NACA 4410	NACA4410 360 M
4	0.03	0.20	10.00	NACA 4410	NACA4410 360 M
5	0.06	0.18	10.00	NACA 4410	NACA4410 360 M
6	0.13	0.16	10.00	NACA 4410	NACA4410 360 M
7	0.25	0.13	10.00	NACA 4410	NACA4410 360 M
8	0.50	0.10	10.00	NACA 4410	NACA4410 360 M
9	0.60	0.09	10.00	NACA 4410	NACA4410 360 M

Figura 4. 5. Dimensionado de las palas (ejemplo: NACA 4410). Fuente: programa *QBlade*.

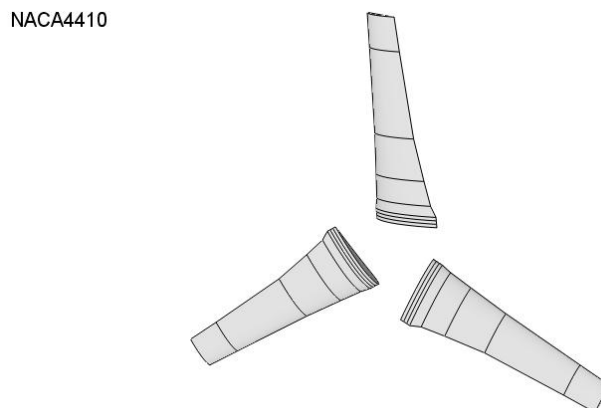


Figura 4. 6. Resultado final del rotor (ejemplo: NACA 4410). Fuente: programa *QBlade*.

Los resultados que apreciamos son que el perfil NACA4410 tiene mayor coeficiente de potencia respecto a los demás perfiles. Además, esta diferencia es muy notoria respecto a los distintos perfiles planteados.

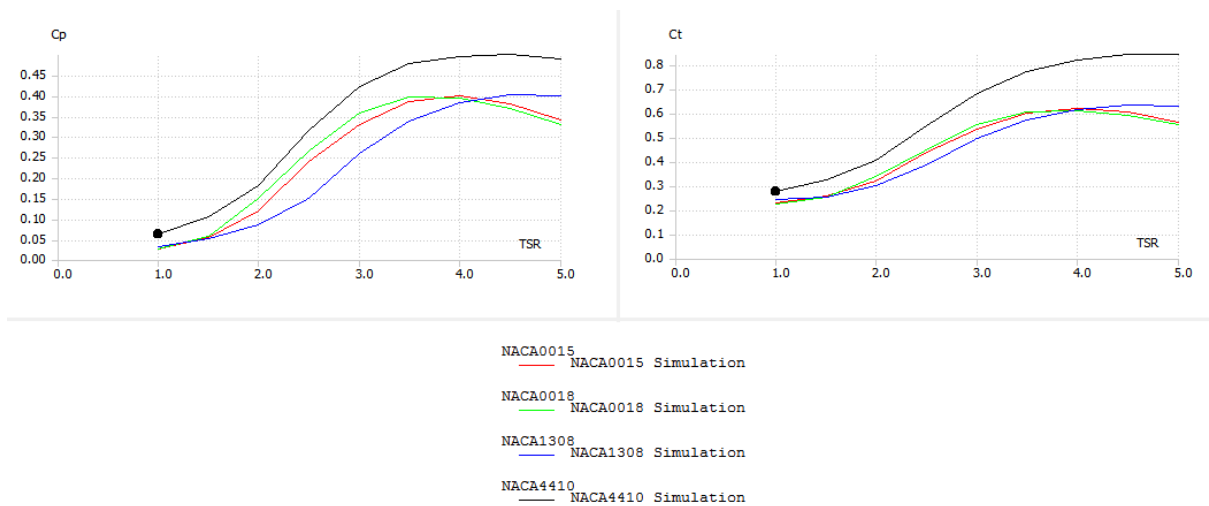


Figura 4. 7. Resultados de coeficiente de potencia para los perfiles. Fuente: programa QBlade.

4.2.3. Comparativa de perfiles NACA con Multi Parameter BEM Simulation

El siguiente estudio a realizar es el de la *Simulación del Rotor con Multiparámetros* para la *Teoría del Momento en el Elemento Pala (Multi Parameter BEM Simulation)*. En este estudio podemos fijar diversos valores de trabajo y poder comparar las distintas situaciones en las que puede darse en el perfil.

Ahora nos centramos ya en el perfil NACA 4410, ya que hemos demostrado que más eficiente y eficaz respecto a los demás perfiles NACA. Los resultados obtenidos son los siguientes:

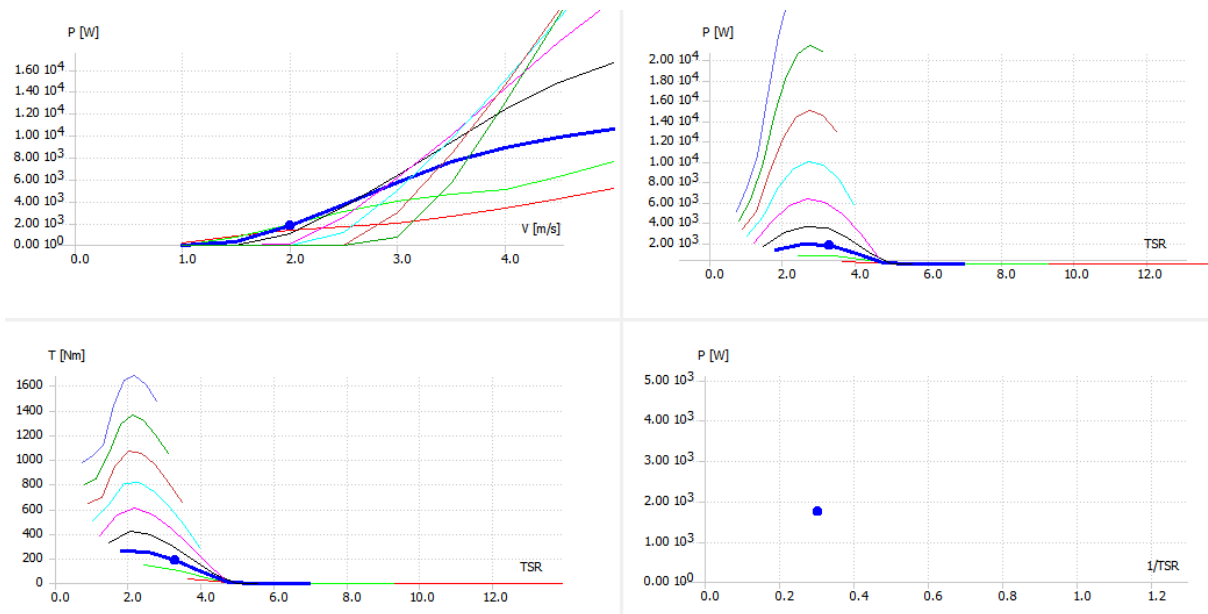


Figura 4. 8. Resultados de la Simulación del Rotor con Multiparámetros
 (Ejemplo: NACA4410, 2 m/s y 90 r.p.m.) Fuente: programa *QBlade*.

Como podemos apreciar, según el ejemplo, estaremos trabajando en torno a los 2 – 2,5kW y un par de unos 300 N·m. La máquina podrá operar en unas condiciones ligeramente elevadas, sobre unos 2,2 m/s y unos 100 r.p.m., por lo que se podría tener una potencia aproximada de 3kW.

4.2.4. Comparativa de perfiles NACA con Turbine BEM Simulation

El último paso en la simulación respecto al flujo en las palas, es realizar el estudio de *Simulación de la Turbina con la Teoría del Momento en el Elemento Pala (Turbine BEM Simulation)*.

Fijamos las condiciones de operación de la turbina, marcando los rangos de trabajo de la maquinaria (tipo de transmisión, capacidad del generador, ángulo fijo, velocidad de entrada y de corte, etc.).

Turbine Name

Turbine Type

Power Regulation
 None (Stall) Pitch limited
 Prescribed

Transmission
 Single 2 Step Optimal
 Prescribed

Turbine Specification

Generator Capacity kW
 V Cut In m/s
 V Cut Out m/s
 Rot. Speed rpm
 Fixed Pitch deg
 Loss Factor 0-1
 Fixed Losses kW

Turbine Blade

Figura 4. 9. Rangos de valores de trabajo de la turbina. Fuente: programa *QBlade*.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

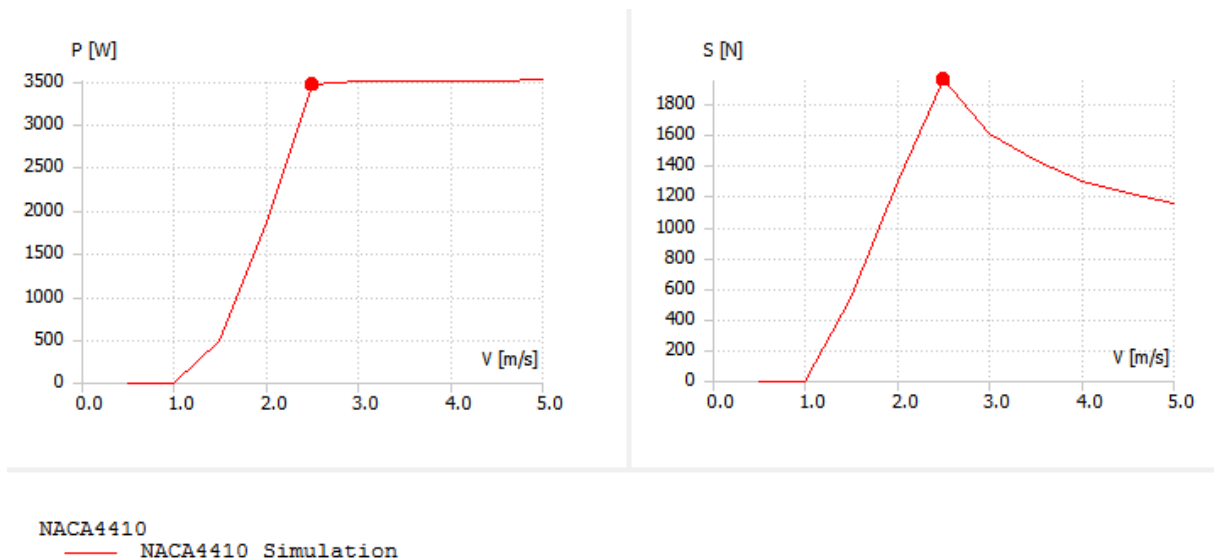


Figura 4. 10. Resultados de la Simulación de la Turbina.

(Ejemplo: NACA4410) Fuente: programa *QBlade*.

5. Cálculo del tren de potencia

5.1. Hipótesis de trabajo

Para el dimensionado del eje del tren de potencia sabemos que solo aparece un momento torsor, por lo que nos simplificará bastante los cálculos.

Hemos planteado un eje de diámetro de $d=35$ mm (diámetro interior del rodamiento) y $D=42$ mm, con un redondeo de $r=1$ mm, donde irá acoplado el rodamiento. Tendremos que comprobar si dicho eje soporta los esfuerzos por fatiga. Para ello, determinaremos el factor de seguridad con esfuerzos fluctuantes, N_f .

Fijamos como material del eje acero AISI 1030 Templado y Revenido a 800°F.

5.2. Resultados

Primero determinamos la tensión de torsión estática:

$$\tau_{estática} = \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d^3} = 47,5 \text{ N/mm}^2$$

Ecuación 5. 1.

Con esto obtenemos las tensiones de torsión máxima y mínima:

$$\tau_{max} = 1,5 \cdot \tau_{estática} = 71,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{mín} = 0,5 \cdot \tau_{estática} = 23,8 \text{ N/mm}^2$$

Ecuación 5. 2.

El siguiente paso es hallar las tensiones alternativa y media que sufre el eje:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{mín}}{2} = 23,75 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{mín}}{2} = 47,55 \text{ N/mm}^2$$

Ecuación 5. 3.

A estas tensiones hay que aplicarle los factores de concentración de esfuerzo de fatiga:

Factor de concentración de esfuerzo teórico (estático), K_t :

$$K_t = A \cdot \left(\frac{r}{d}\right)^b$$

Ecuación 5. 4.

Recurrimos a la Figura E-3, del Apéndice E (*Diseño de máquinas, Robert L. Norton*); para comparar con el valor de la ecuación:

$$K_t(\text{ecuación}) = \mathbf{1,873}$$

$$K_t(\text{gráfica}) = 1,87$$

Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga (dinámico), K_f :

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = 0,945$$

Ecuación 5. 5.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = \mathbf{1,825}$$

El valor de \sqrt{a} es obtenido de la tabla 6-6: *Constante de Neuber para aceros*.

Ahora hallamos las tensiones con los factores de fatiga:

$$\tau_m' = \tau_m \cdot K_t = 89,06 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_a' = \tau_a \cdot K_f = 43,34 \text{ N/mm}^2$$

Ecuación 5. 6.

Con cada de estas tensiones de torsión obtenemos la tensión equivalente respectivamente:

$$\sigma_{eq} = \left(\frac{1}{\sqrt{2}}\right) \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

Ecuación 5. 7.

Como solo tenemos momento torsor en el plano XY, la ecuación se simplifica bastante:

$$\sigma_{eq} = \left(\frac{1}{\sqrt{2}}\right) \cdot \sqrt{6(\tau_{xy}^2)}$$

Ecuación 5. 8.

Las tensiones equivalentes resultantes son:

$$\sigma_{eq}^a = \left(\frac{1}{\sqrt{2}}\right) \cdot \sqrt{6(\tau_a)^2} = \mathbf{75,07 N/mm^2}$$

$$\sigma_{eq}^m = \left(\frac{1}{\sqrt{2}}\right) \cdot \sqrt{6(\tau_m)^2} = \mathbf{154,26 N/mm^2}$$

Lo siguiente, aplicamos los coeficientes de factor superficial, C_s , y de factor de tamaño, C_t , a los valores de tensión de fluencia y tensión de rotura del material:

$$C_s = A \cdot (S_{ut})^b = \mathbf{0,786}$$

Ecuación 5. 9.

$$C_t = 1,189 \cdot (35 \text{ mm})^{-0.097} = \mathbf{0,842}$$

Ecuación 5. 10.

Multiplicamos estos factores por las tensiones de fluencia y de rotura:

$$S'_f = S_f \cdot C_s \cdot C_t = \mathbf{396,43 MPa}$$

Ecuación 5. 11.

$$S'_{ut} = S_{ut} \cdot C_s \cdot C_t = \mathbf{483,78 MPa}$$

Ecuación 5. 12.

Sustituyendo los valores de las tensiones equivalentes alternativa y media; y las tensiones de fluencia y de rotura con los coeficientes, hallamos el coeficiente de seguridad en el que trabaja nuestro eje propuesto:

$$N_f = \frac{S'_f \cdot S'_{ut}}{\sigma_{eq}^a \cdot S'_{ut} + \sigma_{eq}^m \cdot S'_f}$$

Ecuación 5. 13.

$$N_f = \frac{396,43MPa \cdot 483,78MPa}{(75,05MPa \cdot 483,78)MPa + (154,26 \cdot 396,43)MPa} = \mathbf{1,97 \approx 2}$$

Con esto podemos afirmar que nuestro eje opera correctamente y sin llegar a producirse fatiga.

Además, respecto al eje que va del acoplamiento flexible a la reductora, está dimensionado con el mismo tamaño. Por tanto, al ser un elemento que solo transmite momento flector, tendremos una operación con el mismo factor de seguridad, ya que el eje posee las mismas dimensiones que el eje hub-acople flexible.

En cuanto al eje vertical que va de la reductora al generador, se le ha colocado un acoplamiento flexible con un eje suministrado por el mismo fabricante, el cual ha sido seleccionado de acuerdo a los datos anteriores. Esto viene indicado en el listado de componentes y podemos verificarlo en el catálogo del suministrador.

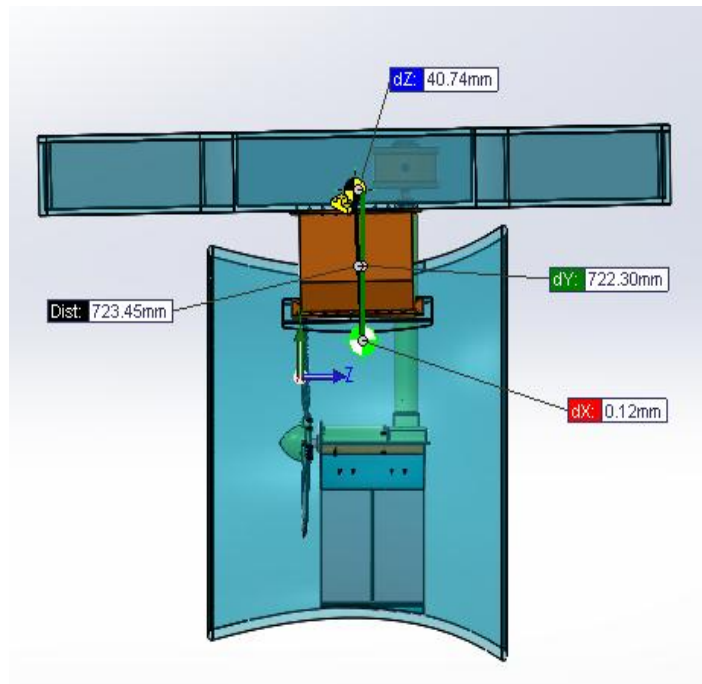


Figura 6. 2. Distancias entre centro de masas con el ensamblaje. Fuente: diseño propio.

Con esto podemos afirmar que el plano YZ es el que vamos a estudiar, fijando las cargas y momentos que intervienen en el equipo. Dado que en el plano XY la distancia de “dx” entre ejes es prácticamente nula, no se producirá un vuelco lateral.

El esquema de las fuerzas y momentos que se dan en el plano YZ es el siguiente:

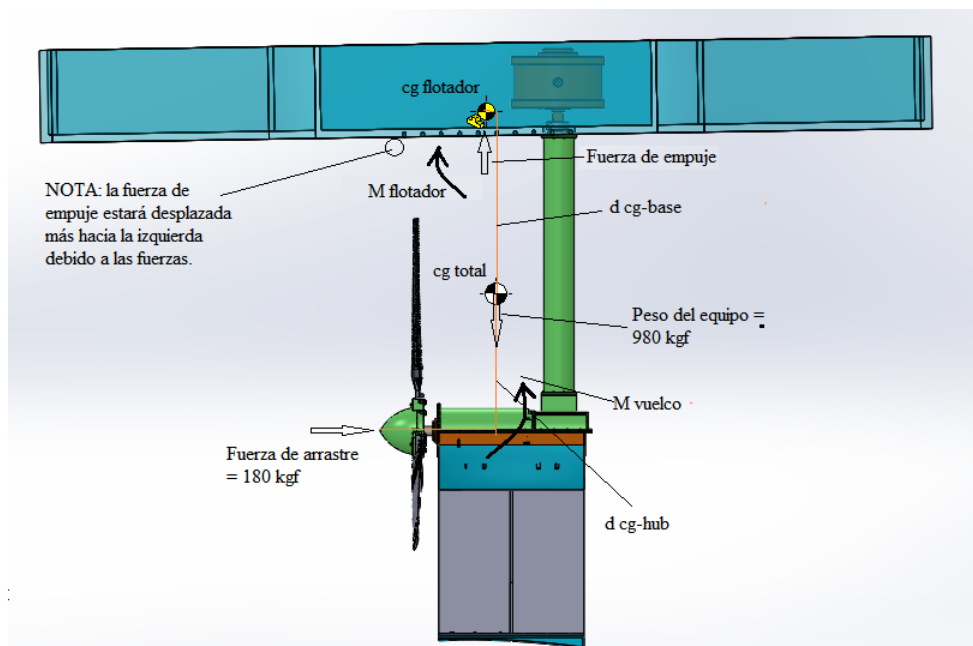


Figura 6. 3. Esquema de fuerzas y momentos que intervienen. Fuente: diseño propio.

6.2. Resultados

Cuando un cuerpo está parcial o totalmente sumergido en el fluido que le rodea, una fuerza de empuje actúa sobre el cuerpo. Dicha fuerza tiene una dirección contraria hacia al peso y su magnitud es igual al peso del fluido que ha sido desalojado por el cuerpo (Principio de Arquímedes).

Por tanto, hallamos la altura del volumen desalojado para saber que altura mínima debe tener el flotador realizando un equilibrio de fuerzas en y:

$$W_{total} = F_{empuje} = h_1 \cdot l \cdot a \cdot \gamma_{agua}$$

Ecuación 6. 1.

$$h_1 = 19,60 \text{ cm}$$

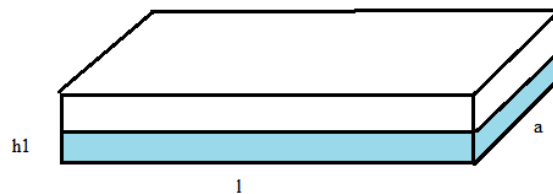


Figura 6. 4. Esquema del volumen desalojado.

Sin embargo, nuestro caso no es totalmente horizontal, ya que tenemos el centro de gravedad del flotador descentrado respecto al centro de masas del conjunto. Por lo tanto, se tendrá la siguiente situación:

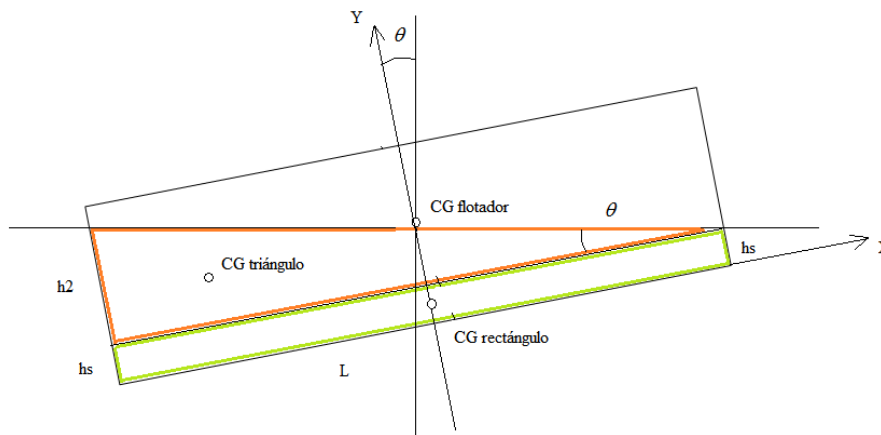


Figura 6. 5. Esquema de cálculo de centros de masas. Fuente: diseño propio.

Calculamos los valores de h_2 y h_s con las siguientes expresiones:

$$h_2 = l \cdot \text{sen } \theta$$

Ecuación 6. 2.

$$V_{\text{paralelogramo}} = (h_2 + 2h_s) \cdot \frac{l}{2} \cdot a$$

Ecuación 6. 3.

$$W_{\text{total}} = V_{\text{paralelogramo}} \cdot \gamma = (l \cdot \text{sen} \theta + 2 \cdot h_s) \cdot \frac{1}{2} \cdot a \cdot \gamma$$

Ecuación 6. 4.

No damos cuenta de que no tenemos el ángulo θ para poder obtener h_2 y h_s . Por tanto, planteamos una hoja de Excel en la que fijamos un ángulo y con los correspondientes cálculos comparamos si el momento flotante es superior o no al momento del vuelco debido a la carga de arrastre originada en el eje de la turbina hidrocínética. Es decir, vamos “tanteando” las dimensiones del flotador y del ángulo de giro, hasta llegar a un punto que nos satisfaga las condiciones.

A parte de estas ecuaciones, necesitaremos las correspondientes al centro de gravedad del conjunto Y_{CG} y X_{CG} :

$$y_{CG} = \frac{\left(\frac{h_1}{2} \cdot (l \cdot h_s) + \left(h_s + \frac{1}{3} \cdot h_2\right) \cdot \frac{l \cdot h_2}{2}\right)}{(l \cdot h_s) + \frac{l \cdot h_2}{2}}$$

Ecuación 6. 5.

$$x_{CG} = \frac{-l^2 \cdot h_2}{12 \cdot ((l \cdot h) + (l \cdot h_2)/2)}$$

Ecuación 6. 6.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

longitud	250 cm		
ancho	200 cm		
W total	980 kgf		
γ	1,00E-03 kgf/cm ³		
h1	1,96E+01 cm		
θ	2 grados	0,03490659 rad	
h2	8,72487418 cm		
hs	15,2375629 cm		
Área base flotador	4900 cm ²		
	-		
Xcg	9,27388837 cm		
Ycg	9,96182702 cm		
d cg-base	72 cm	Distancia del CG del conjunto a la base del flotador	
	-		
d1x	9,27388837 cm		
d1y	81,961827 cm		
F flotador	9,80E+02 kgf		
F flotador x	3,42E+01 kgf	Fuerza arrastre	180 kgf
F flotador y	9,79E+02 kgf	d cg-hub	49 cm
Momento flotador	-1,19E+04 kgf·cm	Momento vuelco	8820 kgfcm

Al fijar las dimensiones de nuestro flotador, obtenemos un h1 de 19,6cm. Con los consiguientes cálculos, vemos que nuestro momento de vuelco está por debajo del momento del flotador para un ángulo de giro de 2°. Solo hemos verificado que se produce vuelco cuando el giro es de 1°. Con esto podemos confirmar que la base de nuestro flotador consigue mantener la estabilidad. Además, no hemos considerado los triángulos que tiene adherido el flotador, por lo que da mayor estabilidad a todo el conjunto.

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

ANEXO II: PLANOS

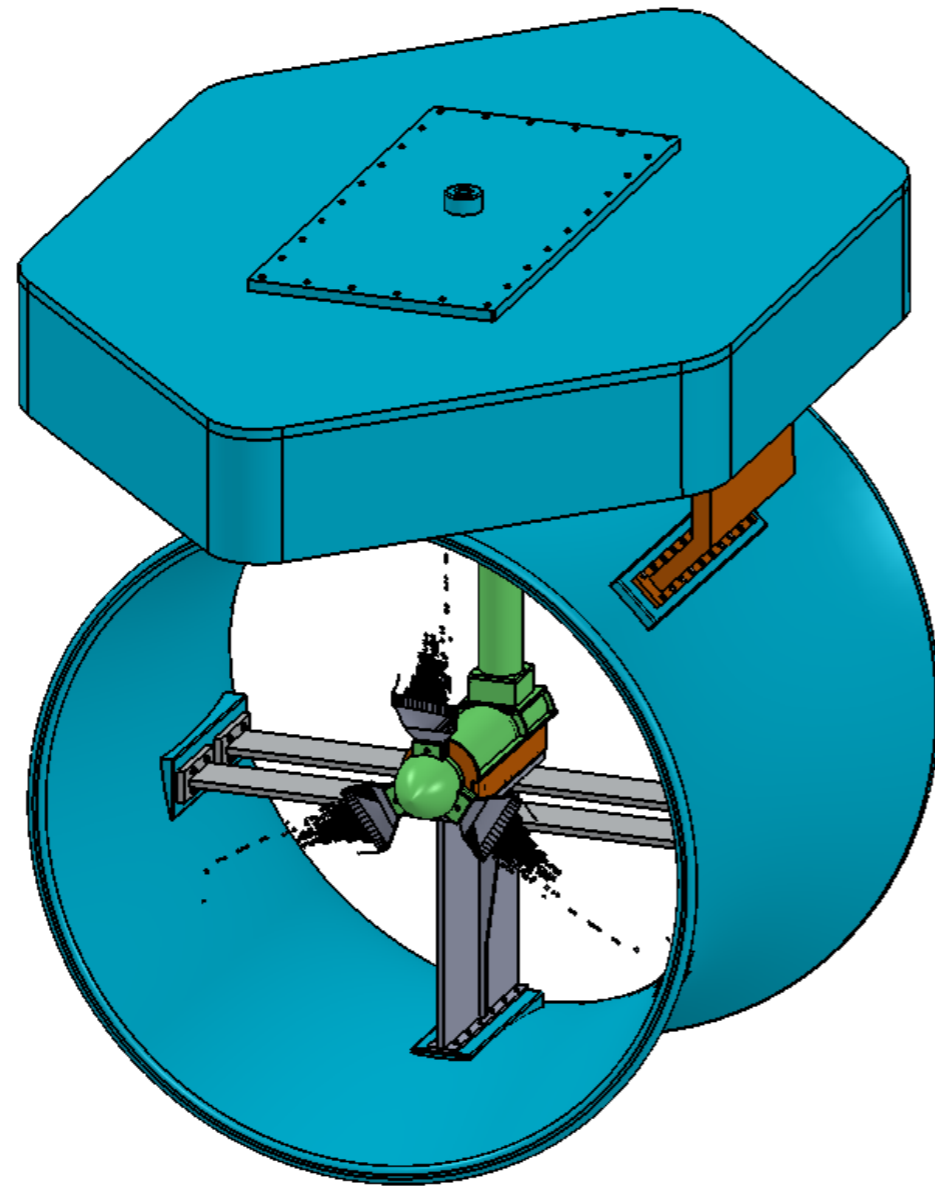
TRABAJO DE FIN DE GRADO

Título:

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA
PARA RÍOS

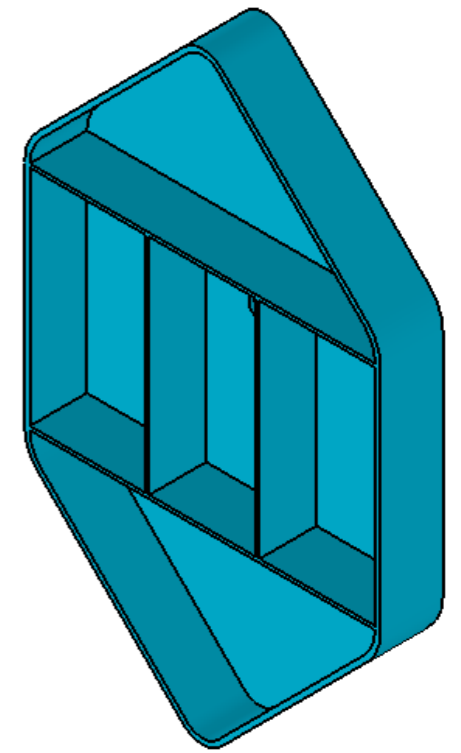
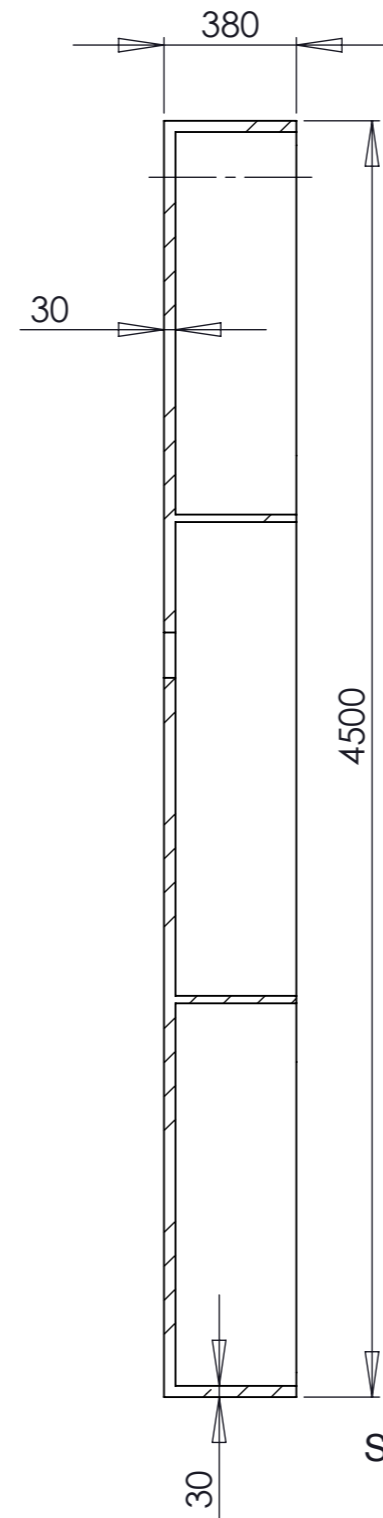
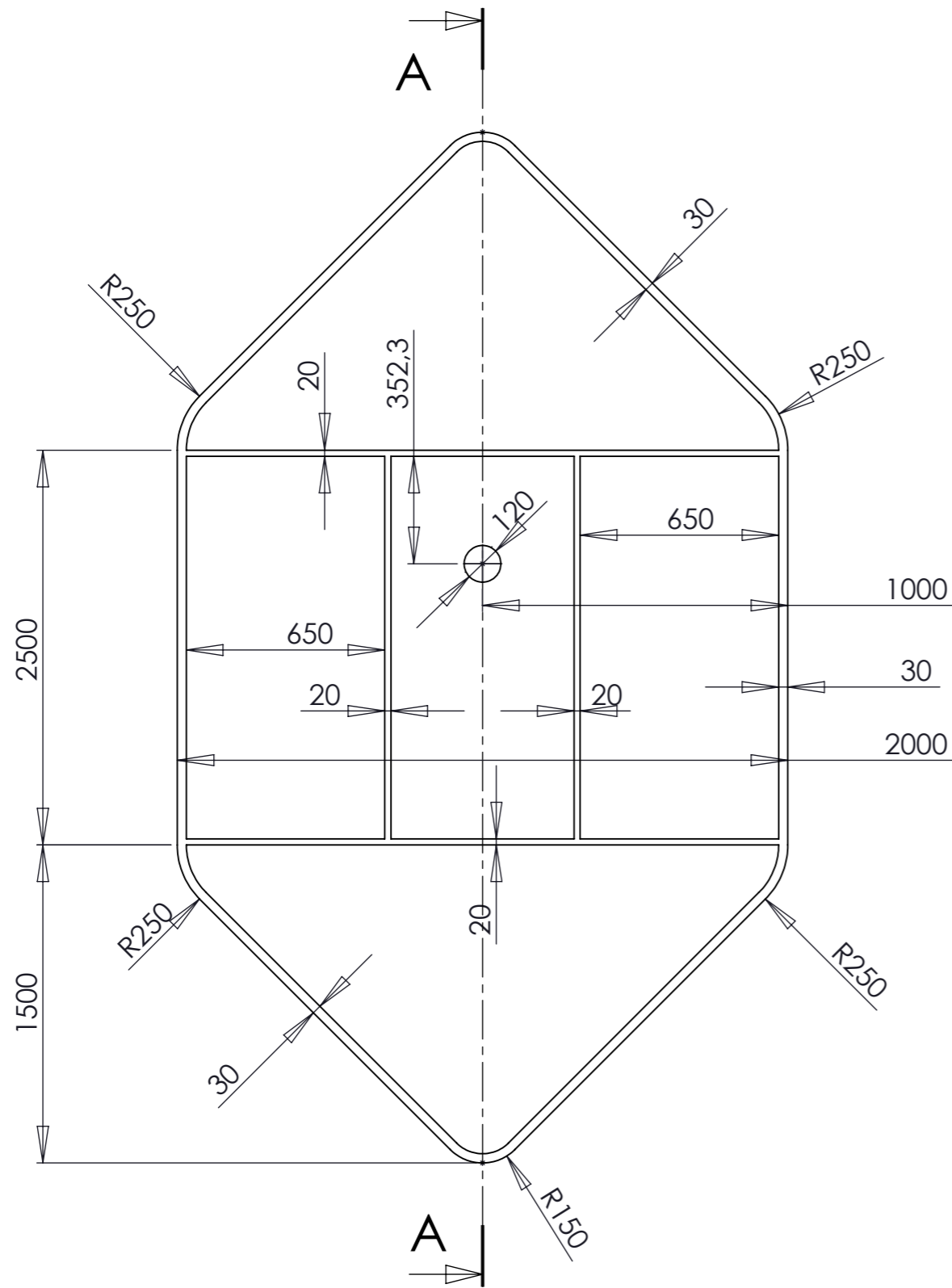
Alumno: Abid Filali Yachou

Tutor: Carmelo Militello Militello



DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS

	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:20 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Turbina hidrocinética		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.00



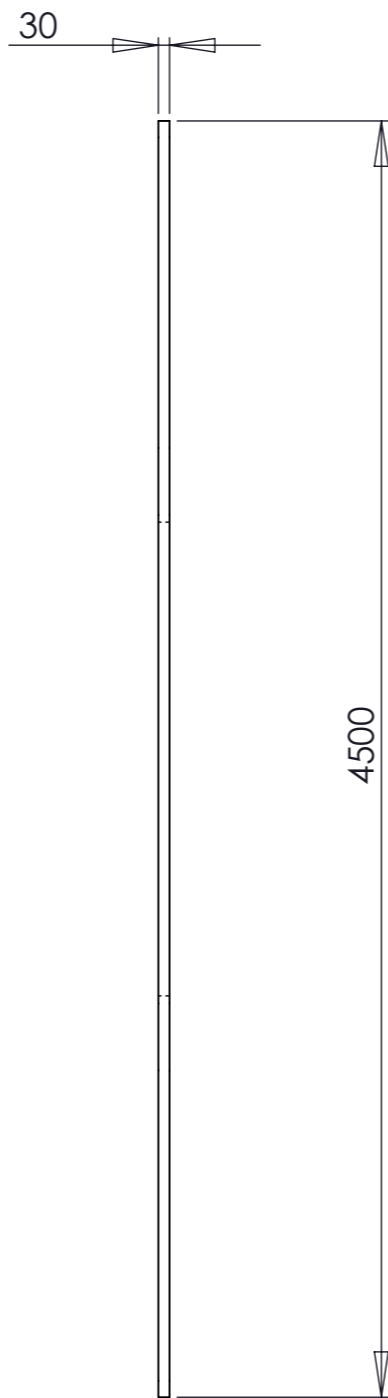
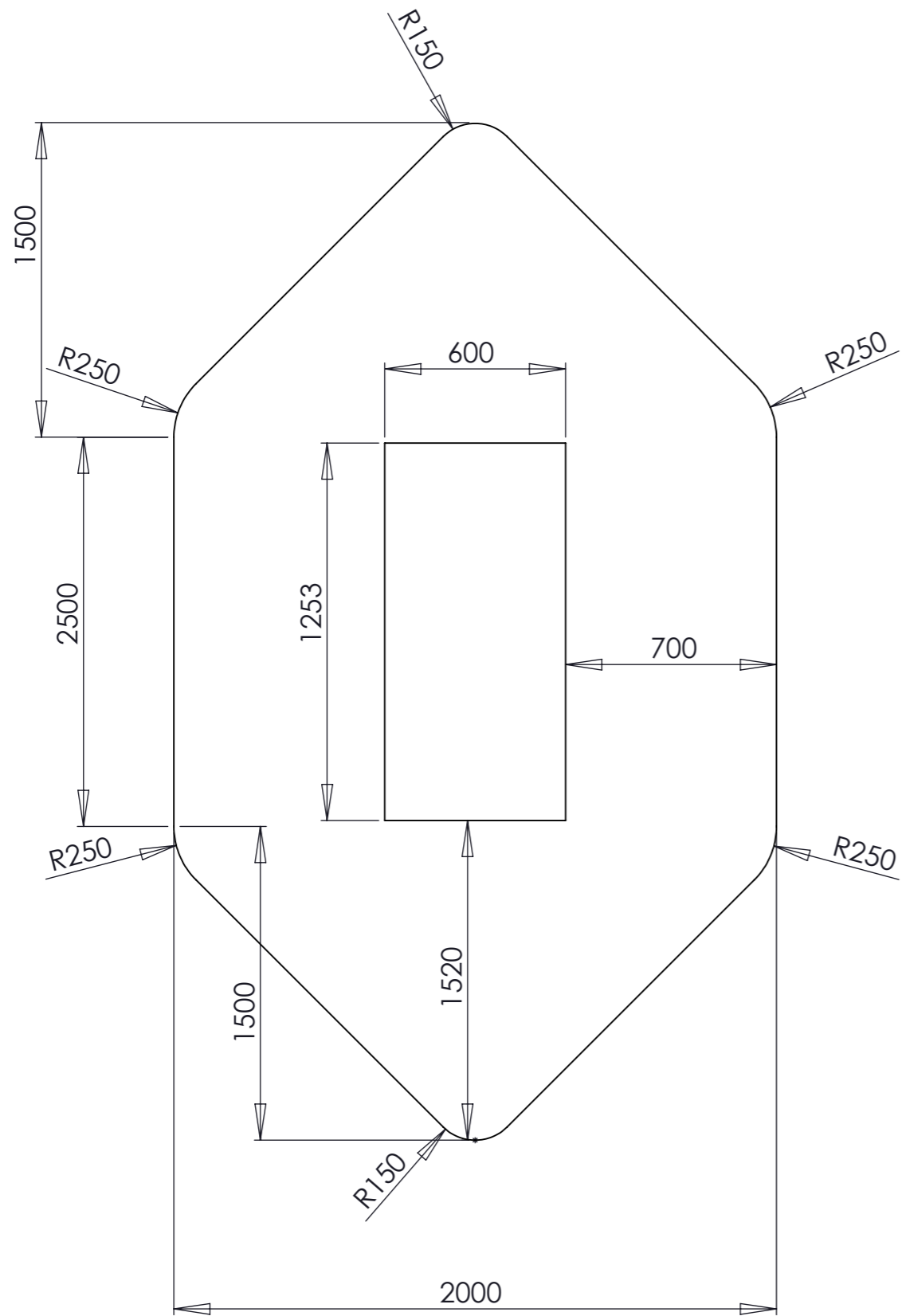
ESCALA 1:30

SECCIÓN A-A

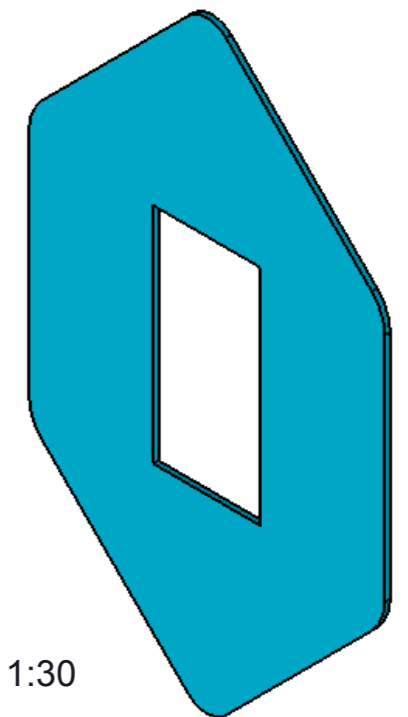
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS

Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado	Abid	
Comprobado	Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN	
ESCALA:1:20 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Flotador	Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.01





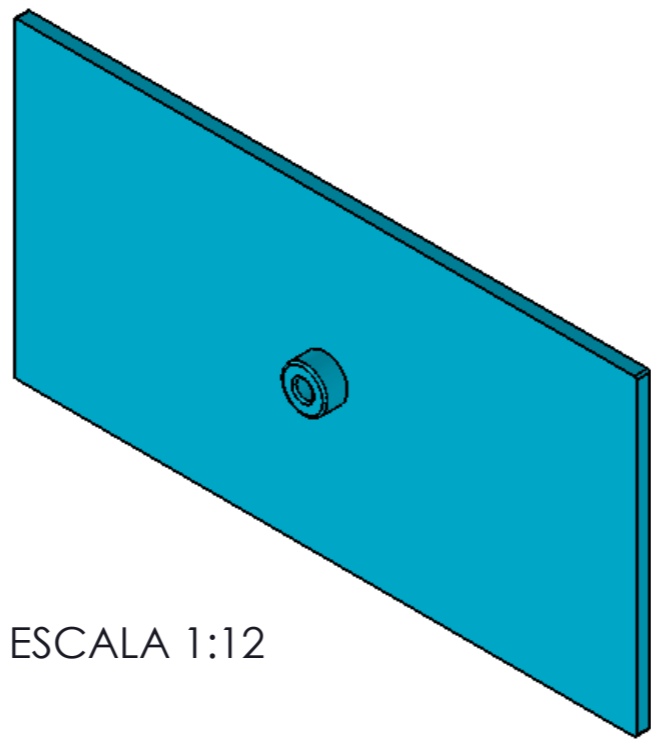
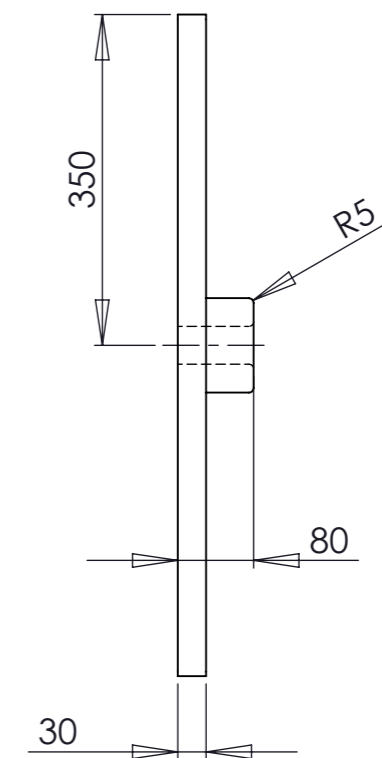
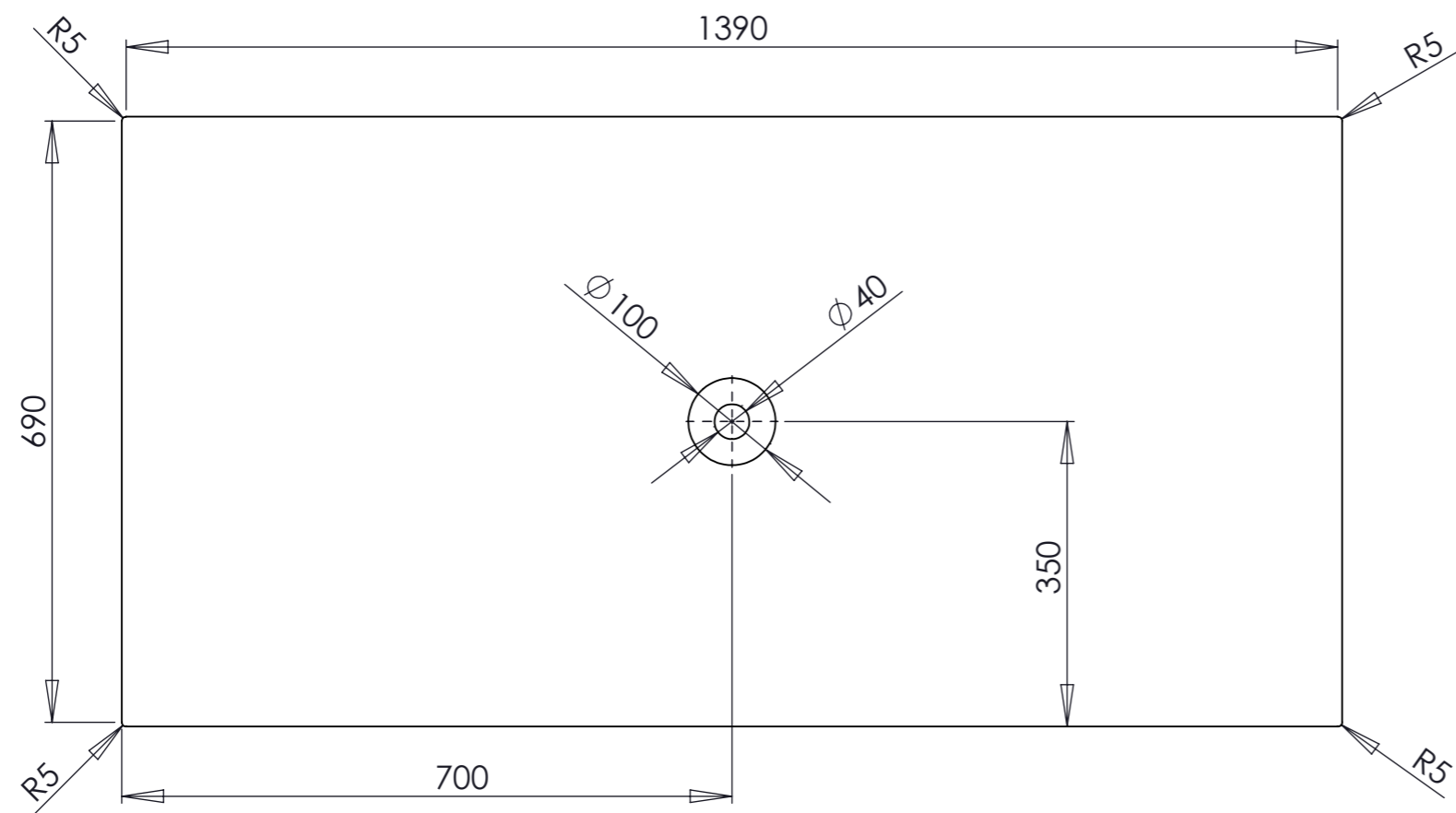
ESCALA 1:30



TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.




DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS

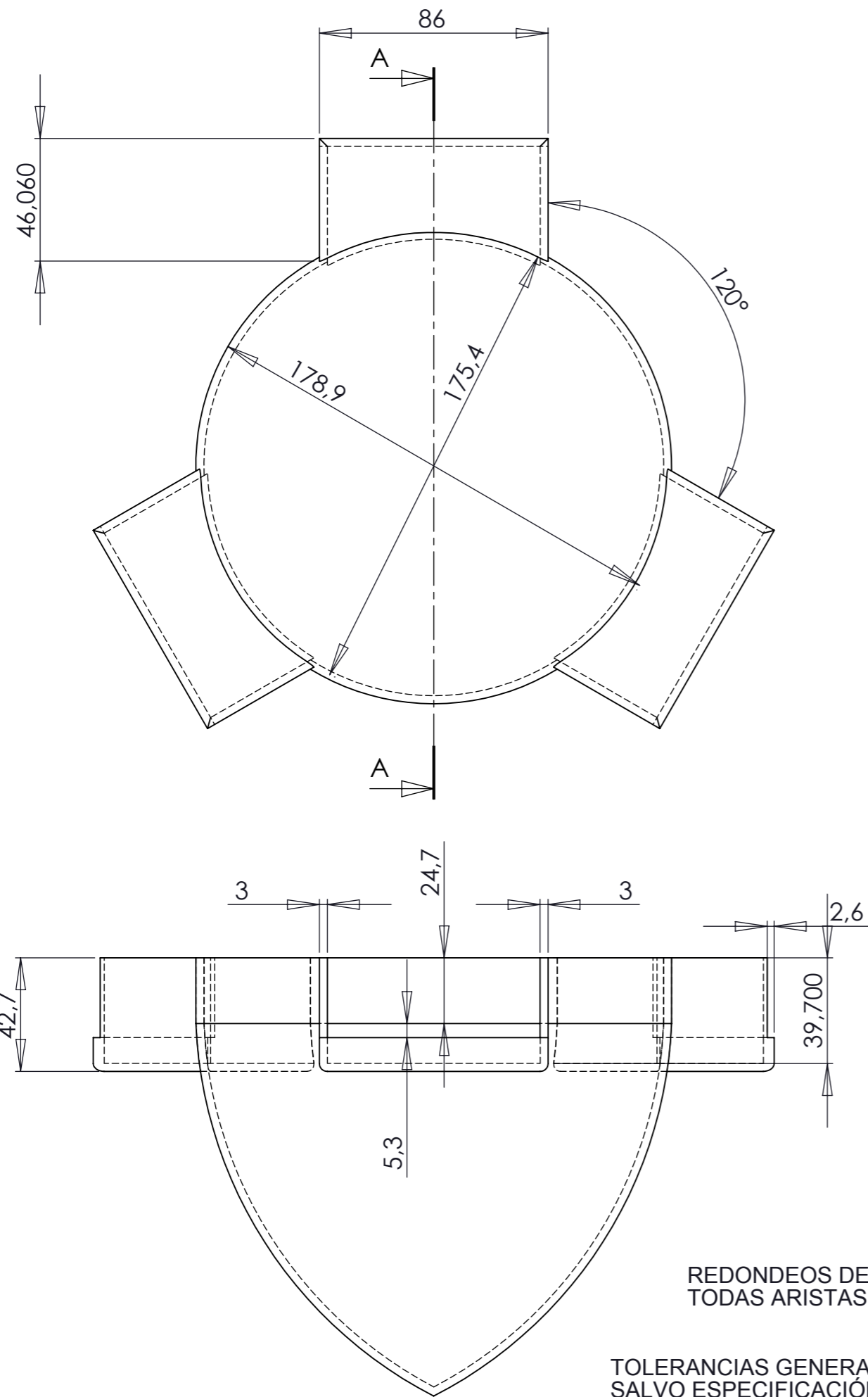
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:1:20 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Tapa flotador		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.02



ESCALA 1:12

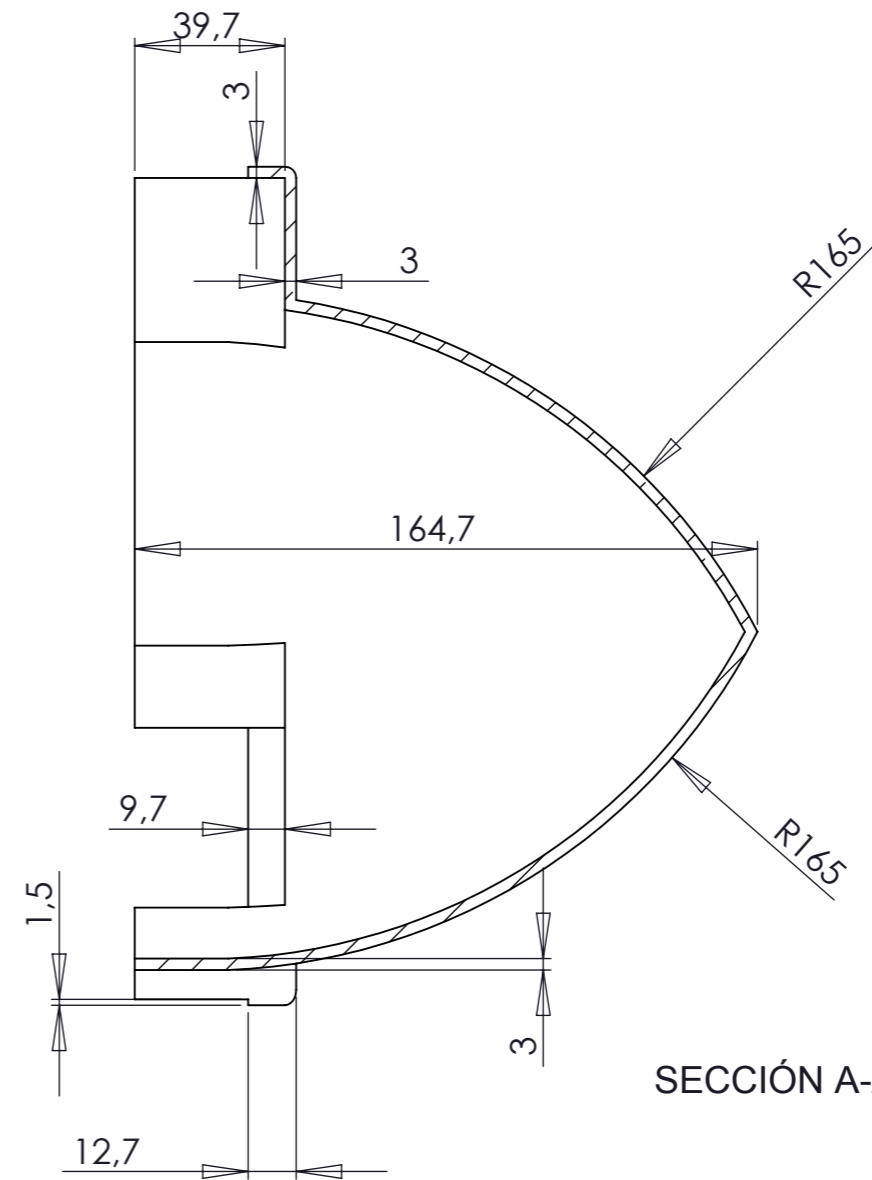
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS			
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		 Universidad de La Laguna
ESCALA:1:8	Conjunto: Turbina Hidrocinética		Nº Conjunto: 1.00
	Título: Tapa generador		Nº Plano: 1.03

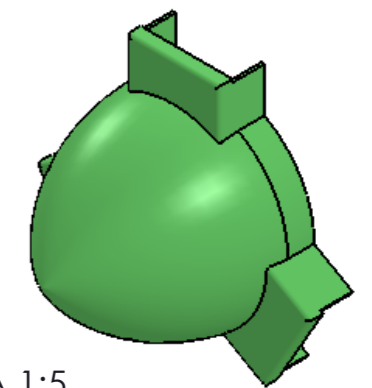


REDONDEOS DE 3mm EN
TODAS ARISTAS EXTERIORES.

TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.





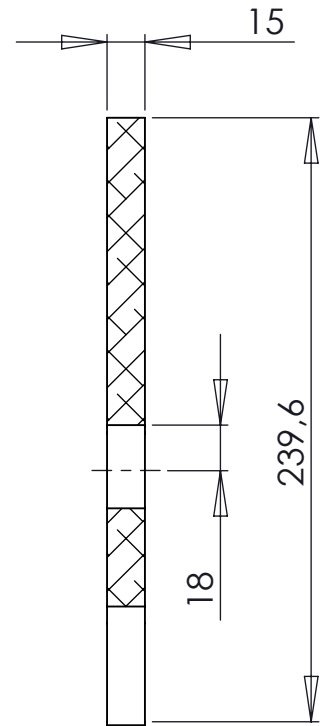
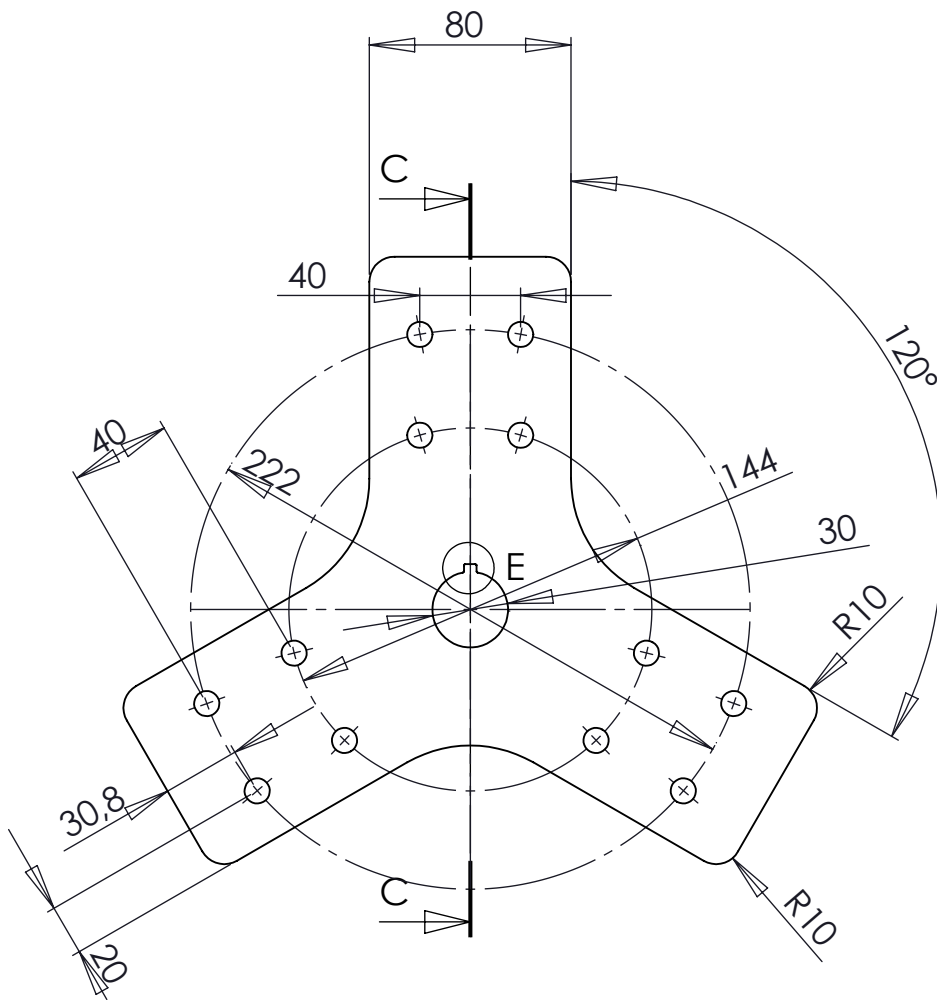
SECCIÓN A-A



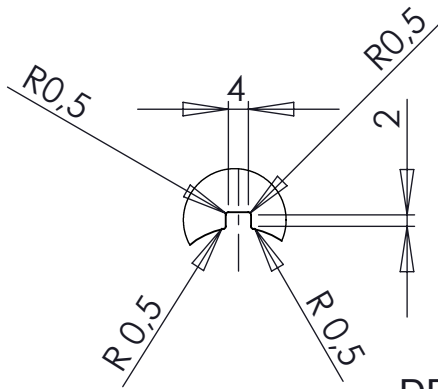
ESCALA 1:5

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS

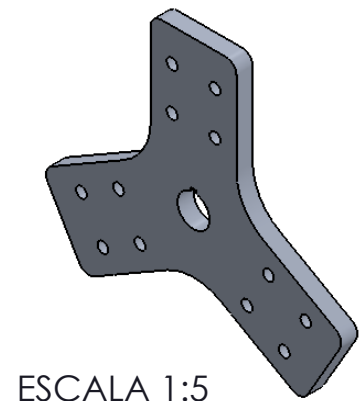
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:2 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Punta turbina		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.04



SECCIÓN C-C





DETALLE E
ESCALA 2 : 3

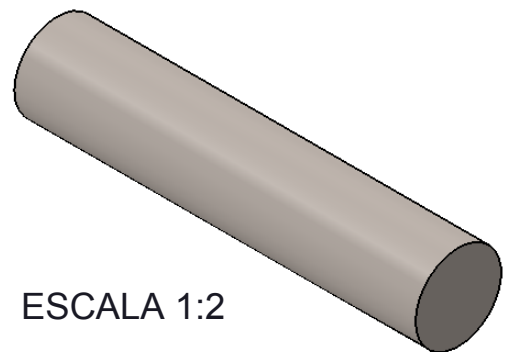
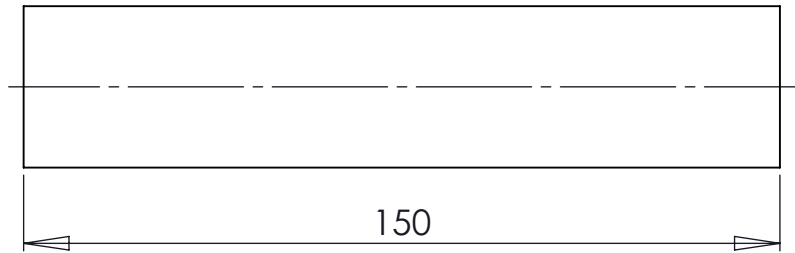
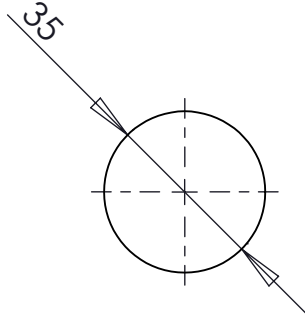


ESCALA 1:5

TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.



DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS

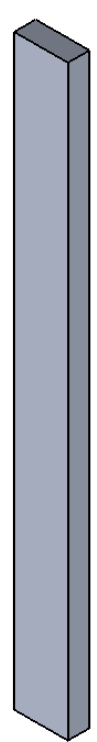
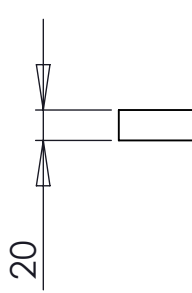
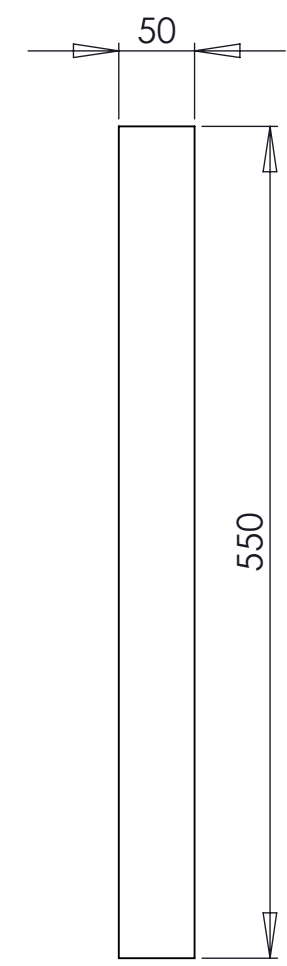
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:3 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Hub		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.05





ESCALA 1:2

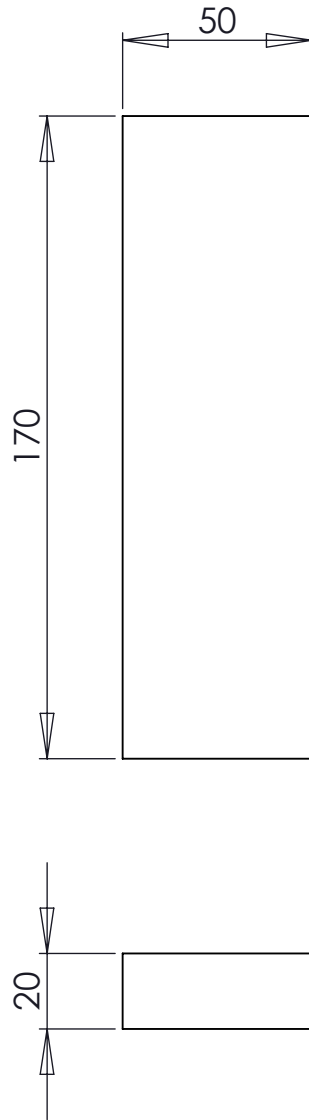
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS				
	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:3 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Eje acople flexible-reductora		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.07	





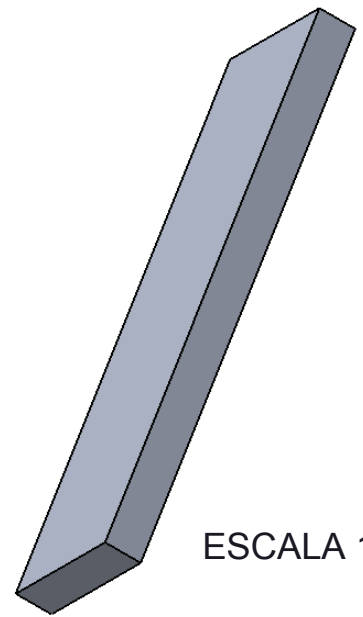
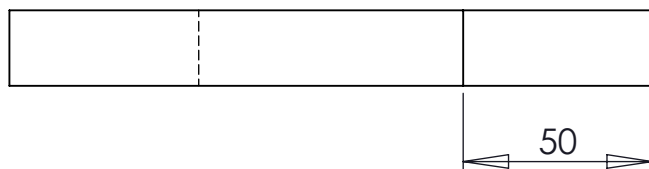
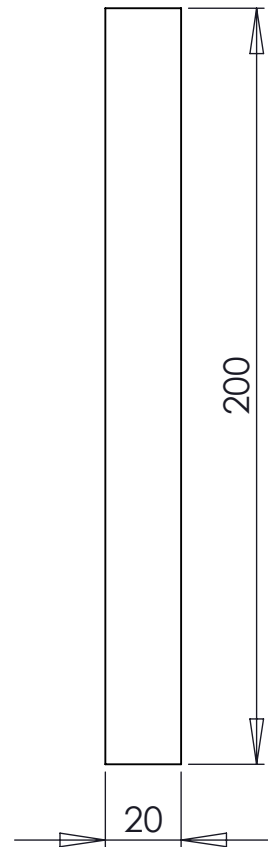
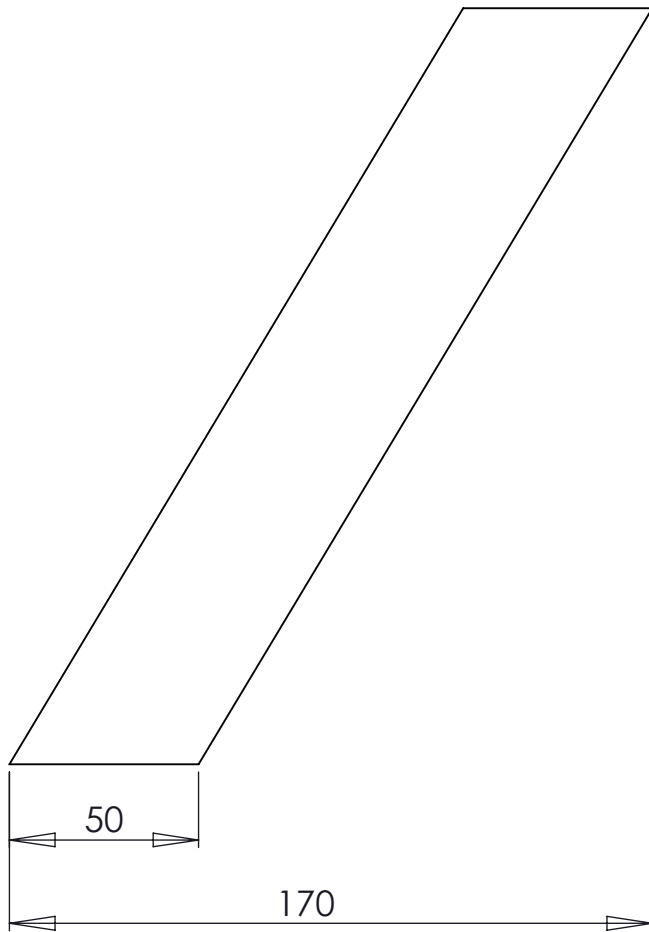
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS				
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:5 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Barra 1 tren de potencia		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.08	



TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.


DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDRODINÁMICA PARA RÍOS				
	Fecha	Autor		ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA: 1:5 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Barra 2 tren de potencia			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.09

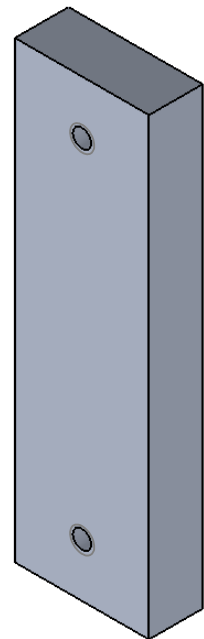
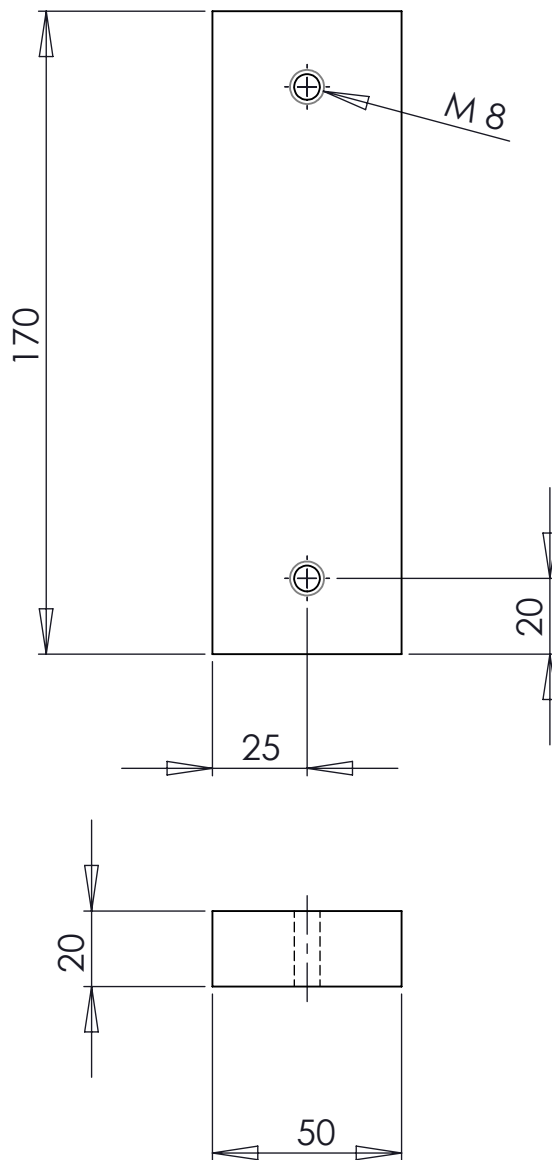


ESCALA 1:3

TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.



DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS

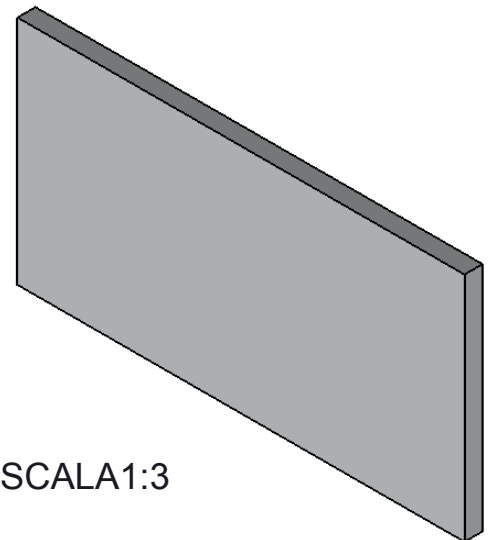
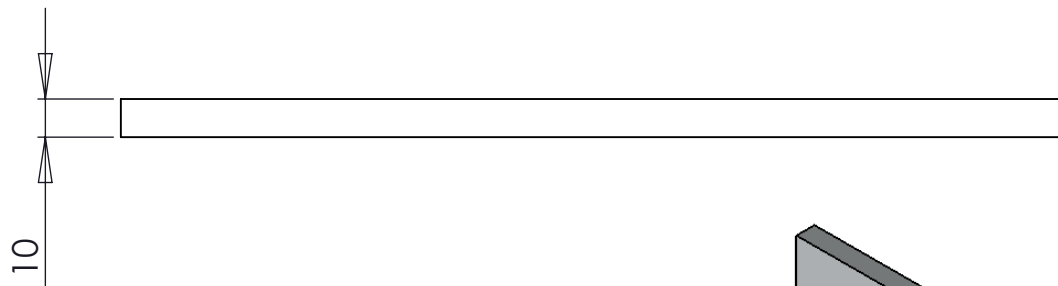
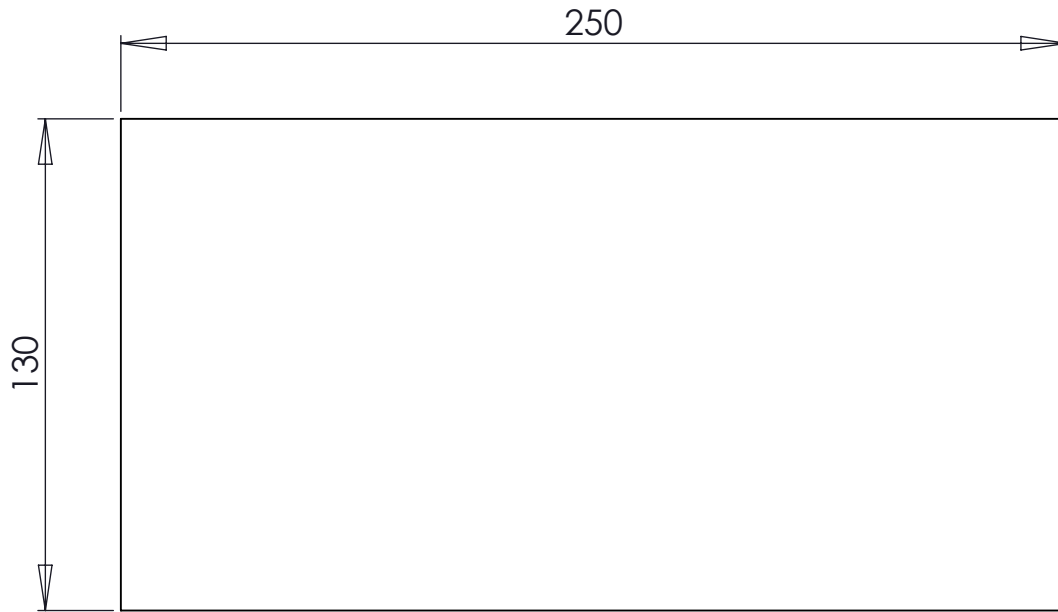
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:2 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Barra 3 tren de potencia		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.10



TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS



	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Barra 4 tren de potencia			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.11

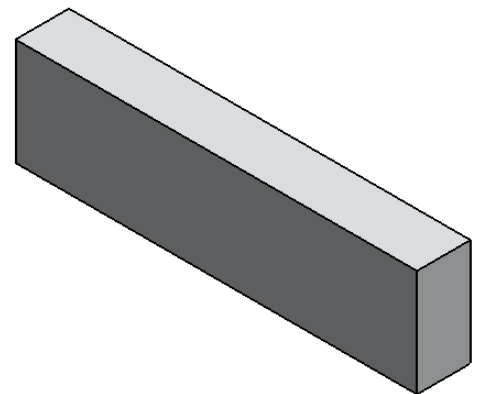
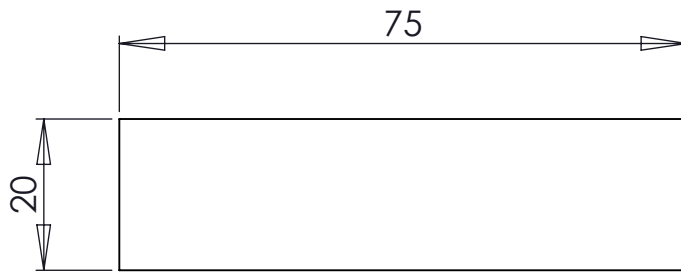


TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.



ESCALA 1:3

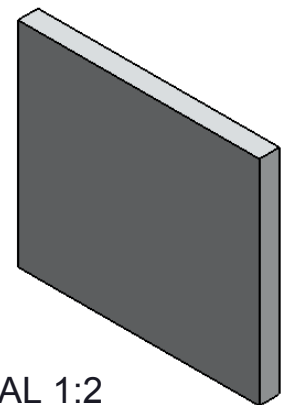
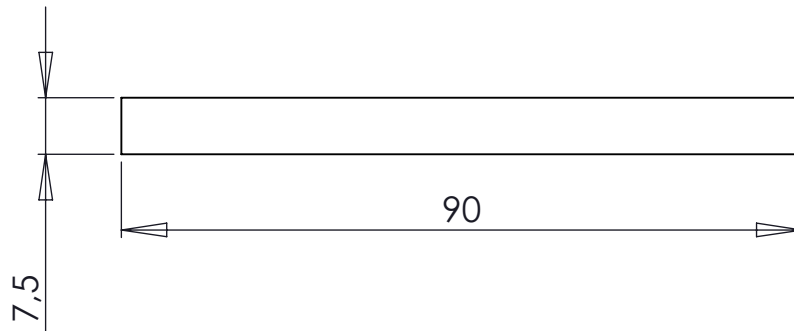
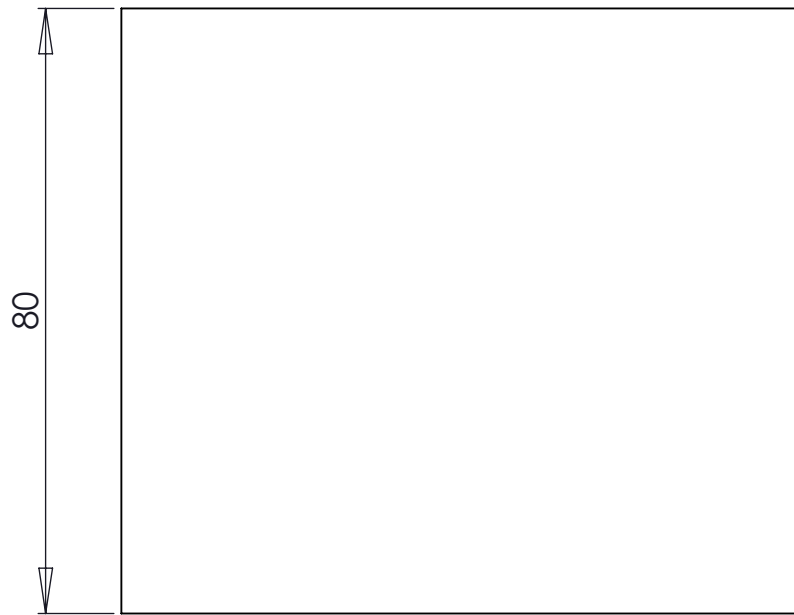
DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS

	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Chapa soporte reductora			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.12





TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

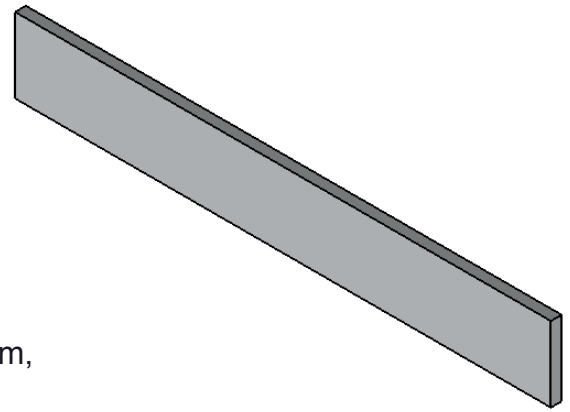
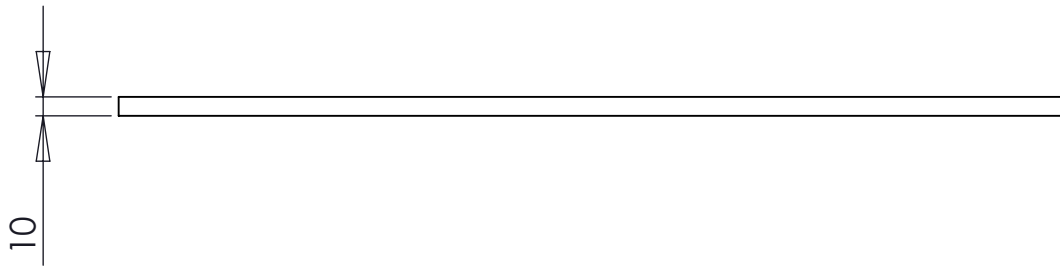
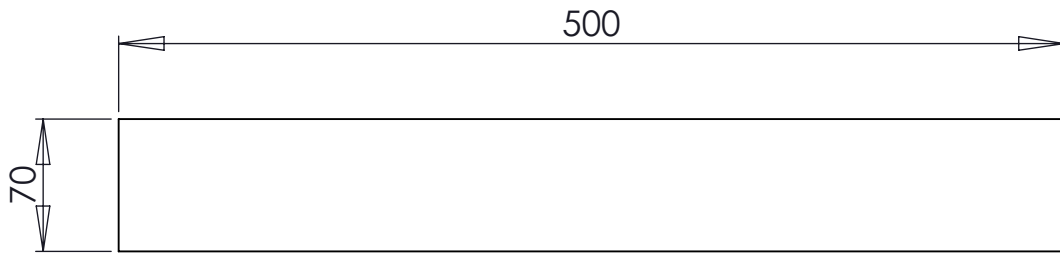
DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDRODINÁMICA PARA RÍOS				
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:1	Conjunto: Turbina Hidrodinámica		Nº Conjunto: 1.00	
	Título: Fijador delantero reductora		Nº Plano: 1.13	



TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

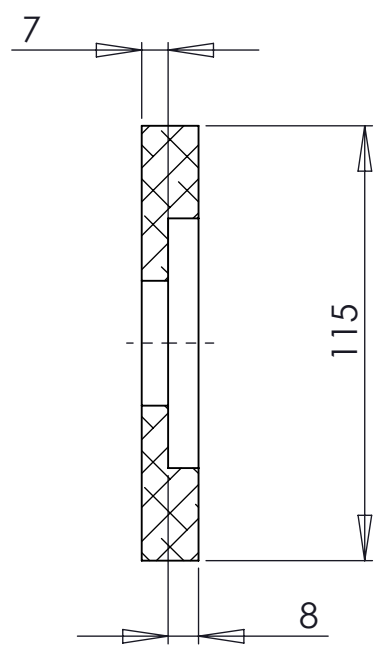
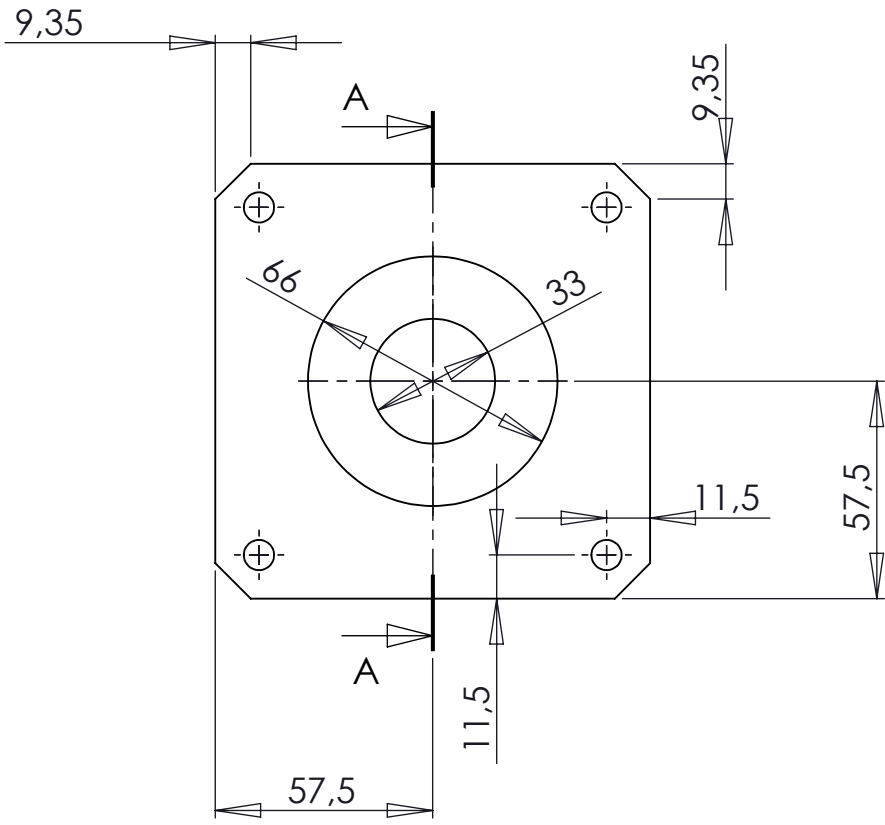
ESCAL 1:2

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS				
	Fecha	Autor		ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA: 1:1 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Fijador lateral reductora			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.14

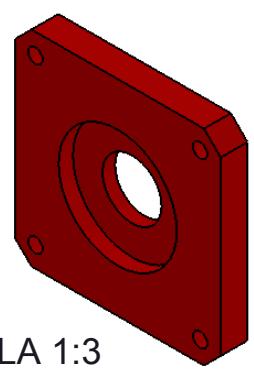
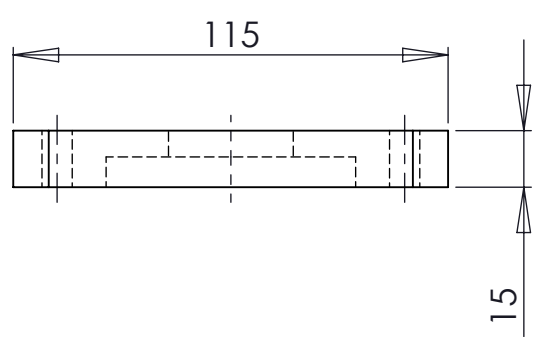


TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS				
	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:4 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Placa selladora			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.15





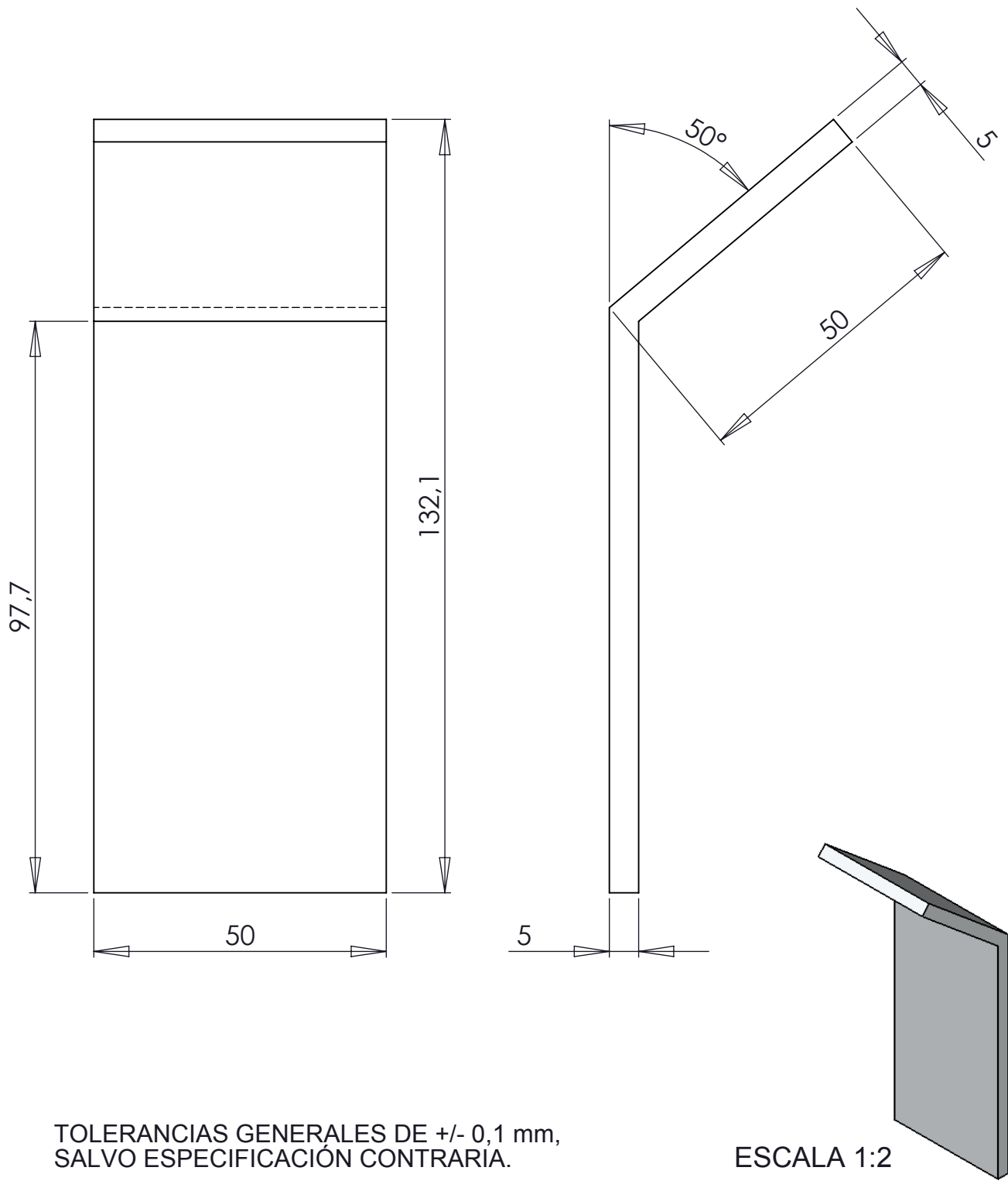
SECCIÓN A-A



ESCALA 1:3

TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm, SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.



DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS				
Dibujado	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Comprobado		Abid		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2	Conjunto: Turbina Hidrocinética		Nº Conjunto: 1.00	
	Título: Tapa reductora		Nº Plano: 1.16	

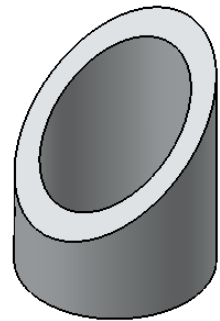
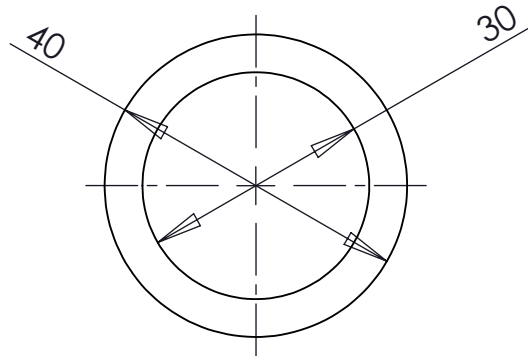
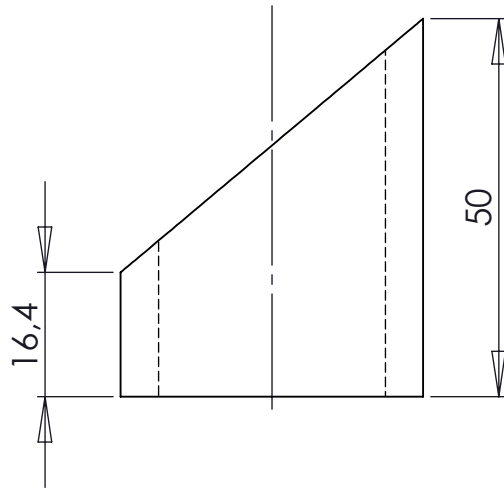


TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

ESCALA 1:2

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS



	Fecha	Autor		ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:1 	Conjunto: Turbina Hidrocínética Título: Base inclinada			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.17

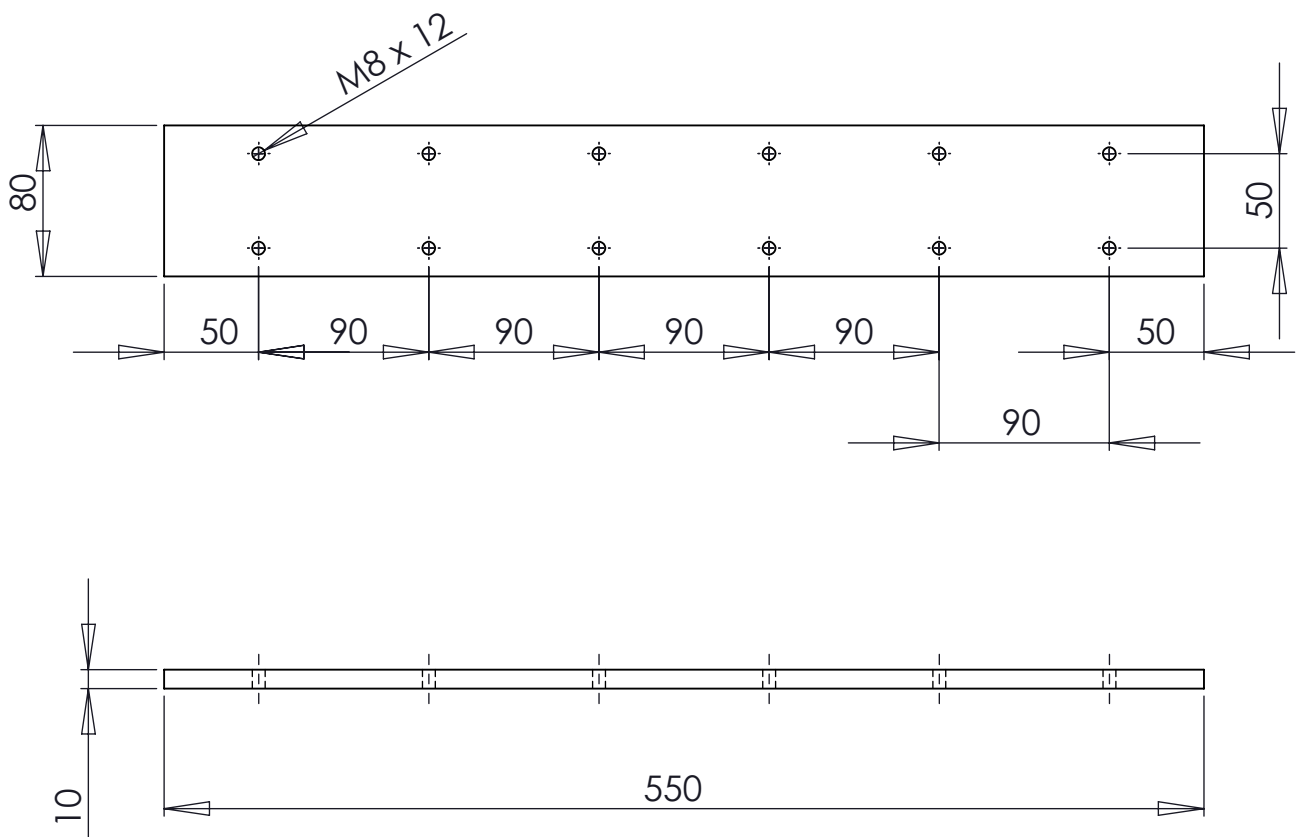


TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

ESCALA 2:3

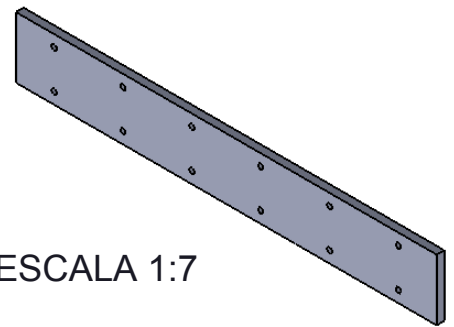
DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROcinÉTICA PARA RÍOS



	Fecha	Autor		ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:1 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Tubo sustentador reductora			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.18

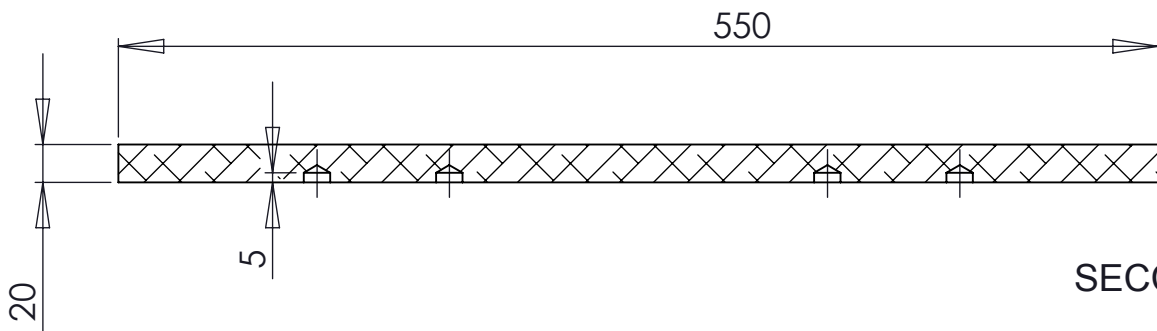
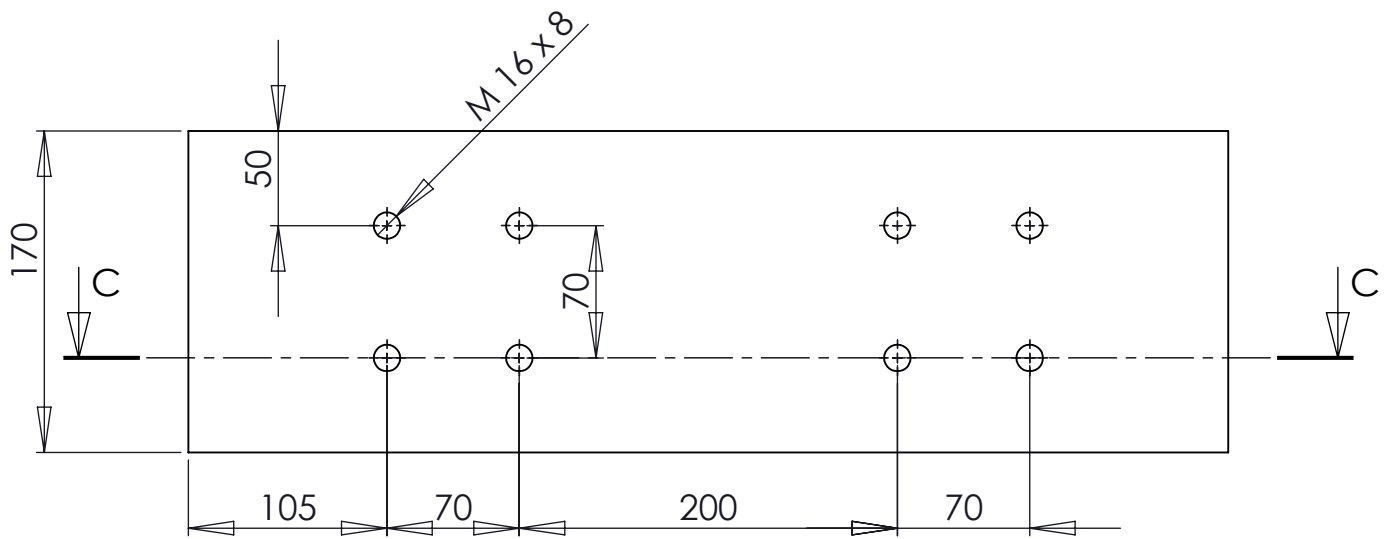


TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

ESCALA 1:7



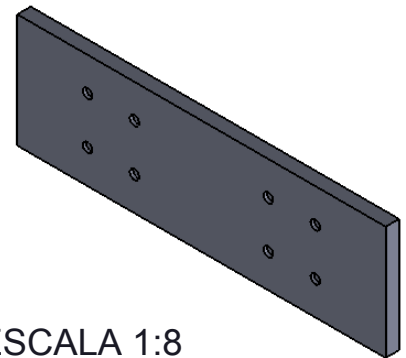
DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDRODINÁMICA PARA RÍOS				
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:4 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Base estructura de apoyo		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.19	





SECCIÓN C-C

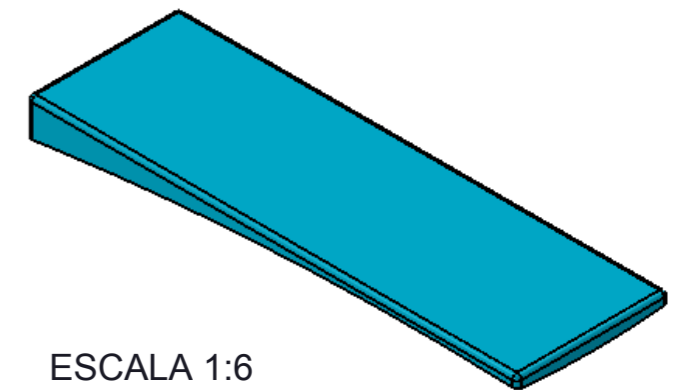
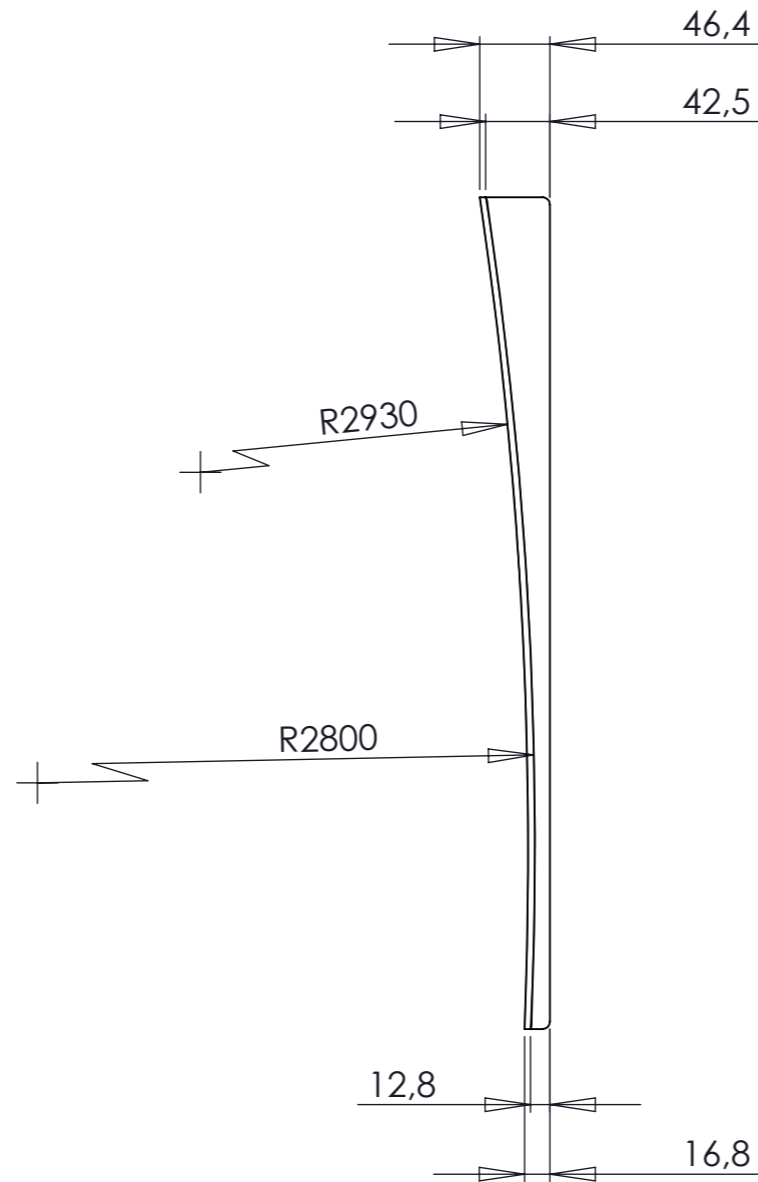
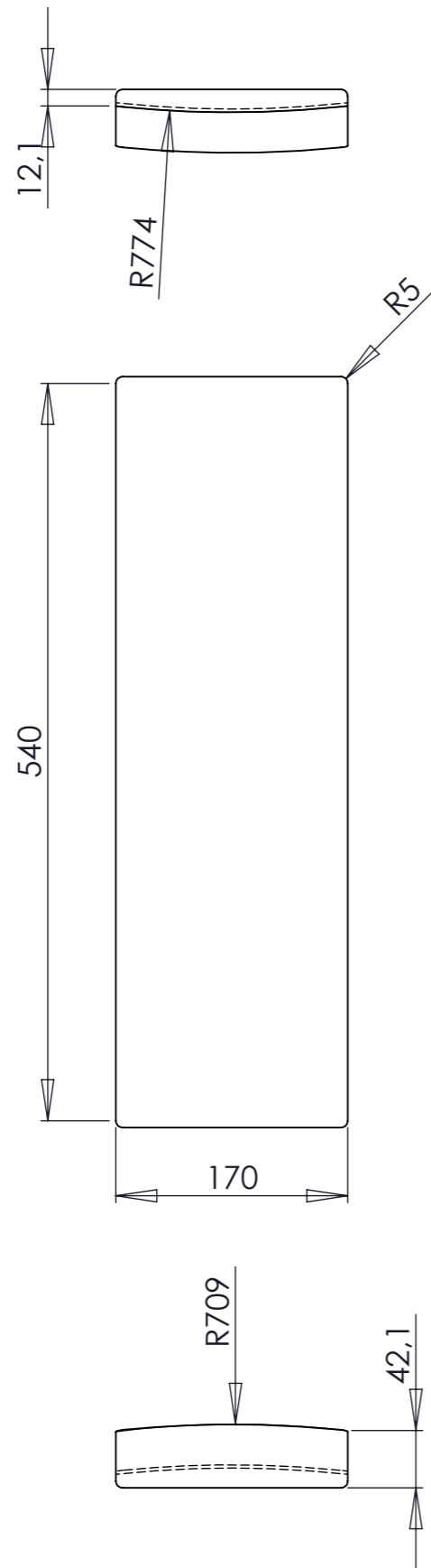
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

ESCALA 1:8



DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS

	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:4	Conjunto: Turbina Hidrocinética			Nº Conjunto: 1.00
	Título: Base de apoyo			Nº Plano: 1.20





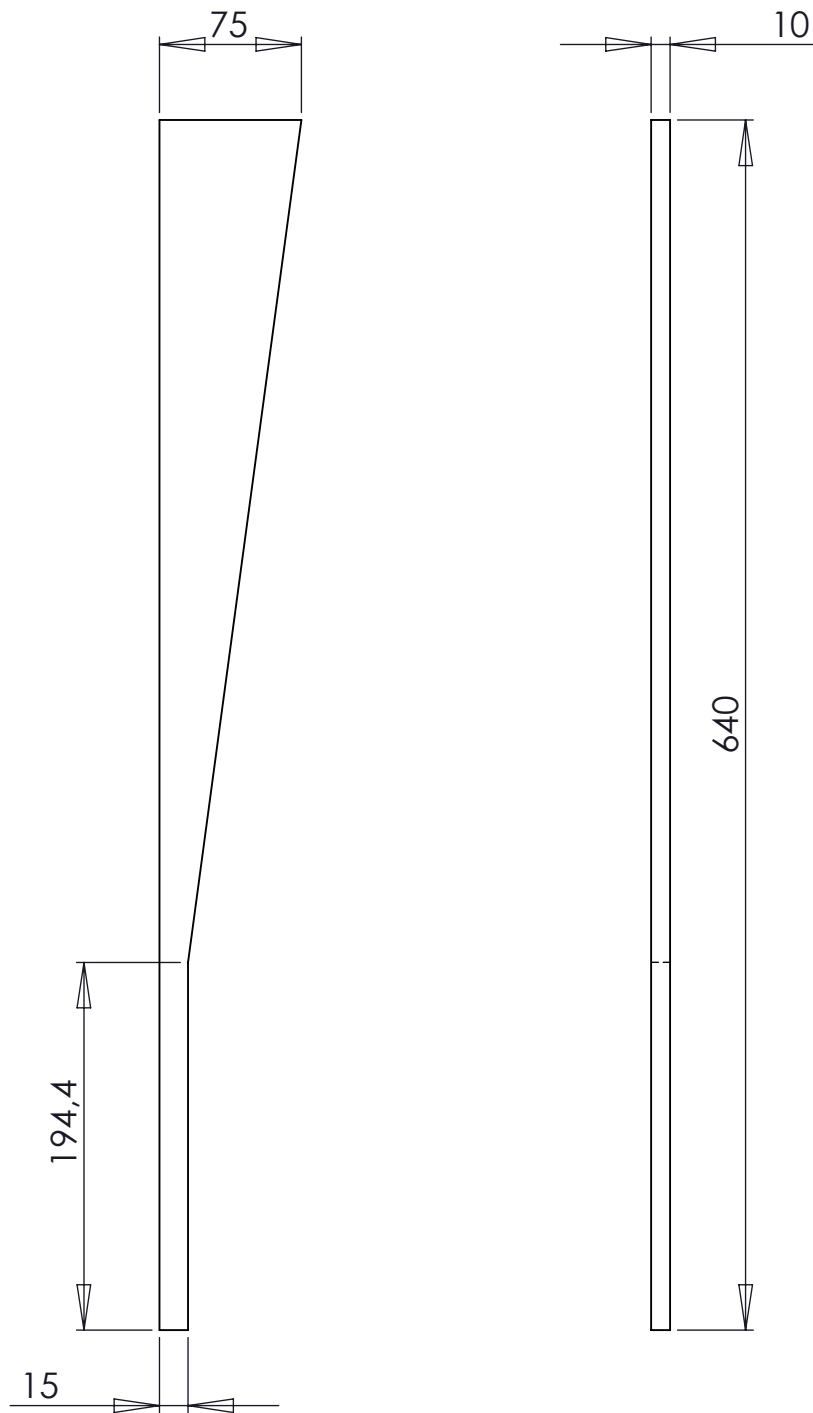
ESCALA 1:6

TODA LA PIEZA LLEVA UN REDONDEO DE 5 mm EN LAS ARISTAS

TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm, SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

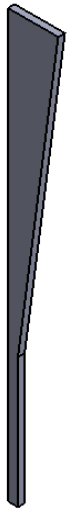
DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS

	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:5 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Base curva		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.21



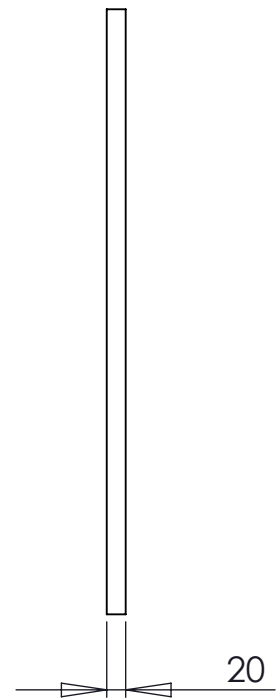
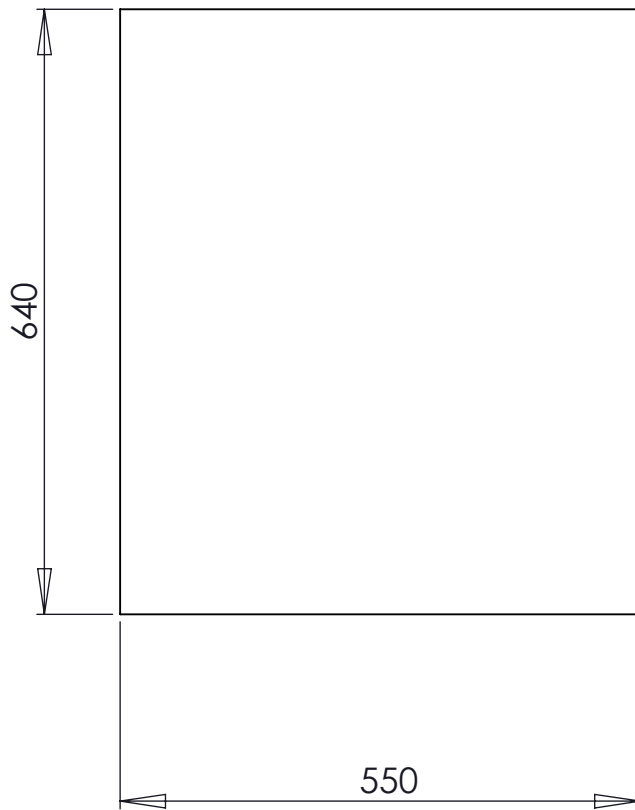
TOLERANCIAS GENERALES DE $\pm 0,1$ mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

ESCALA 1:8



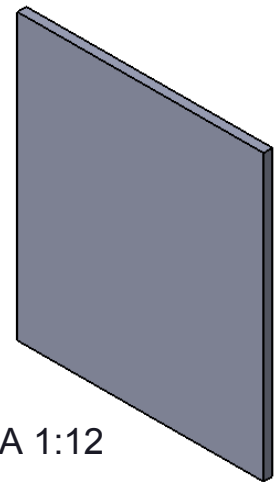
DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS



	Fecha	Autor	 ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:4 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Nervio			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.22

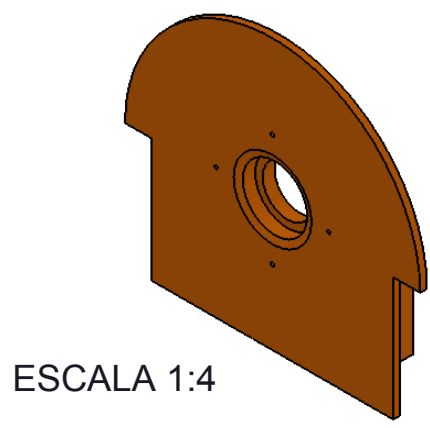
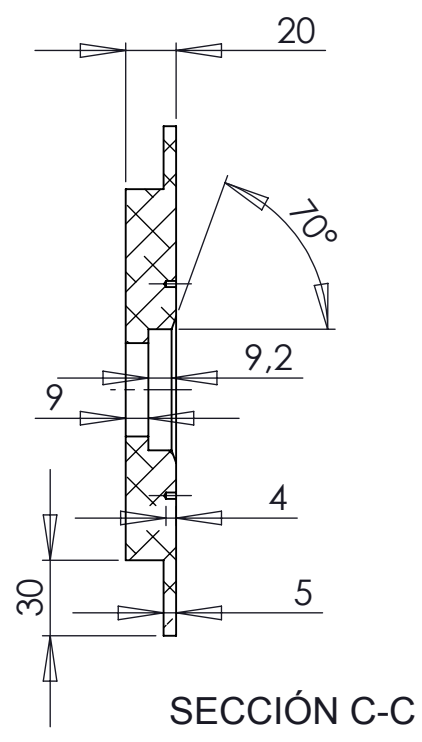
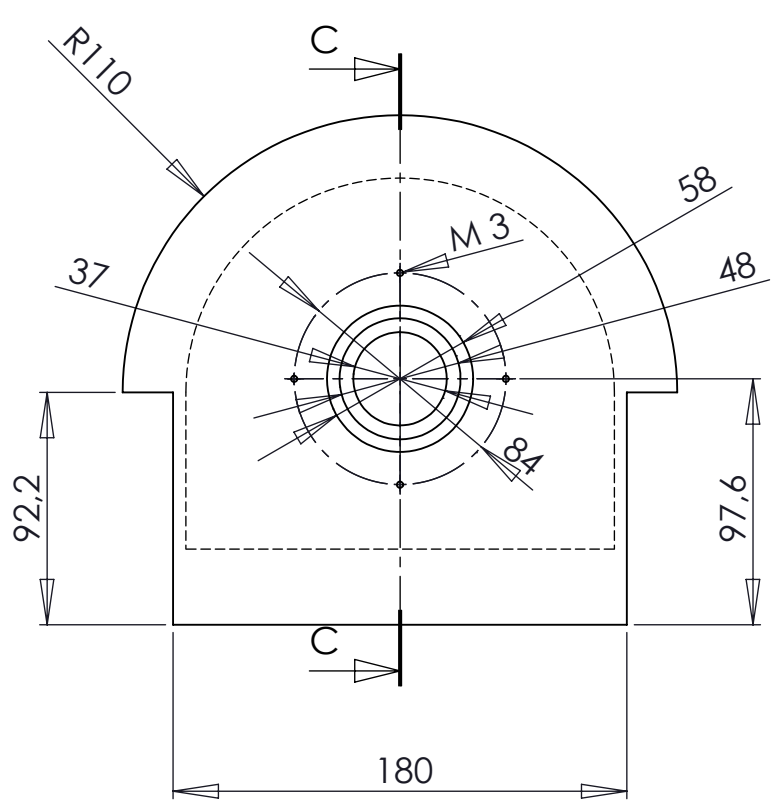


TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.


ESCALA 1:12

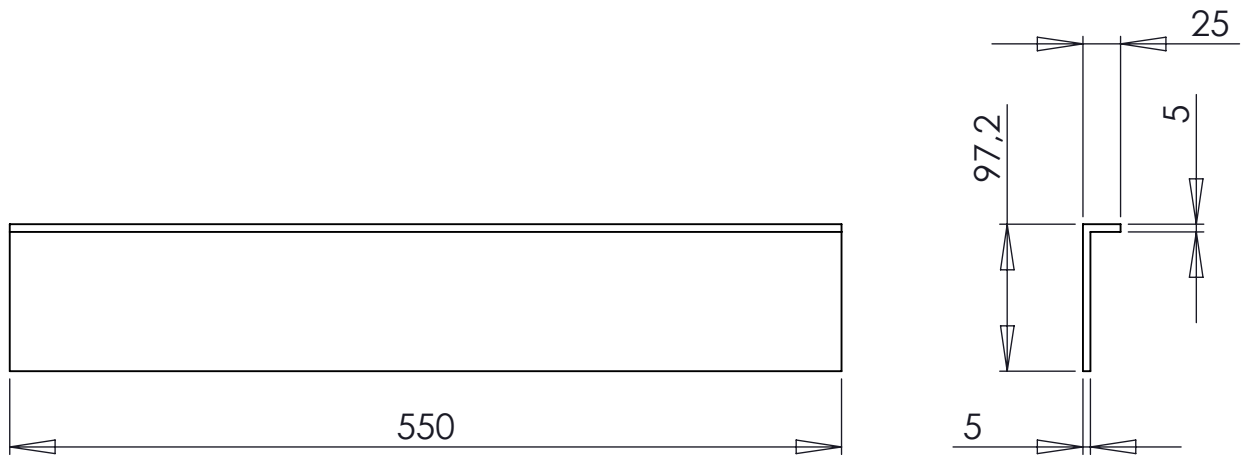


DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS				
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA: 1:8 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Placa sustentadora			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.23

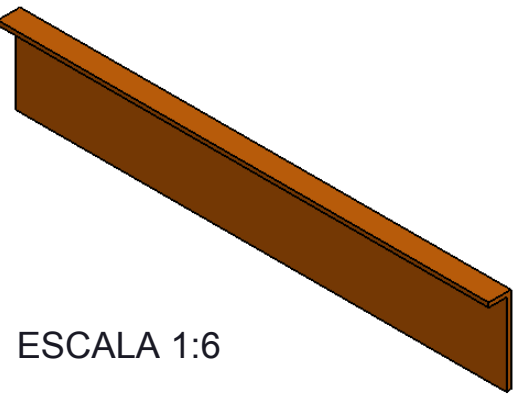


TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS				
	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:3 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Cara delantera			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.24



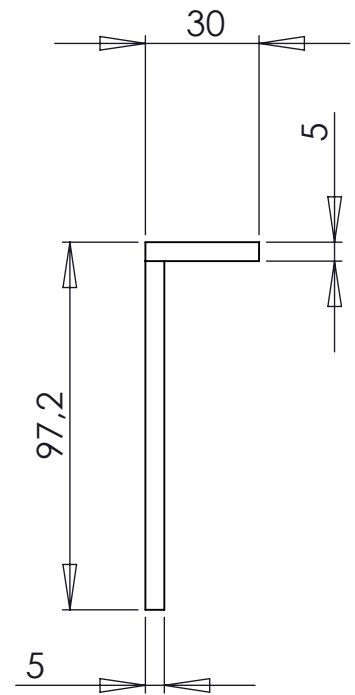
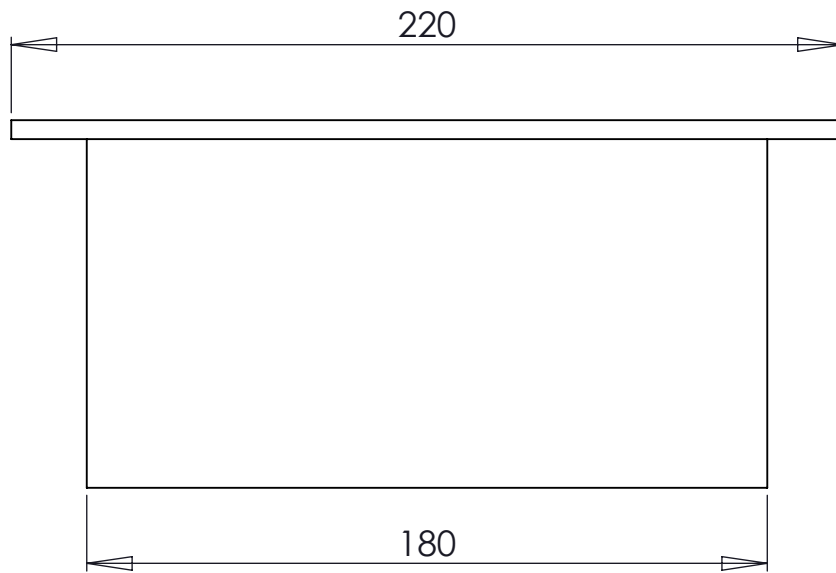
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.



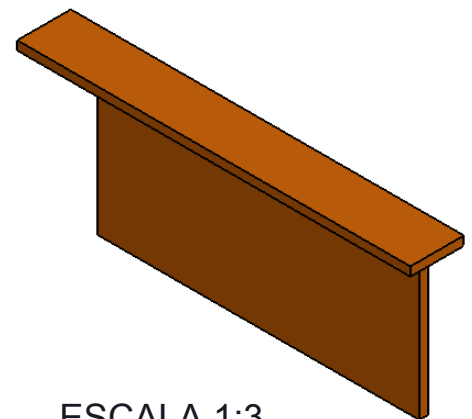
ESCALA 1:6

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS

	Fecha	Autor		ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:5 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Caras laterales			N° Conjunto: 1.00 N° Plano: 1.25





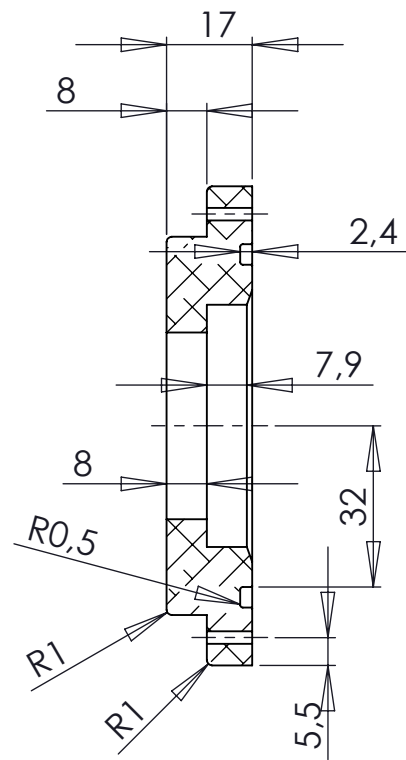
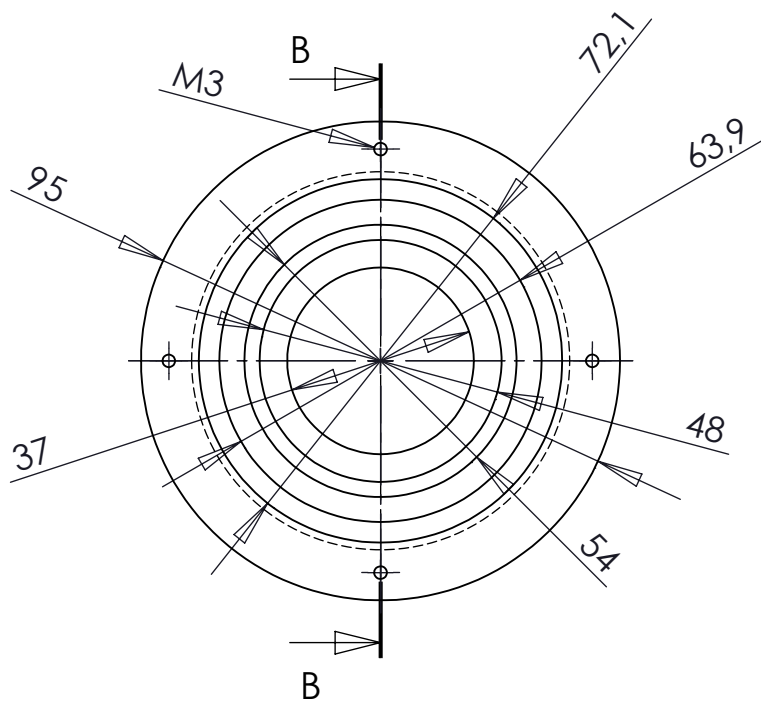
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.



ESCALA 1:3

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS

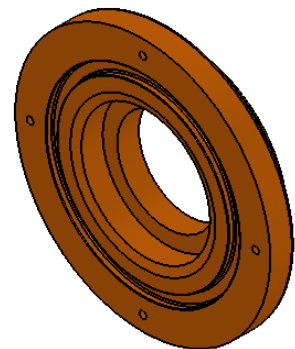
	Fecha	Autor		ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Cara trasera			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.26




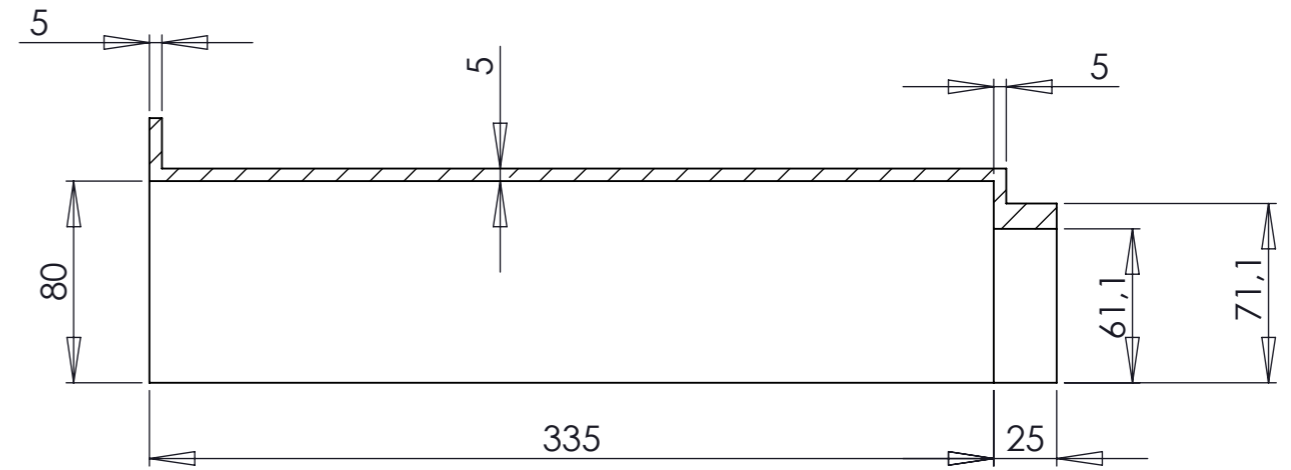
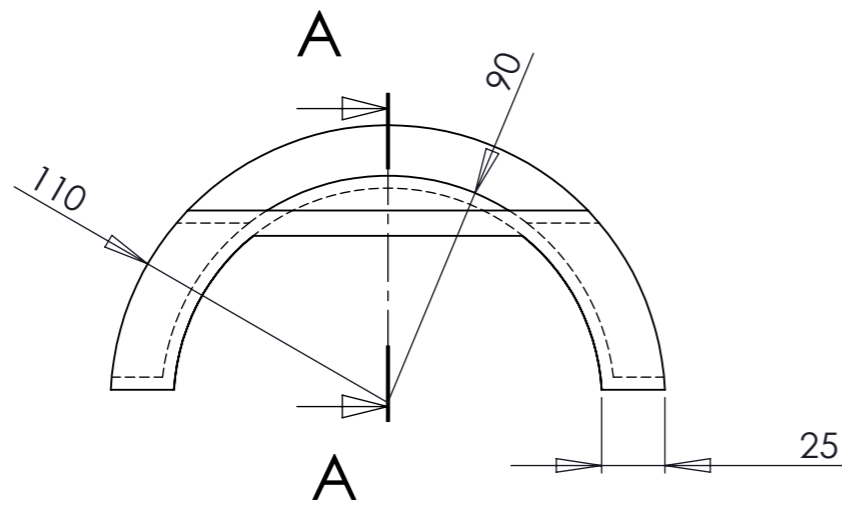
SECCIÓN B-B

TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

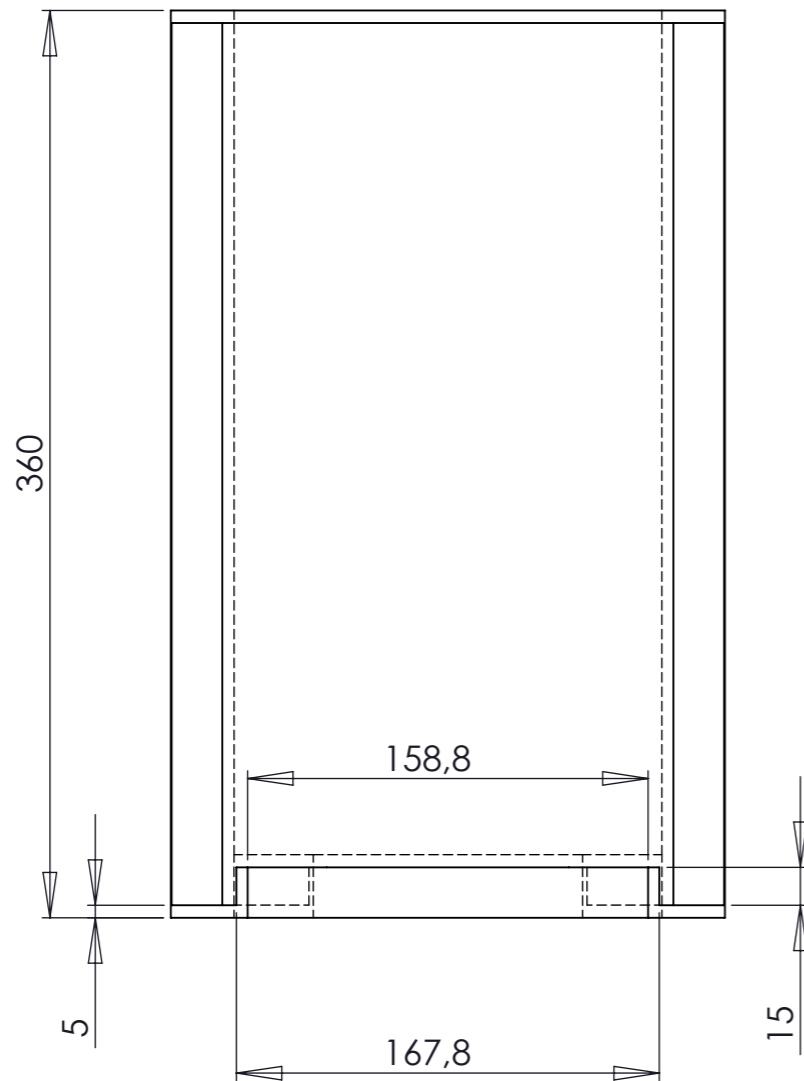
ESCALA 1:2



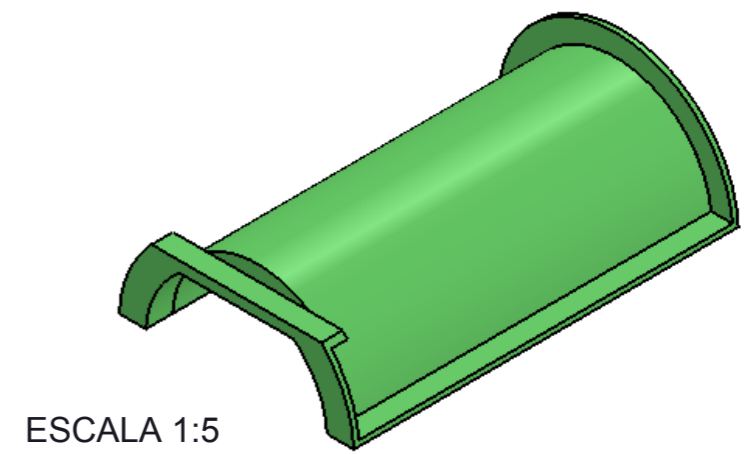
DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS				
	Fecha	Autor		ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:3	Conjunto: Turbina Hidrocinética			Nº Conjunto: 1.00
	Título: Tapa delantera			Nº Plano: 1.27





SECCIÓN A-A

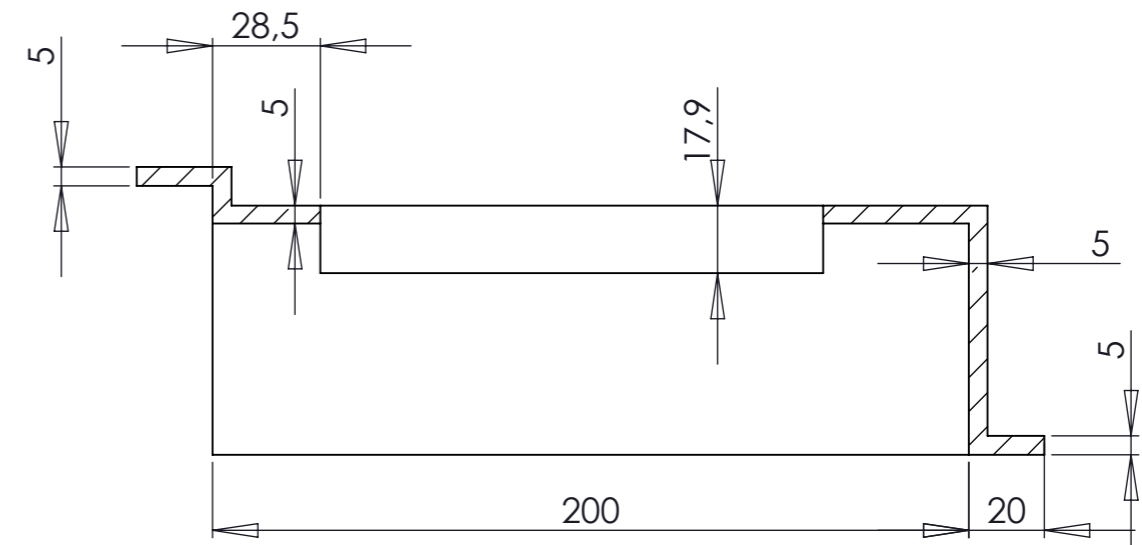
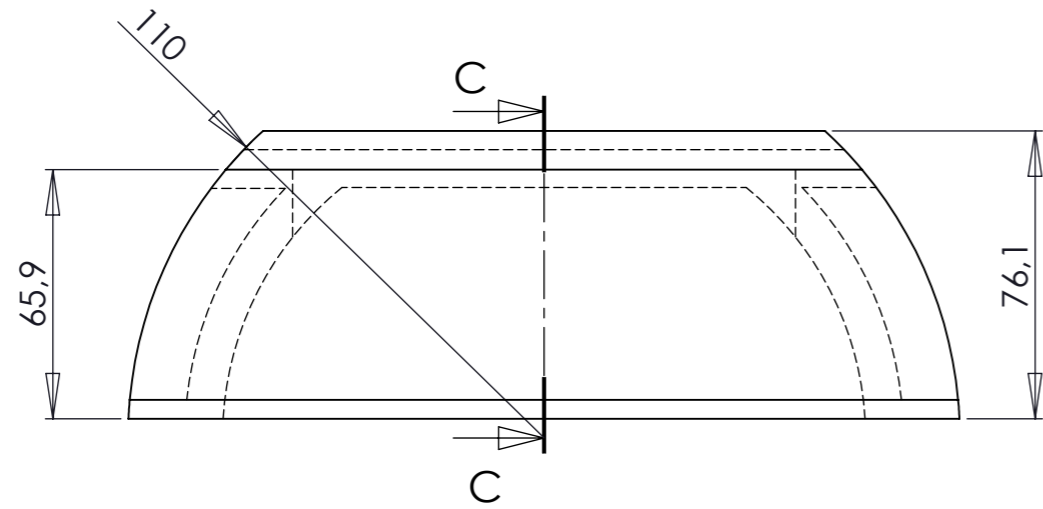


TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm, SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

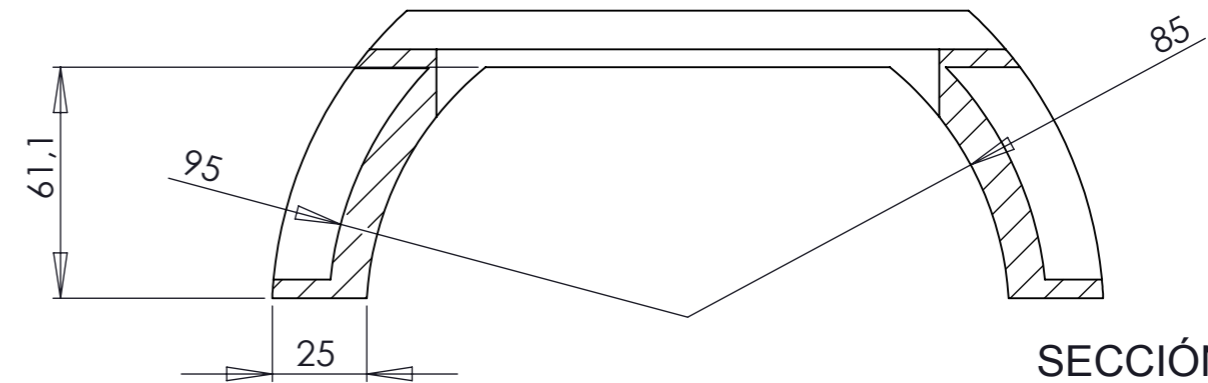
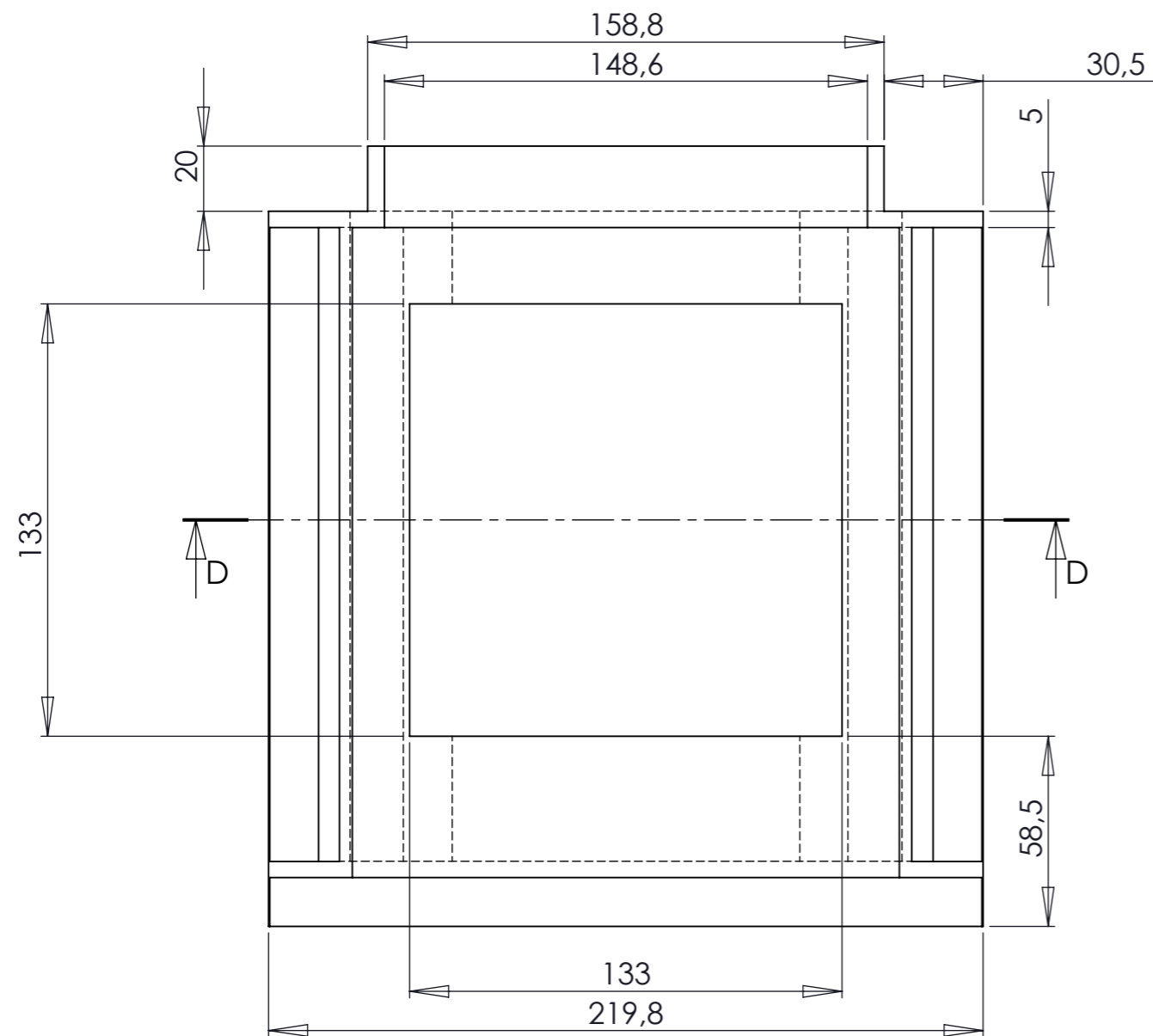


ESCALA 1:5

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS			
Dibujado	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Comprobado		Abid	
Id. s. normas		Filali Yachou	
	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:3	Conjunto: Turbina Hidrocinética		Nº Conjunto: 1.00
	Título: Tapa 1		Nº Plano: 1.28



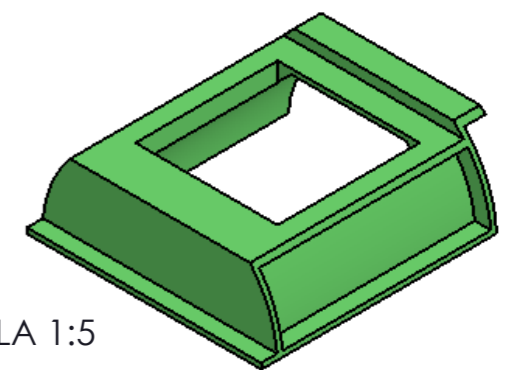
SECCIÓN C-C





SECCIÓN D-D

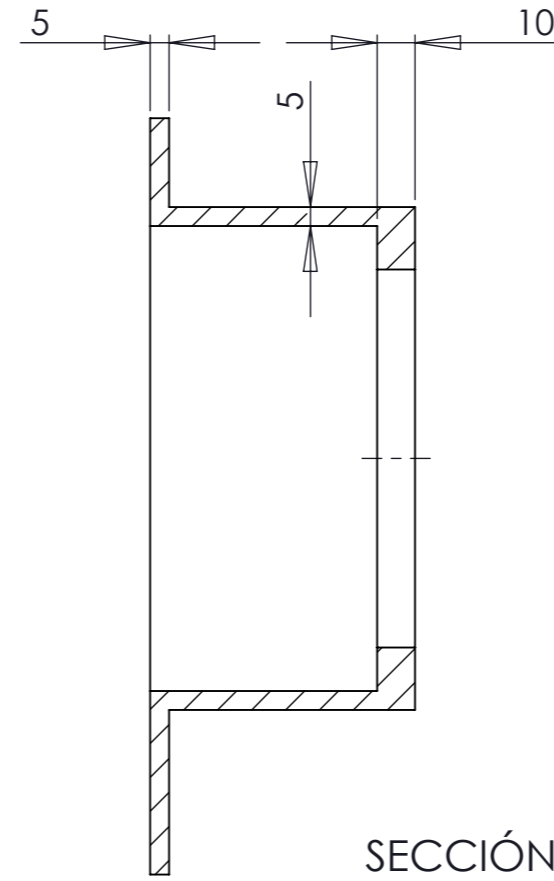
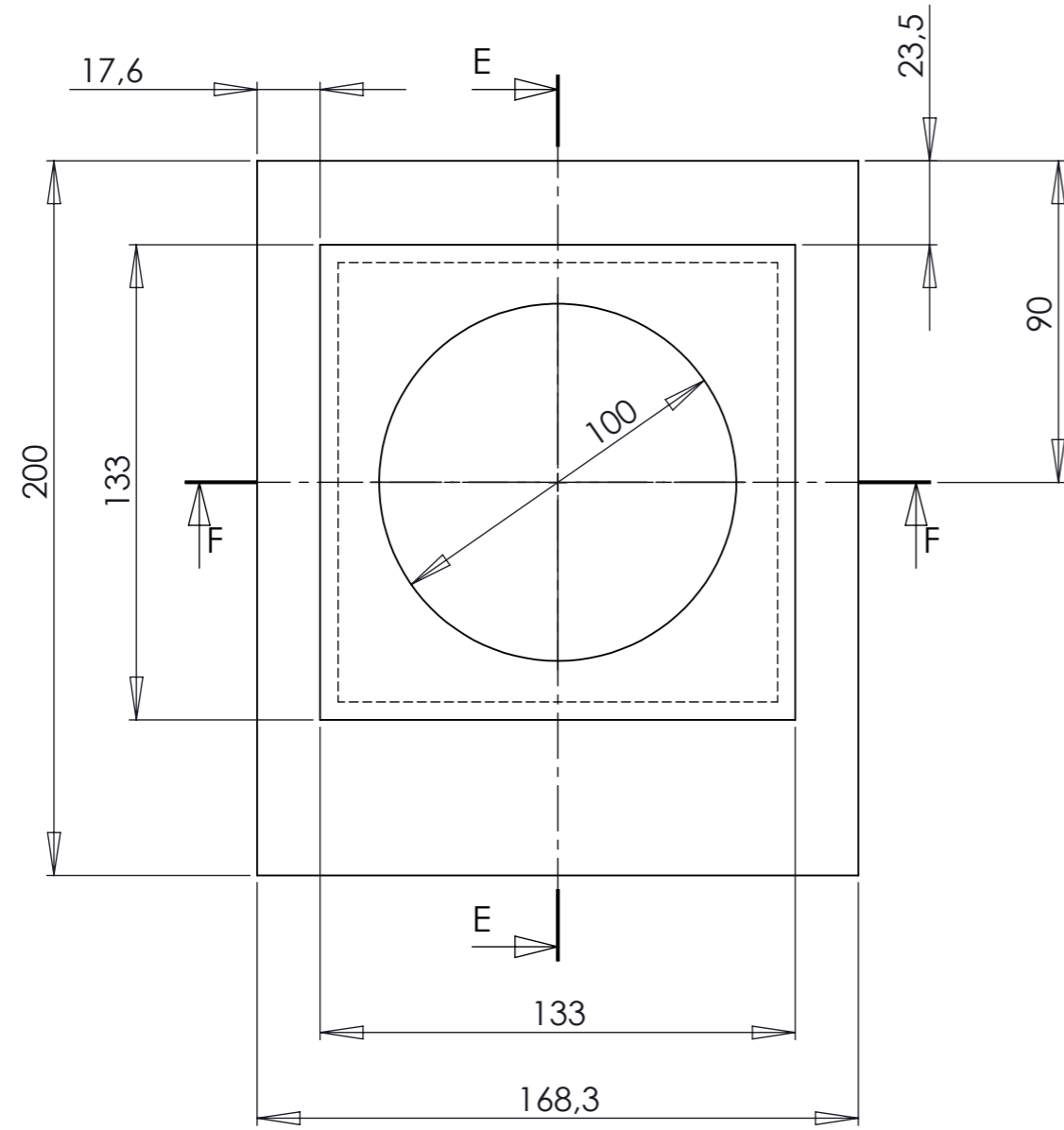
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

ESCALA 1:5

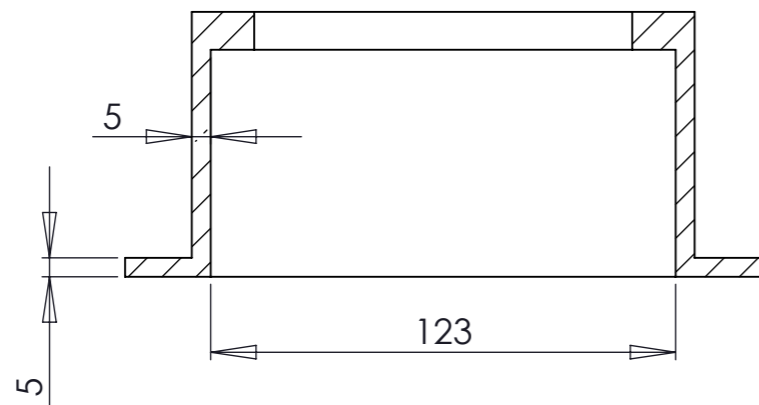


DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS

Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado	Abid	
Comprobado	Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN	
ESCALA: 1:2 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Tapa 2	Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.29

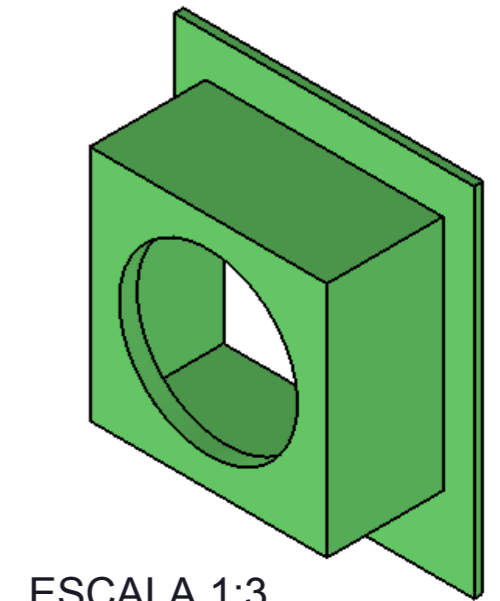


SECCIÓN E-E





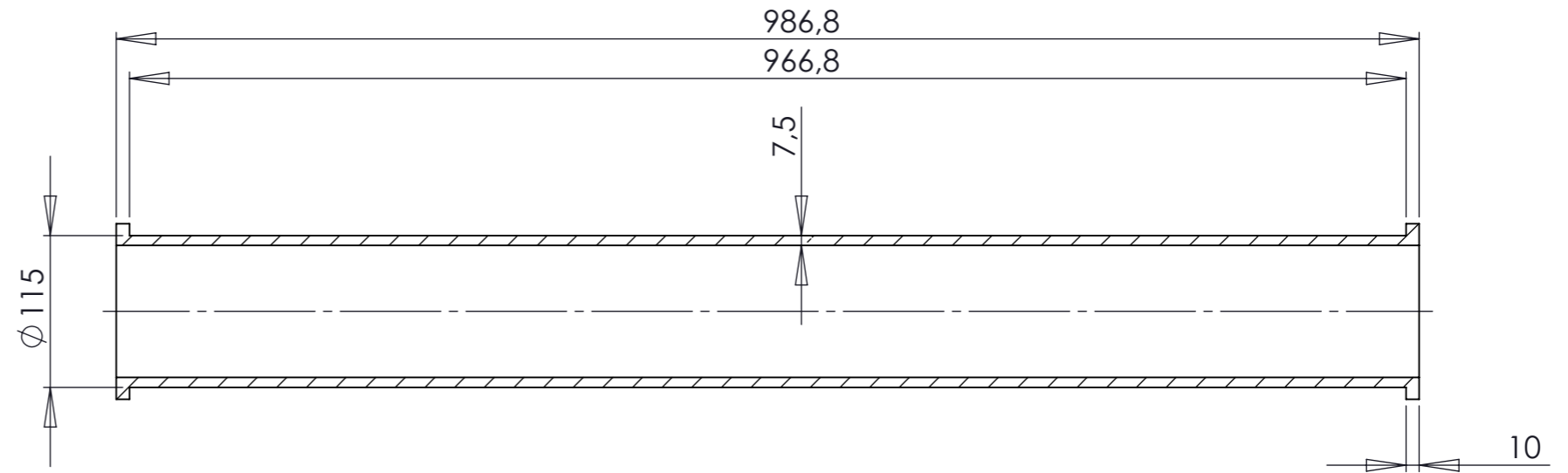
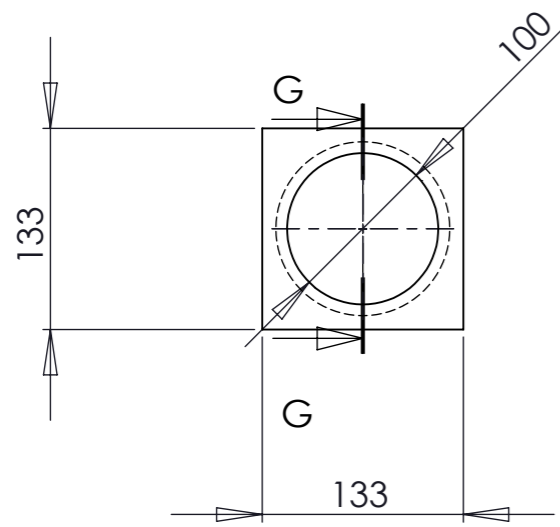
SECCIÓN F-F

TOLERANCIAS GENERALES DE $\pm 0,1$ mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

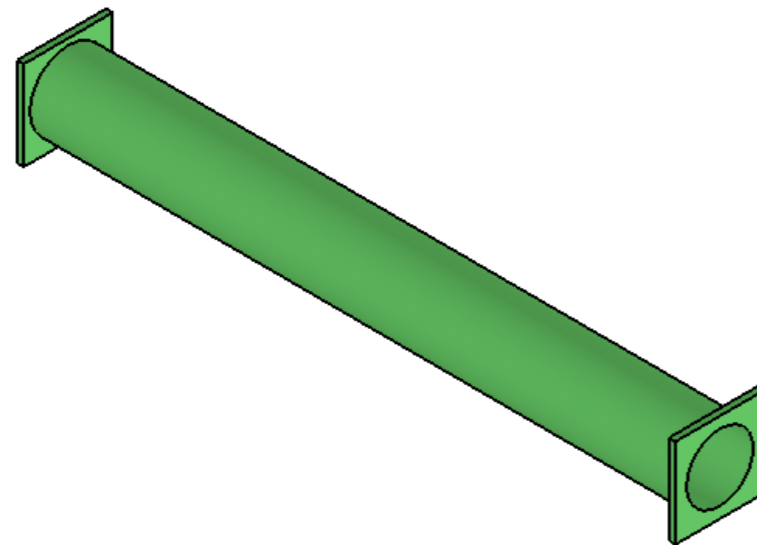


ESCALA 1:3

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS			
Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado	Abid		
Comprobado	Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:2 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Tapa 3		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.30





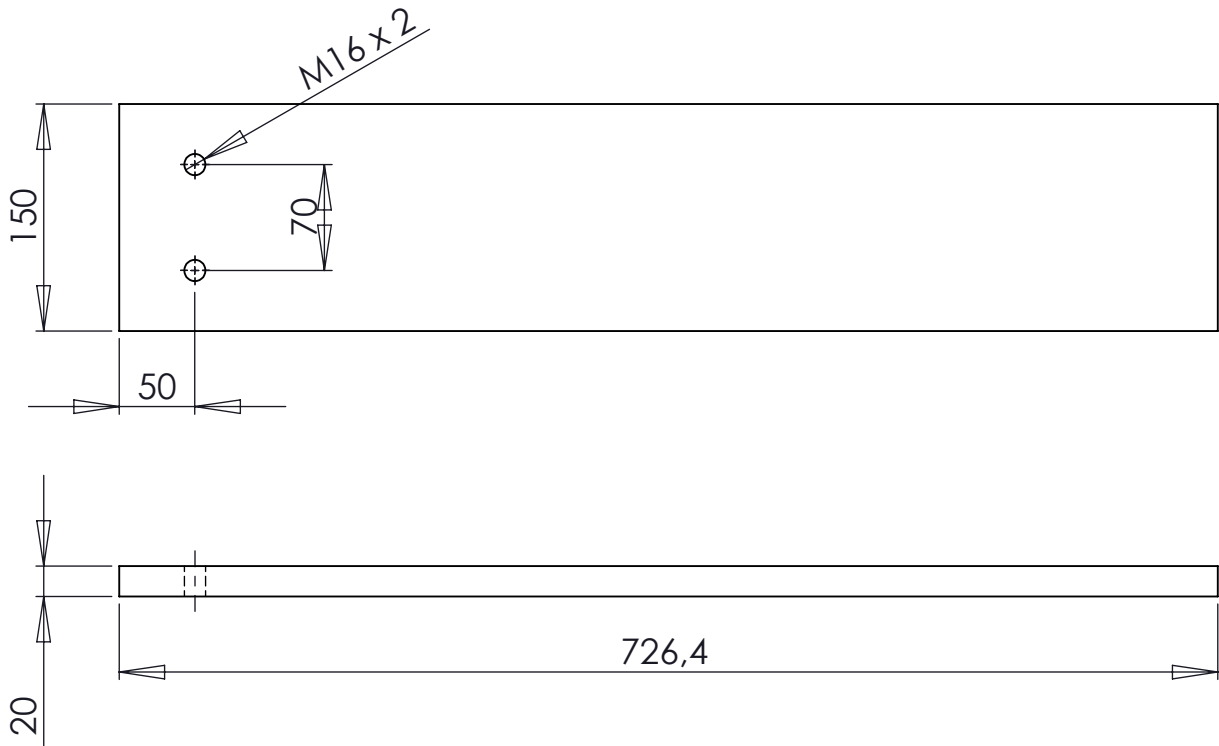
SECCIÓN G-G



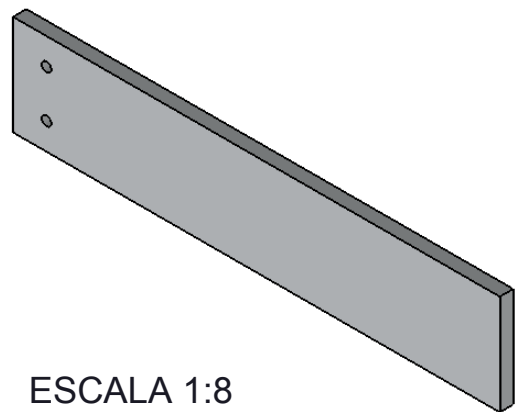
ESCALA 1:8

TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS			
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:5	Conjunto: Turbina Hidrocinética		Nº Conjunto: 1.00
	Título: Tubo		Nº Plano: 1.31





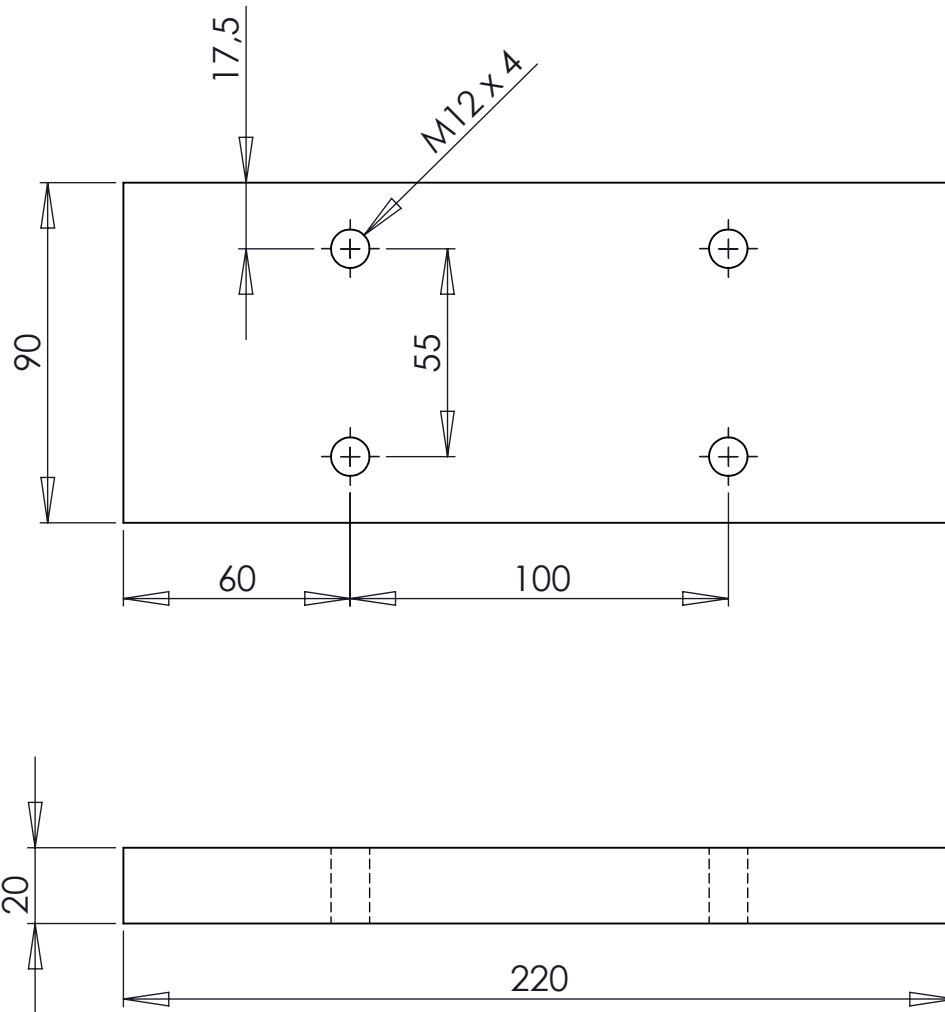
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.



ESCALA 1:8

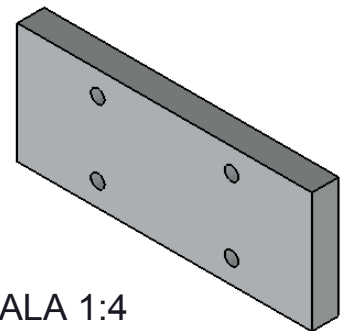
DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS



	Fecha	Autor		ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:5 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Aleta sustentadora			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.32

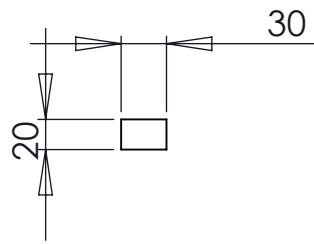


TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

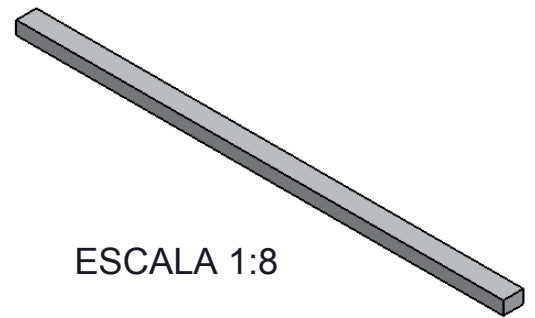
ESCALA 1:4



DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDRODINÁMICA PARA RÍOS				
	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Soporte aleta sustentadora			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.33




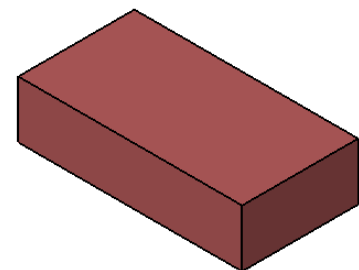
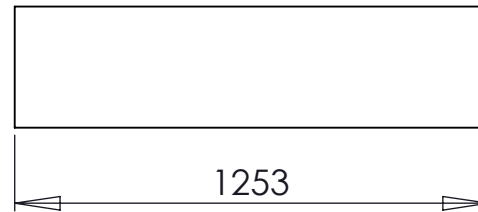
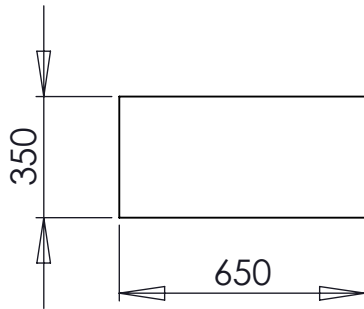
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.



ESCALA 1:8

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS

	Fecha	Autor	 ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:5 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Varilla aleta			N° Conjunto: 1.00 N° Plano: 1.34

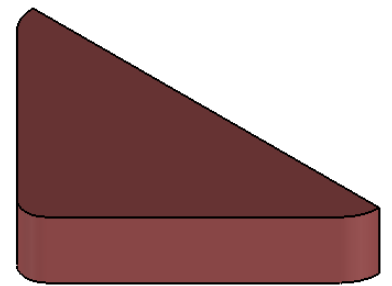
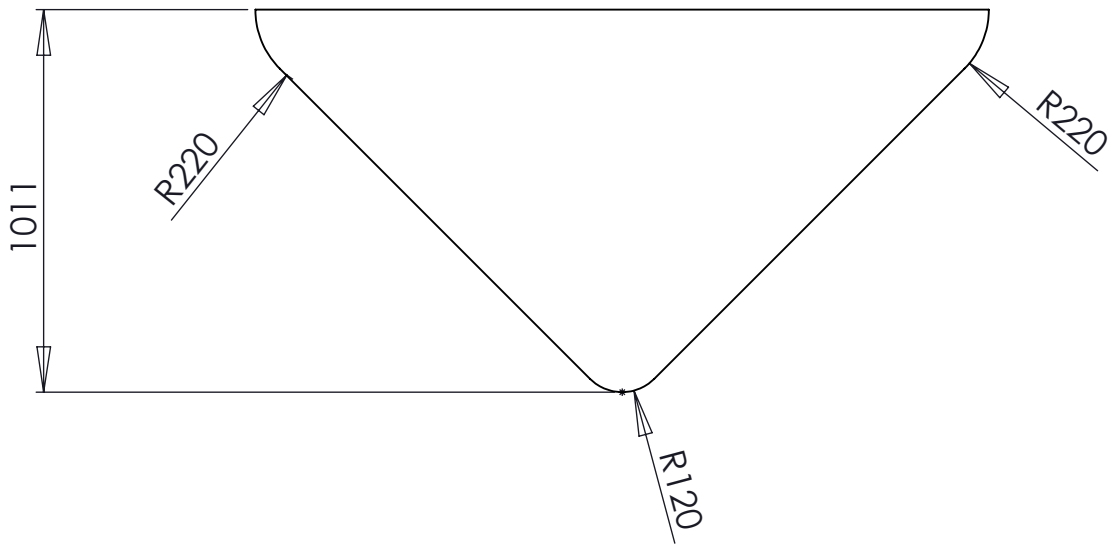
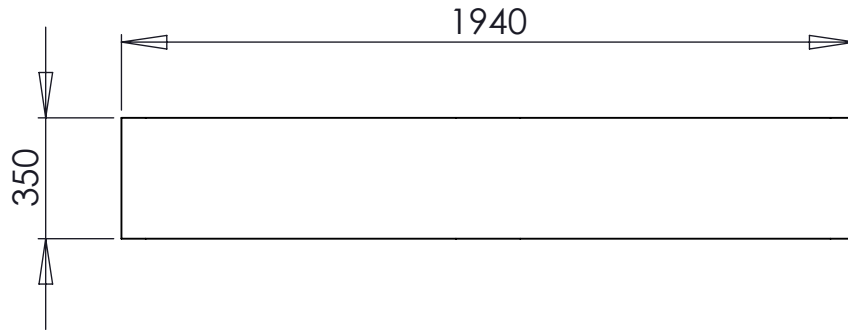


TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

ESCALA 1:30

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS

	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:20 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Poliuretano rectangular			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.35

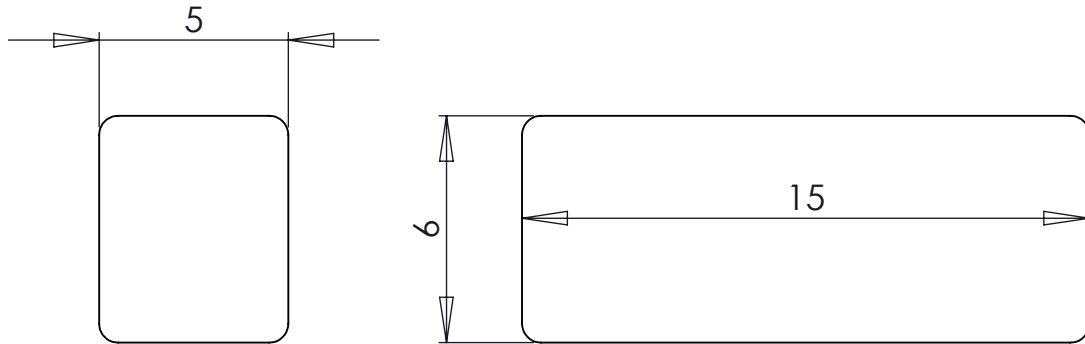


TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

ESCALA 1:30

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS

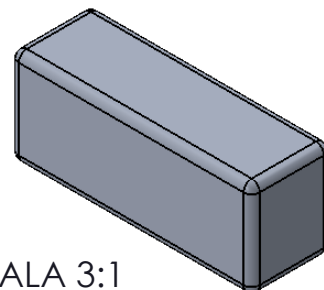
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:20 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Poliuretano triangular		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.36




REDONDEOS DE 0,5mm EN
TODAS ARISTAS EXTERIORES.

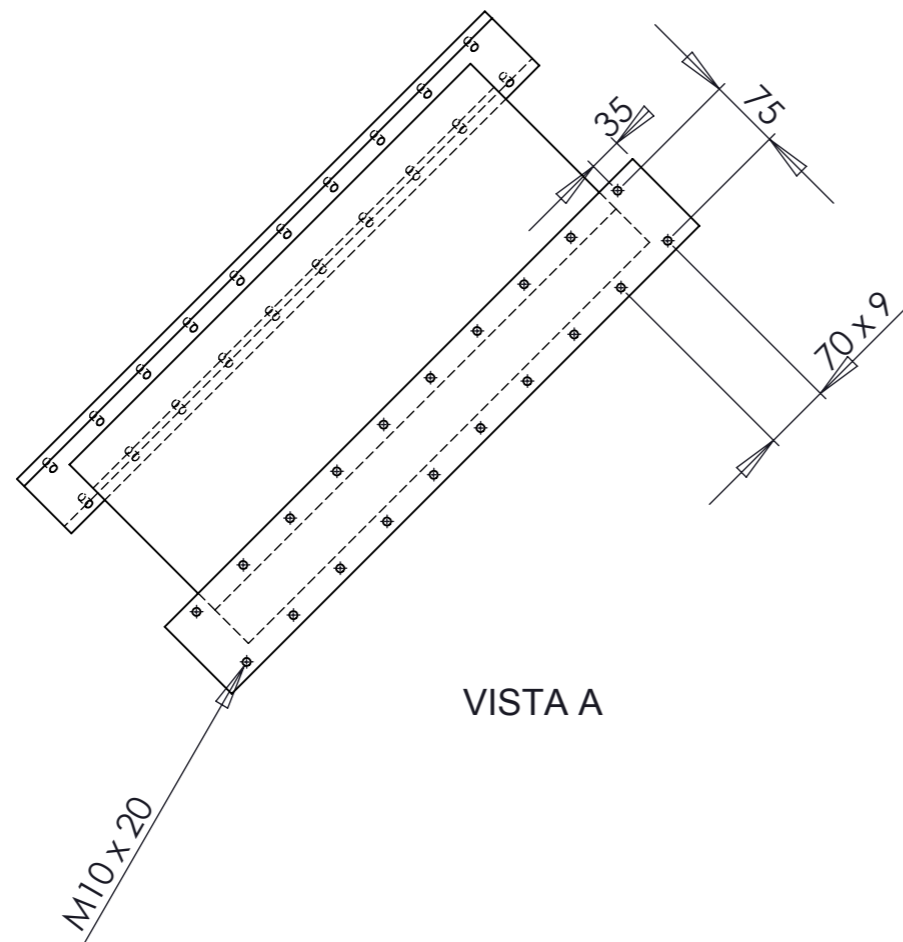
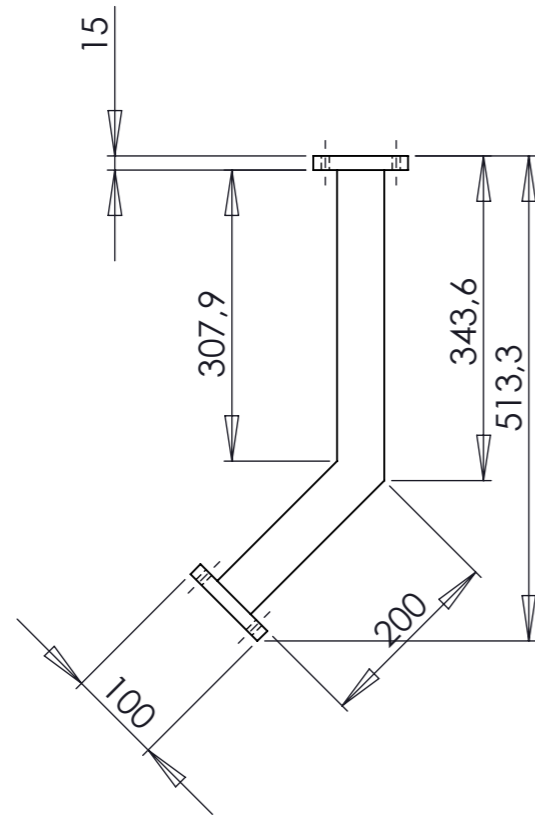
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

ESCALA 3:1

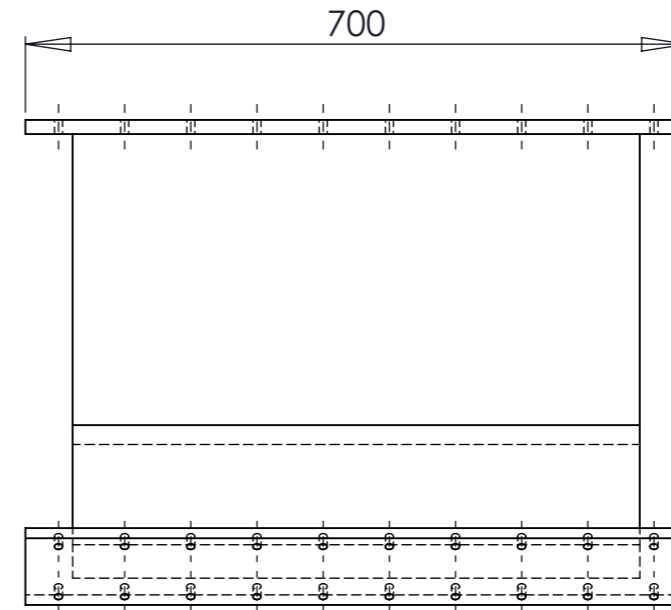


DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA PARA RÍOS

	Fecha	Autor	 ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid		
Comprobado		Filali Yachou		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 5:1 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Chaveta			Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.37

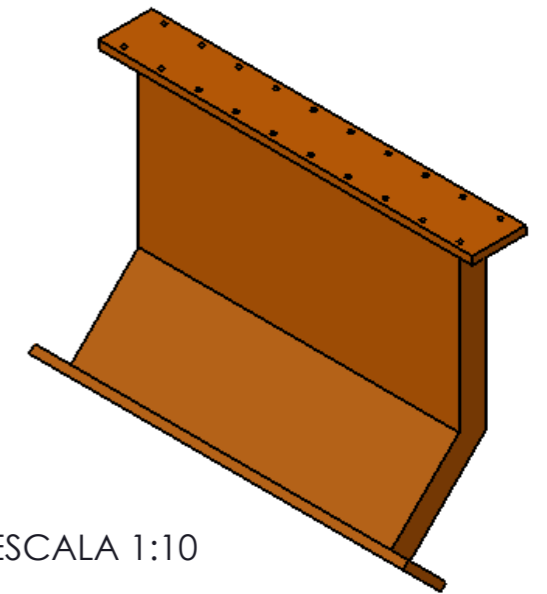


VISTA A



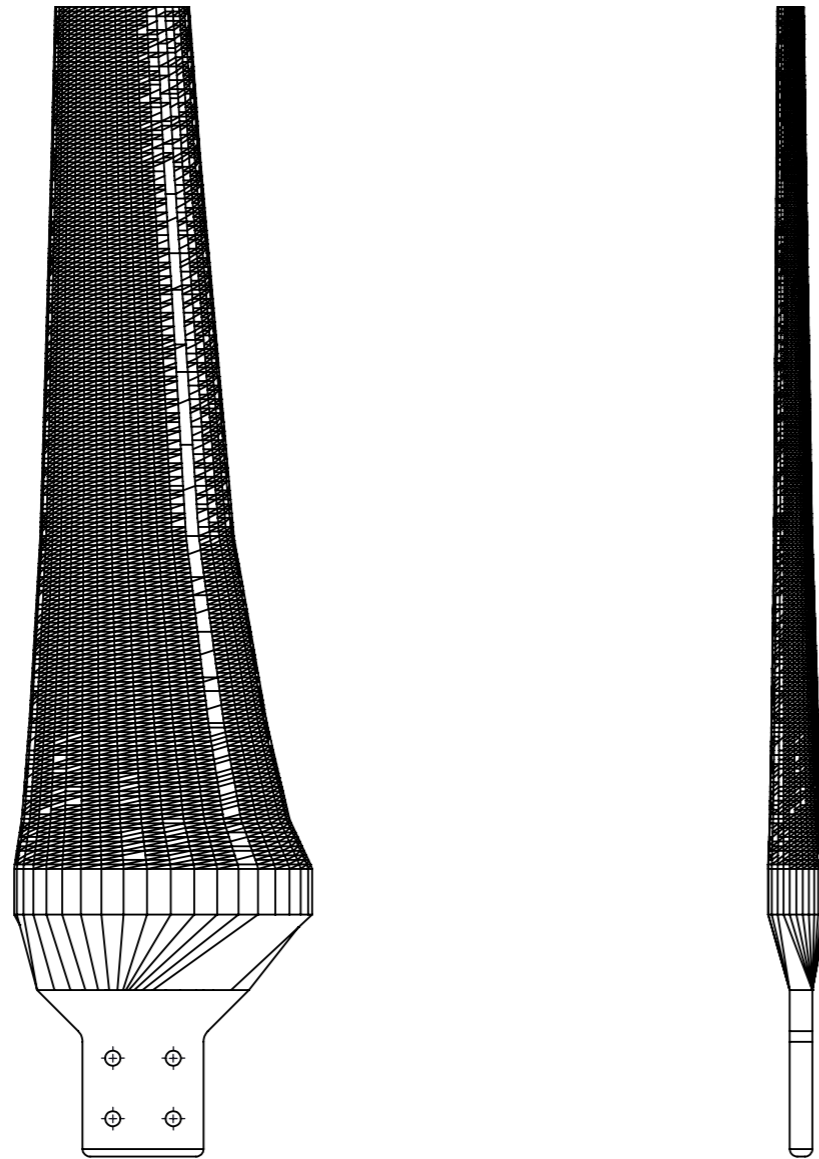
TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

ESCALA 1:10





DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS

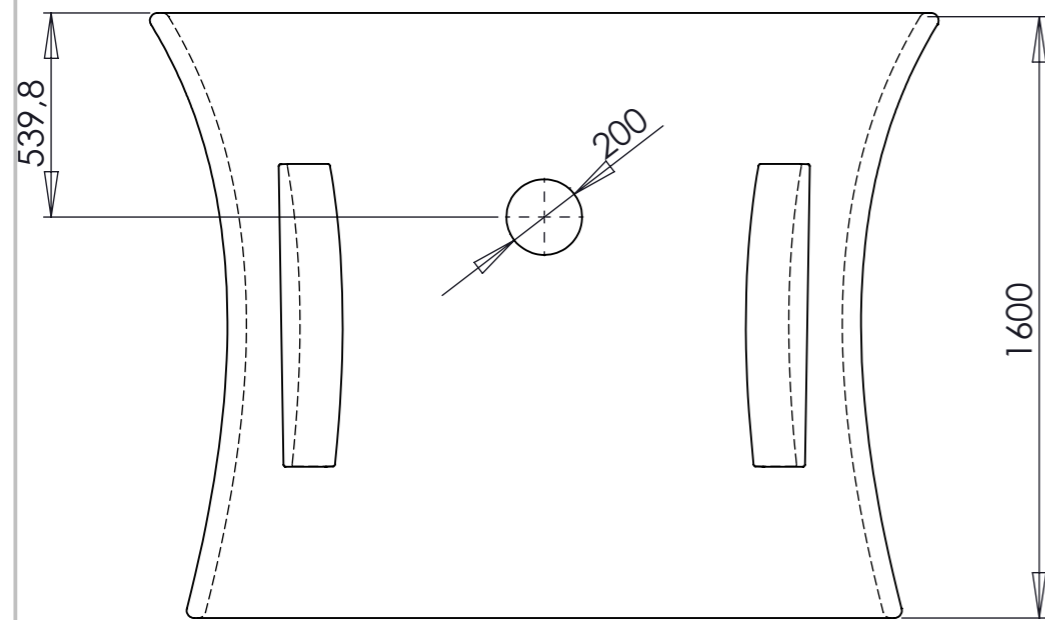
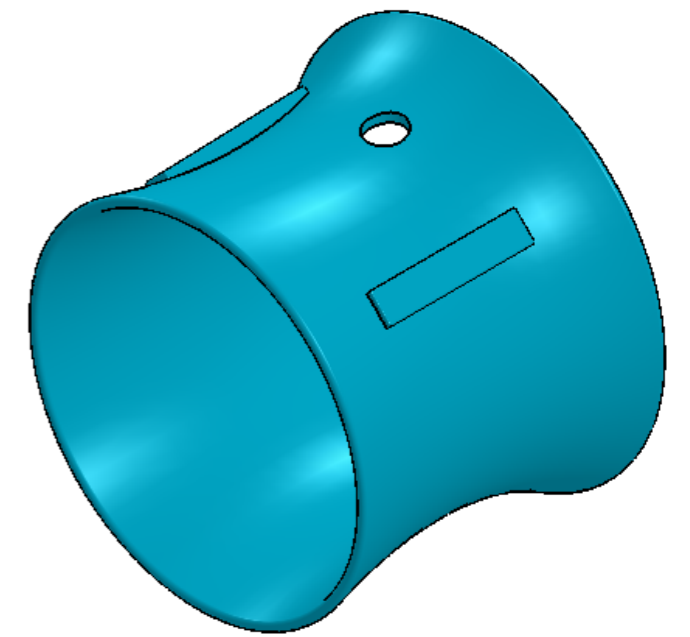
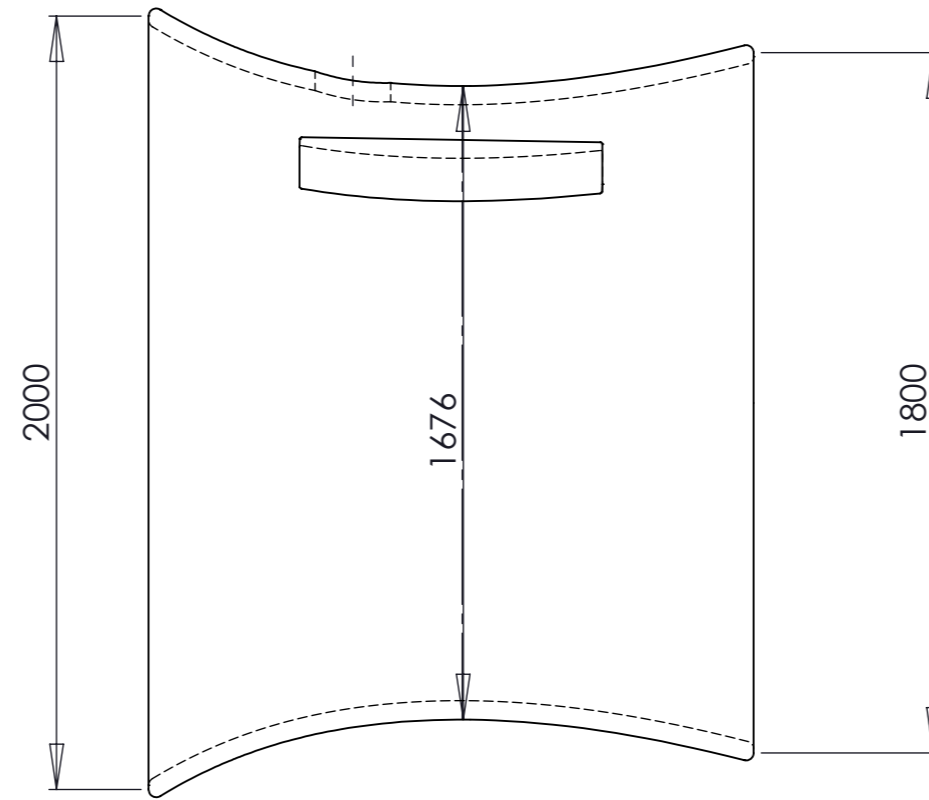
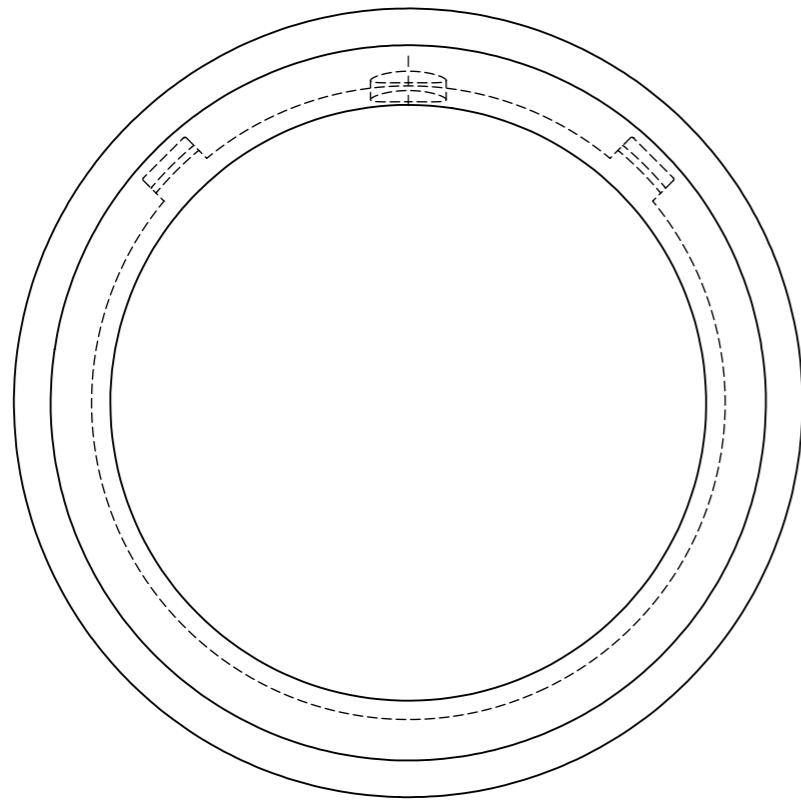
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:1:8 	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Soporte flotador		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano:1.38



LAS PALAS SERÁN DADAS EN CODIGO GCODE CUANDO SE VAYAN A DISEÑAR, PARA SER TRATADAS DIRECTAMENTE CON LA FRESADORA.



TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm, SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS			
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna
ESCALA: S/E	Conjunto: Turbina Hidrocinética		Nº Conjunto: 1.00
	Título: Carcasa turbina		Nº Plano: 1:39



TOLERANCIAS GENERALES DE +/- 0,1 mm,
SALVO ESPECIFICACIÓN CONTRARIA.

ESCALA 1:30

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROKINÉTICA PARA RÍOS			
	Fecha	Autor	 ESCUELA TECNICA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado		Abid	
Comprobado		Filali Yachou	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:20	Conjunto: Turbina Hidrocinética Título: Carcasa turbina		Nº Conjunto: 1.00 Nº Plano: 1.40

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

ANEXO III: DOCUMENTACIÓN COMPLEMENTARIA

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Título:

DISEÑO Y CÁLCULO DE TURBINA HIDROCINÉTICA
PARA RÍOS

Alumno: Abid Filali Yachou

Tutor: Carmelo Militello Militello



Wind Turbine Permanent Magnet Generator/ Alternator

Ginlong Technologies GL-PMG-3500

World Leading Professional Wind Turbine Parts Supplier

Electrical Specification

Rated Output Power(W):	3500
Rated Rotatoin Speed (RPM):	250
Recified DC Current at Rated Output (A):	11
Requied Torque at Rated Power (NM):	150
Phase Resistance (Ohms):	5.1
Output Wire Square Section (mm ²):	6
Output Wire Length (mm):	700
Insultation:	H Class
Generator configuration:	3 Phase star connected AC output
Design Lifetime:	>20 years

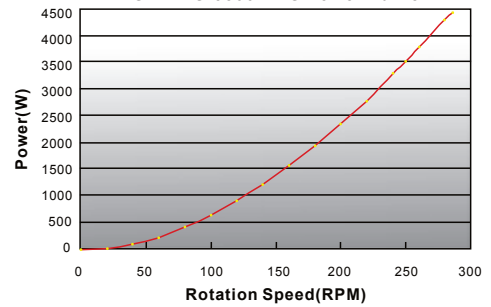
Mechanical Specification

Mounting Type:	Vertical
Weight (Kgs):	75.5
Starting Torque (NM):	<2.0
Rotor Inertia (Kg.m ²):	0.066
Bearing Type:	High standard NSK 6209DDU (Front) NSK 6309DDU (Rear)

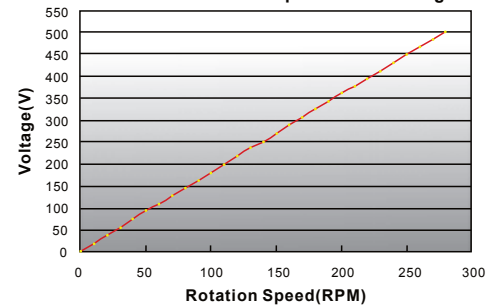
Material Specification

Shaft Material:	Nickle plated 40 Cr Steel with quenching and tempering treatment
Shaft Bearing:	High standard SKF or NSK bearing
Outer Frame Material:	Steel with anti-corrosion treatment
Fasteners (nuts and bolts):	High standard Stainless Steel
Windings Temperature Rating:	180 degrees Celsius
Magnet Material:	NdFeB (Neodymium Iron Boron)
Magnets Temperature Rating:	150 degrees Celsius
Lamination Stack:	High specification cold-rolled Steel

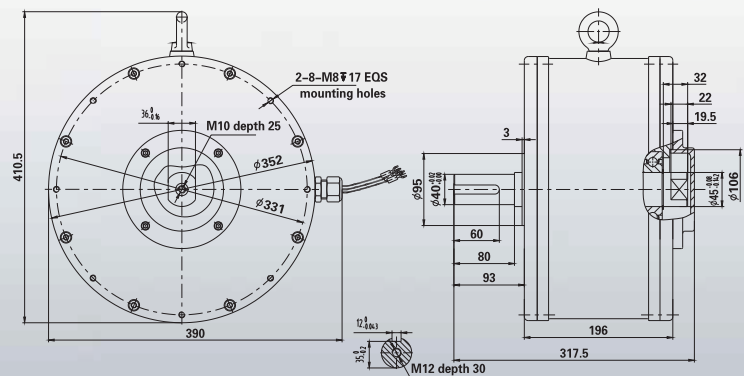
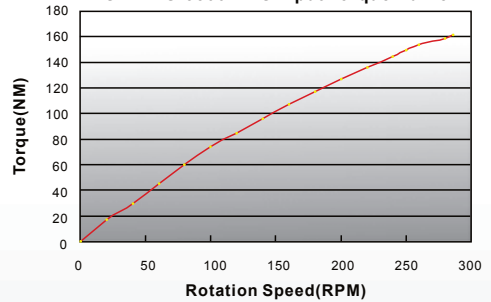
GL-PMG-3500 PMG Power Curve



GL-PMG-3500 PMG Open Circuit Voltage



GL-PMG-3500 PMG Input Torque Curve



Wind Turbine Permanent Magnet Generator/Alternator

Ginlong Technologies GL-PMG-5K

World Leading Professional Wind Turbine Parts Supplier

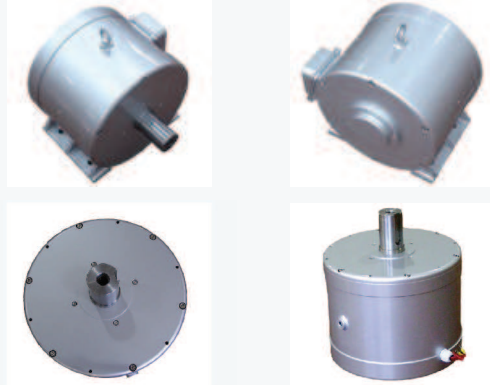


Features

- Interface provided for extension and braking system
- * Shaft bearing High standard SKF or NSK bearings.
 - * Fasteners (nuts and bolts) High standard Stainless Steel.
 - * Lamination stack High specification cold-rolled Steel.
 - * Windings temperature rating 180 degrees Celsius.
 - * Magnet material NdFeB (Neodymium Iron Boron).
 - * Magnets temperature rating 150 degrees Celsius.
 - * Generator configuration 3 Phase star connected AC output.
 - * Low start up speed due to low cogging and resistive torque design.
 - * Gearless, direct drive, low RPM generator.
 - * High standard, quality components for use in harsh and extreme environments for wind turbines.
 - * High efficiency and Low mechanical resistance energy loss.
 - * Generator is designed using specially selected material and treated to resist corrosion and oxidation.
 - * Designed for reliable and long operational lifetime under long-term full output. Designed for 20-year operation life.
 - * Patent protected design.

High Quality and Reliable Product

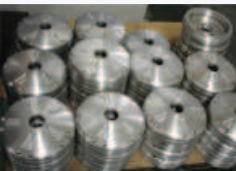
We have an extremely strict quality control procedure. Although we offer world class design and quality in our products, our prices still extremely competitive globally. We warmly welcome you to contact us to discuss about your product and design and allow us to answer any questions you may have.



Modern Manufacture & Strict QC

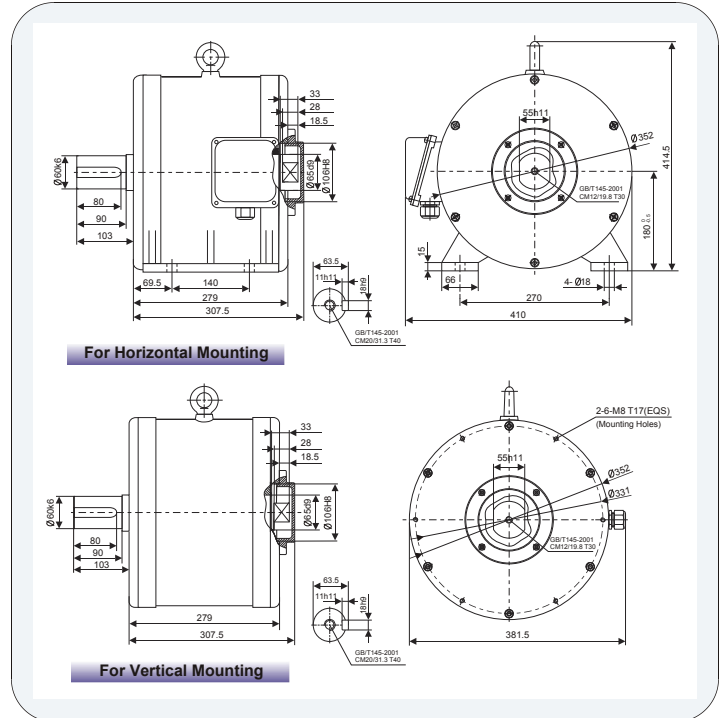


We have some of the latest and most advanced tools, equipment and machines at our disposal along with the modern computers and newest software packages backed up with years of design experience.

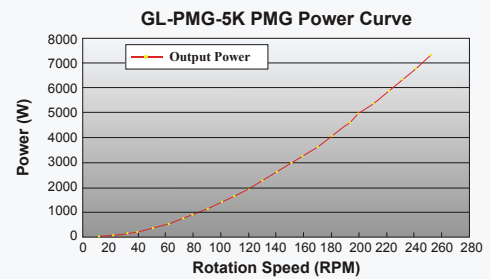


We have successfully producing over thousands of PMGs to European and American customers.

Dimensions



Power Curve



Research & Development

Where we differ from traditional manufacturing companies is our very strong research and development ability. Our R&D team consists of several Ph.D. holders and industry experts to spear head the team. They all have many years of experience in their respective areas of research and expertise which is crucial



Ningbo Ginlong Technologies Co., Ltd.

No. 305 Penglai Road, Xiangshan Industrial Estate, Dancheng, Xiangshan, Ningbo, Zhejiang, 315700, P.R.China

URL: www.ginlong.com
Email: info@ginlong.com



Tel: (+86) 574 6578 1806
Fax: (+86) 574 6578 1606

Especificaciones

Modelo N°		Etapas	Relación ¹	AFR042	AFR060	AFR075	AFR100	AFR140	AFR180	AFR220	
Par nominal de salida T _{2N}	Nm	1	3	9	36	90	195	342	588	1.140	
			4	12	48	120	260	520	1.040	1.680	
			5	15	60	150	325	650	1.200	2.000	
			6	20	55	150	310	600	1.100	1.900	
			7	19	50	140	300	550	1.100	1.800	
			8	17	45	120	260	500	1.000	1.600	
			9	14	40	100	230	450	900	1.500	
			10	14	40	100	230	450	900	1.500	
			14	-	42	140	300	550	1.100	1.800	
			20	-	40	100	230	450	900	1.500	
		2	15	14	-	-	-	-	-	-	-
			20	14	-	-	-	-	-	-	-
			25	15	60	150	325	650	1.200	2.000	
			30	20	55	150	310	600	1.100	1.900	
			35	19	50	140	300	550	1.100	1.800	
			40	17	45	120	260	500	1.100	1.600	
			45	14	40	100	230	450	900	1.500	
			50	14	60	100	230	650	1.200	2.000	
			60	20	55	150	310	600	1.100	1.900	
			70	19	50	140	300	550	1.100	1.800	
80	17	45	120	260	500	1.000	1.600				
90	14	40	100	230	450	900	1.500				
100	14	40	100	230	450	900	1.500				
120	-	-	150	310	600	1.100	1.900				
140	-	-	140	300	550	1.100	1.800				
160	-	-	120	260	550	1.000	1.600				
180	-	-	100	230	450	900	1.500				
200	-	-	100	230	450	900	1.500				
Par máximo de salida T _{2B}	Nm	1,2	3~200	3 veces el par nominal de salida							
Velocidad nominal de entrada n _{1n}	rpm	1,2	3~200	5,000	5,000	4,000	4,000	3,000	3,000	2,000	
Velocidad máxima de entrada n _{1B}	rpm	1,2	3~200	10,000	10,000	8,000	8,000	6,000	6,000	4,000	
Juego angular Micro P ₀	arcmin	1	3~20	-	-	≤2	≤2	≤2	≤2	≤2	
		2	25~100	-	-	≤4	≤4	≤4	≤4	≤4	
Juego angular Reducido P ₁	arcmin	1	3~10	≤4	≤4	≤4	≤4	≤4	≤4	≤4	
		2	25~200	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7	
Juego angular Estándar P ₂	arcmin	1	25~200	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	
		2	25~200	≤9	≤9	≤9	≤9	≤9	≤9	≤9	
Rigidez torsional	Nm/arcmin	1,2	3~200	3	7	14	25	50	145	225	
Carga radial máxima F _{2rB}	N	1,2	3~200	610	1,400	4,100	9,200	14,000	18,000	33,000	
Carga axial máxima F _{2a1B}	N	1,2	3~200	302	1,000	3,300	5,220	10,800	13,000	25,000	
Carga axial máxima F _{2a2B}	N	1,2	3~200	320	1,100	3,700	5,800	11,400	19,500	16,300	
Vida útil	hr	1,2	3~200	30,000*							
Rendimiento	%	1	3~20	≥95%							
		2	25~200	≥92%							
Peso	kg	1	3~20	0.9	2.1	6.4	13.9	23.7	50	83	
		2	25~200	1.2	1.5	7.8	15.1	26.7	54	94	
Temperatura de trabajo	°C	1,2	3~200	-10°C~+90°C							
Lubricación		1,2	3~200	Grasa sintética de engranajes (NYOGEL 792D)							
Grado de protección IP		1,2	3~200	IP65							
Posición de montaje		1,2	3~200	Cualquier dirección							
Rumorosidad /n1=3000rpm)	dB	1,2	3~200	≤61	≤63	≤65	≤68	≤70	≤72	≤74	

! Material: Acero inoxidable

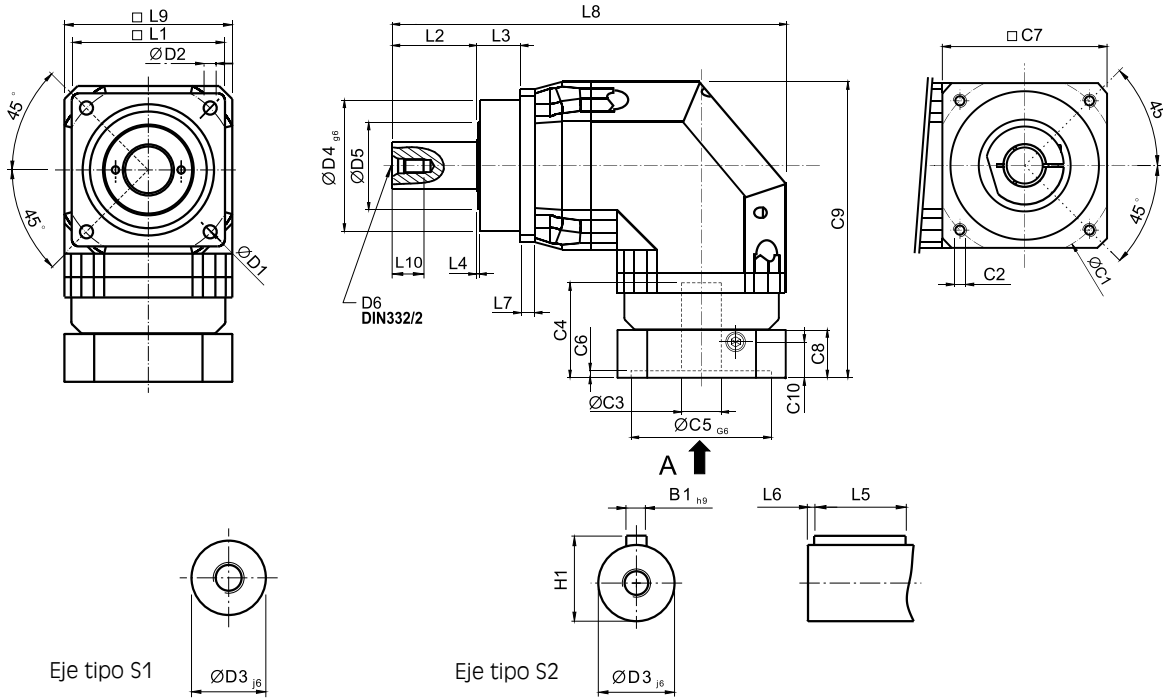
Inercia

Modelo N°		Etapas	Relación ¹	AFR042	AFR060	AFR075	AFR100	AFR140	AFR180	AFR220
	kg · cm ²	1	3~10	0.09	0.35	2.25	6.84	23.4	68.9	135.4
			14	-	0.07	1.87	6.25	21.8	65.6	119.8
			20	-	0.07	1.87	6.25	21.8	65.6	119.8
		2	15	0.09	-	-	-	-	-	-
			20	0.09	-	-	-	-	-	-
			25~100	0.09	0.09	0.35	2.25	6.84	23.4	68.9
120-200	-	-	-	0.31	1.87	6.25	21.8	65.6		

¹ Relación reducción (i=N_{entrada}/N_{salida})

² Aplicado al centro del eje de salida a 100 rpm

* S1 Vida útil 15.000 horas

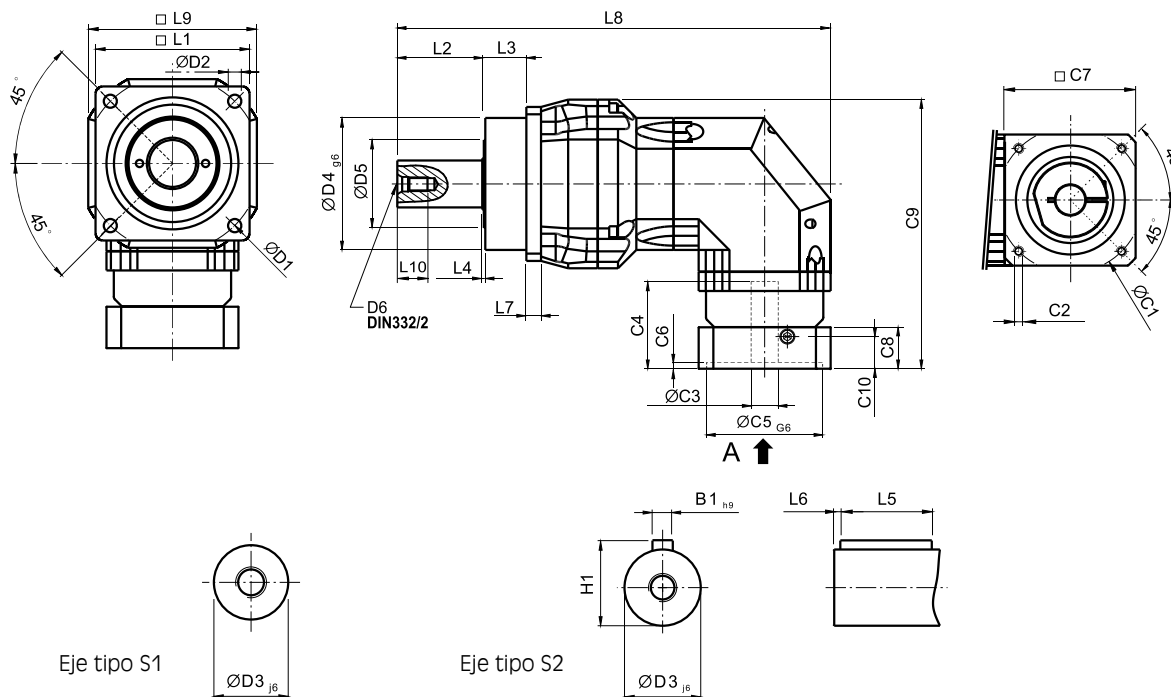


Unidad (mm)

Medida	AFR042	AFR060	AFR075	AFR100	AFR140	AFR180	AFR220
D1	50	68	85	120	165	215	250
D2	3.4	5.5	6.8	9	11	13	17
D3 _{j6}	13	16	22	32	40	55	75
D4 _{g6}	35	60	70	90	130	160	180
D5	22	54	60	80	75	95	115
D6	M4 x 0.7P	M5 x 0.8P	M8 x 1.25P	M12 x 1.75P	M16 x 2P	M20 x 2.5P	M20 x 2.5P
L1	42	62	76	105	142	180	220
L2	19.5	28.5	36	58	82	82	105
L3	6.5	20	20	30	30	30	33
L4	1	1.5	2	2	3	3	3
L5	16	25	32	40	63	70	90
L6	2	2	3	5	5	6	7
L7	4	6	7	10	12	15	20
L8	111.5	150	219	269.5	338.5	397	484
L9	42	60	90	115	142	180	220
L10	10	12.5	19	28	36	42	42
C1 ³	46	70	100	130	165	215	235
C2 ³	M4 x 0.7P	M5 x 0.8P	M6 x 1P	M8 x 1.25P	M10 x 1.5P	M12 x 1.75P	M12 x 1.75P
C3 ³	≤11	≤14 / ≤16	≤19 / ≤24	≤32	≤38	≤48	≤55
C4 ³	25	34	40	50	60	85	116
C5 ³ _{G6}	30	50	80	110	130	180	200
C6 ³	3.5	8	4	5	6	6	6
C7 ³	42	60	90	115	142	190	220
C8 ³	29.5	19	17	19.5	22.5	29	63
C9 ³	90.5	111.5	152.5	191.5	235.5	303.5	378.5
C10 ³	8.75	13.5	10.75	13	15	20,75	53
B1 _{h9}	5	5	6	10	12	16	20
H1	15	18	24.5	35	43	59	79.5

3. C1~C10 son especificaciones dimensionales del motor. Disponemos de una amplia gama de bridas, para más información, diríjase a nuestro departamento de diseño o amplíe información en nuestra página web.

DIMENSIONES (2 etapas, relación i=15)



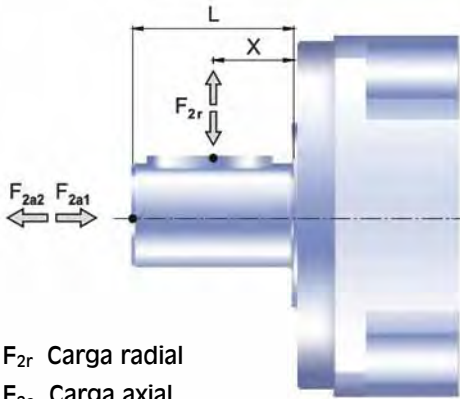
! AFR Transmisión a 90°

Unidad (mm)

Medida	AFR042	AFR060	AFR075	AFR100	AFR140	AFR180	AFR220
D1	50	68	85	120	165	215	250
D2	3.4	5.5	6.8	9	11	13	17
D3 _{j6}	13	16	22	32	40	55	75
D4 _{g6}	35	60	70	90	130	160	180
D5	22	45	60	80	75	95	115
D6	M4 x 0.7P	M5 x 0.8P	M8 x 1.25P	M12 x 1.75P	M16 x 2P	M20 x 2.5P	M20 x 2.5P
L1	42	62	76	105	142	180	220
L2	19.5	28.5	36	58	82	82	105
L3	6.5	20	20	30	30	30	33
L4	1	1.5	2	2	3	3	3
L5	16	25	32	40	63	70	90
L6	2	2	3	5	5	6	7
L7	4	6	7	10	12	15	20
L8	139	168.5	222.5	295.5	370.5	434	521
L9	42	60	90	115	142	180	220
L10	10	12.5	19	28	36	42	42
C1 ³	46	46	70	100	130	165	215
C2 ³	M4 x 0.7P	M4 x 0.7P	M5 x 0.8P	M6 x 1P	M8 x 1.25P	M10 x 1.5P	M12 x 1.75P
C3 ³	≤ 11	≤ 11 / ≤ 12	≤ 14 / ≤ 15.875 / ≤ 16	≤ 19 / ≤ 24	≤ 32	≤ 38	≤ 48
C4 ³	25	25	34	40	50	60	85
C5 ³ _{G6}	30	30	50	80	110	130	180
C6 ³	3.5	3.5	8	4	5	6	6
C7 ³	42	42	60	90	115	142	190
C8 ³	29.5	29.5	19	17	19.5	22.5	29
C9 ⁴	90.5	99.5	126.5	165	205	254.5	323.5
C10 ³	8.75	8.75	13.5	10.75	13	15	20.75
B1 _{h9}	5	5	6	10	12	16	20
H1	15	18	24.5	35	43	59	79.5

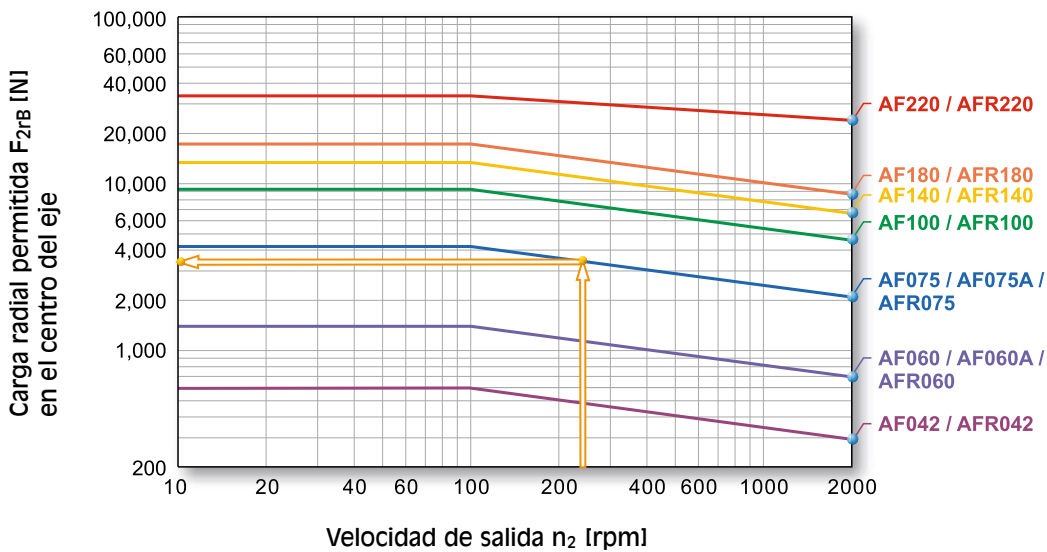
3. C1–C10 son especificaciones dimensionales del motor. Disponemos de una amplia gama de bridas, para más información, dirijase a nuestro departamento de diseño o amplíe información en nuestra página web.

CARGAS RADIALES Y AXIALES PERMITIDAS EN EL EJE DE SALIDA DEL REDUCTOR

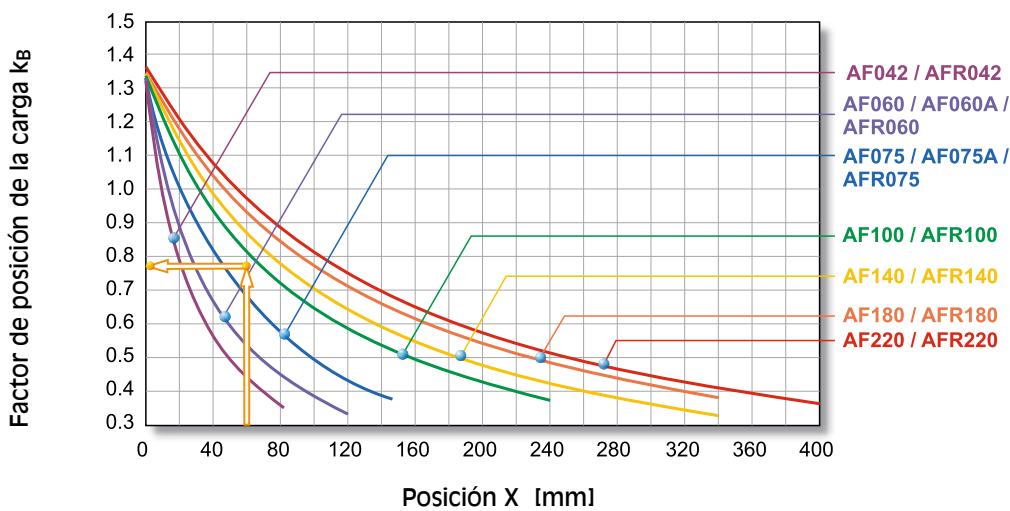


Las cargas radiales y axiales permitidas en el eje de salida del reductor dependen de las características de los rodamientos que sujetan el eje.
Apex utiliza rodamientos sobredimensionados los cuales permiten soportar grandes cargas en los dos ejes.

F_{2r} Carga radial
 F_{2a} Carga axial



Si la fuerza radial F_{2r} se ejerce en el centro del eje de salida tenemos: $X=1/2 \times L$.
Bajo condiciones de trabajo normales, la vida útil es superior a 30.000 horas.*
En el gráfico de la izquierda se muestra la carga radial permitida.



En caso de no aplicar la fuerza radial F_{2r} en el centro del eje de salida tenemos: $x < 1/2 \times L$ ó $x > 1/2 \times L$.
Las cargas radial y axial se pueden calcular con el factor de posición de la carga K_b en el gráfico de la izquierda.

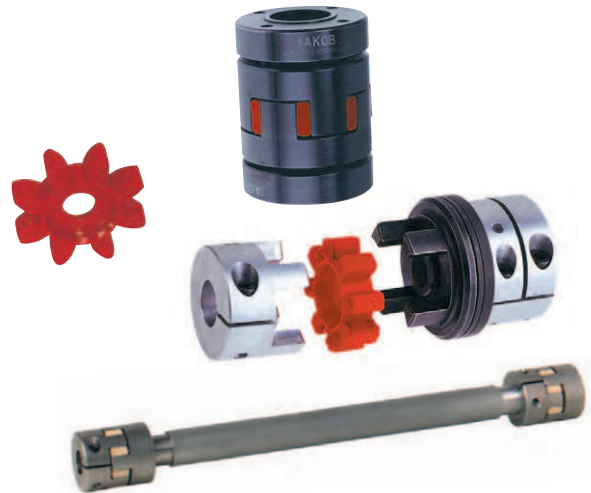
*S1 vida útil 15.000 horas

► En **TecnoPower** trabajamos para que toda la información de nuestros catálogos sea correcta. Sin embargo, la exactitud de la información contenida en este catálogo no puede ser garantizada y carece de efectos vinculantes. Las dimensiones y valores se proporcionan a efectos orientativos. Para valores exactos consultar con nuestra oficina técnica. Las especificaciones y características del presente catálogo pueden ser modificadas en cualquier momento sin necesidad de previo aviso.

- **Simplicidad de montaje**
- **Juego cero**
- **Flexibilidad**
- **Compensación de desalineaciones**
- **Serie ESM de acuerdo con DIN 69002**

Los acoplamientos elásticos de estrella de la serie "E" son de fácil montaje, con juego cero, flexibles y adecuados para transmisiones de pares pequeños o medianos. La estrella intermedia sirve de conexión entre ambos cubos mecanizados de alta precisión, permite la absorción de desalineaciones y sirve al mismo tiempo de aislante eléctrico. El ajuste entre estrella y cubos es extremadamente exacto lo cual garantiza el juego cero.

Existen 2 tipos distintos de sujeción que garantizan la exacta transmisión de par y el juego cero.



- Serie **EKM** con sujeción por pinza.
- Serie **ESM** con sujeción por buje cónico para altas velocidades.
- Serie **ESM-A** con sujeción por buje cónico, material aluminio.
- Serie **EKZ** con tubo intermedio de aluminio

Ejemplos de aplicación

Las posibles áreas de aplicación de este tipo de acoplamientos, son el diseño de máquinas en general, sistemas de transmisión, instrumentación, automatización, máquinas herramienta, etc.

Material

Estrella elástica:	Poliuretano 98 Sh-A (Roja)
Cubo ESM:	Acero tratado - Negro
	Poliuretano 72 Sh-D (Blanca)
Cubo cónico: ESM-A:	Aluminio de alta resistencia
Cubo Serie EKM:	Aluminio de alta resistencia
Aro de apriete ESM:	Acero tratado - Negro

Nota en DIN 69002

Las características técnicas y dimensionales de la mayoría de los tamaños de la serie ESM son de acuerdo con las especificaciones de la norma DIN 69002. Este tipo de acoplamientos son particularmente adecuados en transmisiones con husillo donde la profundidad de eje a introducir es corta y la velocidad elevada.

El bajo momento de inercia y el perfecto equilibrado del acoplamiento garantizan unas excelentes prestaciones dinámicas.

Montaje

Dado su diseño, los cubos de los acoplamientos de la serie ESM deben ser montados en cada uno de los dos ejes a unir antes de ser ensamblados. Los tornillos interiores del buje de sujeción vienen apretados para que el buje cónico no pierda las propiedades.

Los acoplamientos de la serie EKM pueden sin embargo montarse directamente en los ejes sin necesidad de desmontarlos y basta con el apriete del tornillo de la pinza para garantizar un correcto montaje.

La estrella interior tiene los flancos achaflanados para faci-

litar el ensamblaje con los cubos. Al mismo tiempo durante el ensamblaje de ambos cubos es necesario aplicar una fuerza axial para el preajuste de la estrella interior. Para facilitar este preajuste se puede lubricar la estrella para vencer el rozamiento.

En los acoplamientos de la serie ESM con sujeción mediante buje cónico, el par de apriete de los tornillos interiores viene indicado en la tabla de características técnicas correspondiente.

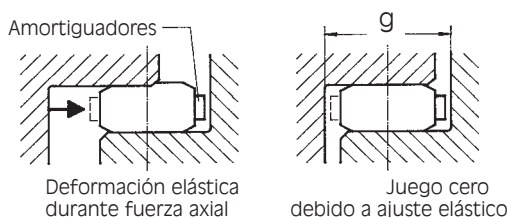
El ajuste entre eje y cubo debe ser ajuste de adherencia (Ej. Agujero 28 G6 / Eje 28k6). Tolerancias admisibles:

Serie ESM: max. 0,02 mm

Serie EKM: mín. 0,01 mm / máx. 0,04 mm

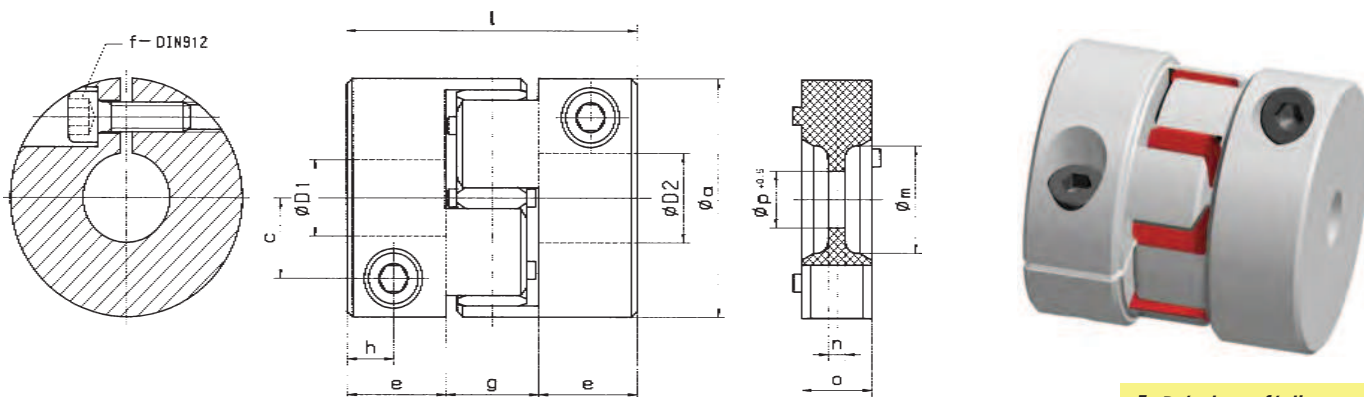
Para garantizar un correcto montaje, la cota "g" debe ser lo más precisa posible. La distancia entre extremos de ejes puede ser inferior a "g" pero considerando la cota "n" indicada en el dibujo del acoplamiento.

Procedimiento de montaje



Datos técnicos:

EKM Medida	Par Nominal (Nm)	Dureza	Momento de Inercia (10 ⁻³ kgm ²)	Rigidez torsional (Nm/rad)	Desalineación máxima estática		Rigidez radial (N/mm)	Peso (kg)	Par de apriete de los tornillos (Nm)
					axial ±	lateral			
8	8	98 Sh-A	0,01	160	0,5	0,1	600	0,06	4
15	15	98 Sh-A	0,03	820	0,5	0,1	2100	0,12	8
20	20	72 Sh-D	0,03	1200	0,5	0,07	2900	0,12	8
30	30	98 Sh-A	0,09	1400	0,5	0,1	2500	0,21	14 (8)*
45	45	72 Sh-D	0,09	2000	0,5	0,07	3600	0,21	14
60	60	98 Sh-A	0,18	2100	0,5	0,1	2600	0,32	35
90	90	72 Sh-D	0,18	3100	0,5	0,07	3700	0,32	35 (14)*
150	150	98 Sh-A	0,38	3600	1	0,1	3300	0,52	67 (35)*
200	200	72 Sh-D	0,38	5200	1	0,07	4600	0,52	67(35)*
300	300	98 Sh-A	1,0	6800	1	0,12	4500	0,9	115 (67)*
400	400	72 Sh-D	1,0	9800	1	0,1	6500	0,9	115 (67)*
500	500	98 Sh-A	2,2	20.000	1	0,15	5900	1,5	115
700	700	98 Sh-A	5,2	24.000	1	0,15	7000	2,5	185
1000	1000	72 Sh-D	5,2	41.300	1	0,15	9600	2,5	185



Material:

- Estrella de poliuretano
- Cubos de aluminio de alta resistencia
- Tornillos: DIN 912 - Acero cincado

! Práctico y fácil montaje en stock

Dimensiones: (mm) longitud s/DIN ISO 2768 mH (tolerancias de acabado)

EKM Medida	a	c	e	f	g	h	l	m	n	o	p	ØD 1/2 *	
												min.	max.
8	32	10,5	13,5	M 4	13	6	40	10,5	2	10	8,5	8	15
15	40	13,5	17	M 5	16	8	50	18	3	12	9,5	10	20
20	40	13,5	17	M 5	16	8	50	18	3	12	9,5	12	20
30	50	16,5 (18)*	20	M 6 (M5)*	18	9	58	27	3	14	12,5	13	26 (30)*
45	50	16,5	20	M 6	18	9	58	27	3	14	12,5	18	26
60	60	19,5	22	M 8	18	10	62	27	3	14	12,5	15	29
90	60	19,5 (20)*	22	M 8 (M6)*	18	10	62	27	3	14	12,5	20	29 (32)*
150	70	23 (25)*	26,5	M10 (M8)*	20	12	73	30	4	15	14,5	22	33 (38)*
200	70	23 (25)*	26,5	M10 (M8)*	20	12	73	30	4	15	14,5	26	33 (38)*
300	85	29 (30)*	31	M12 (M10)*	24	14	86	38	4	18	16,5	30	42 (46)*
400	85	29 (30)*	31	M12 (M10)*	24	14	86	38	4	18	16,5	35	42 (46)*
500	100	36	33	M12	28	16	94	47	5	22	20,5	38	56
700	120	44	38	M14	33	18	109	58	6	25	22,5	40	70
1000	120	44	38	M14	33	18	109	58	6	25	22,5	40	70

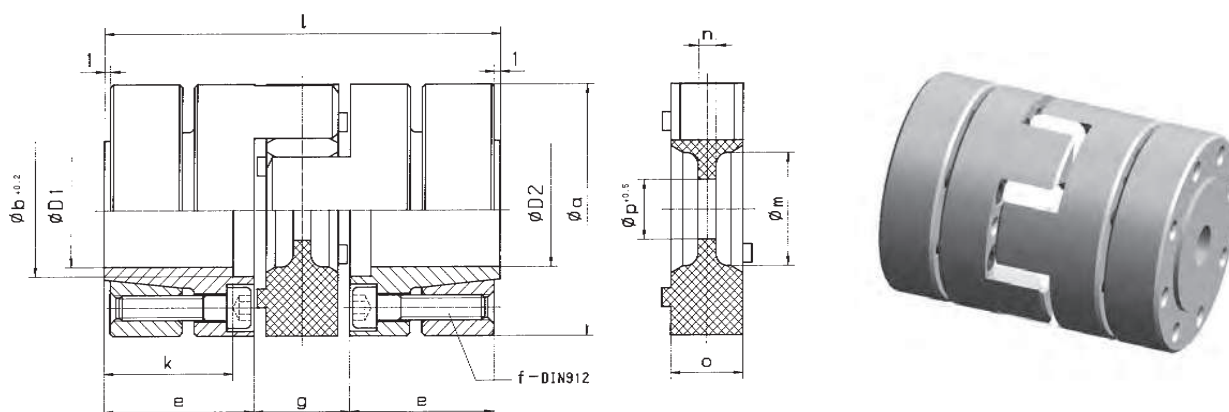
* Opcional, para ejes de diámetro superior.

ACOPLAMIENTOS DE ESTRELLA - SERIE ESM-A

BUJE CÓNICO

Datos técnicos:

ESM-A Medida	Medida s/DIN 69002	Par Nominal (Nm)	Dureza	Momento de inercia (10 ⁻³ kgm ²)	Momento de Inercia Vers. "A" (10 ⁻³ kgm ²)	Rigidez torsional estática (Nm/rad)	Desalineación máxima (mm)		Rigidez radial (N/mm)	Peso (vers. "A") (kg)	Par de apriete de los tornillos (N/m)	Velocidad máx. (min ⁻¹)
							axial ±	lateral				
10	25 x 20	10	98 Sh-A	0,02	0,015	160	0,5	0,1	600	0,11	1,8	20.000
17	32 x 30	17	98 Sh-A	0,10	0,06	820	0,5	0,1	2100	0,28	4	18.000
25	-	25	72 Sh-D	0,1	0,06	1200	0,5	0,07	2900	0,28	4	18.000
43	40 x 35	43	98 Sh-A	0,29	0,19	1400	0,5	0,1	2500	0,4	8	14.500
50	-	50	72 Sh-D	0,29	0,19	2000	0,5	0,07	3600	0,4	8	14.500
60	50 x 45	60	98 Sh-A	0,43	0,28	2100	0,5	0,1	2600	0,6	8	13.000
90	-	90	72 Sh-D	0,43	0,28	3100	0,5	0,07	3700	0,6	8	13.000
150	63 x 55	150	98 Sh-A	0,92	0,65	3600	1	0,1	3300	0,9	8	11.000
200	-	200	72 Sh-D	0,92	0,65	5200	1	0,07	4600	0,9	8	11.000
320	-	320	98 Sh-A	2,7	2,0	6800	1	0,12	4500	1,9	35	9.000
400	-	400	72 Sh-D	2,7	2,0	9800	1	0,1	6500	1,9	35	9.000
500	-	500	98 Sh-A	8,8	5,6	20.000	1	0,15	5900	4,5	67	7.500
700	-	700	98 Sh-A	20,5	13,0	24.000	1	0,15	7000	7,0	115	6.000
1000	-	700	72 Sh-D	20,5	13,0	41.300	1	0,1	9600	7,0	115	6.000



Dimensiones: (mm) longitud s/DIN ISO 2768 mH (tolerancias de acabado)

ESM/ ESM-A Medida	a	b	e	f	g	k	l	m	n	o	p	ØD 1/2 *		ØD1 / D2 premecanizado
												min.	max.	
10	32	17	18,5	4 x M 3	13	15,5	50	10,5	2	10	8,5	6	14	6
17	40	22	25	6 x M 4	16	21	66	18	3	12	9,5	9	19	9
25	40	22	25	6 x M 4	16	21	66	18	3	12	9,5	10	19	9
43	50	29	30	4 x M 5	18	25	78	27	3	14	12,5	12	24	10
50	50	29	30	4 x M 5	18	25	78	27	3	14	12,5	15	24	10
60	55	30	30	4 x M 5	18	25	78	27	3	14	12,5	12	26	12
90	55	30	30	4 x M 5	18	25	78	27	3	14	12,5	16	26	12
150	65	40	35	8 x M 5	20	30	90	30	4	15	14,5	17	36	12
200	65	40	35	8 x M 5	20	30	90	30	4	15	14,5	19	36	12
320	80	46	45	4 x M 8	24	40	114	38	4	18	16,5	20	40	18
400	80	46	45	4 x M 8	24	40	114	38	4	18	16,5	25	40	18
500	100	58	55	4 x M10	28	49	138	47	5	22	20,5	22	48	20
700	120	72	61	4 x M12	33	54	155	58	6	25	22,5	25	60	24
1000	120	72	61	4 x M12	33	54	155	58	6	25	22,5	25	60	24

El ajuste entre eje y cono admite un valor de 0,02 mm (Ej. H7/k6).

ESM-A: Versión aluminio.

- Kit de paralelismo
- Transmisión de par exacta
- Longitud de hasta 3 metros
- Fácil instalación
- Absorción de oscilaciones
- Hasta 700 Nm



Los acoplamientos de la serie EKZ son la evolución de los acoplamientos EKM. La simplicidad del diseño permite que el montaje lo realice una sola persona aunque la longitud del tubo intermedio sea considerable. Durante el mantenimiento, el acoplamiento EKZ se puede desmontar sin necesidad de desmontar los accionamientos externos. La estrella elástica de los acoplamientos permite absorber desalineaciones, y al mismo tiempo ejerce de aislante eléctrico. La pinza de sujeción del acoplamiento asegura el juego cero en la transmisión y la transmisión del 100% del par.

Material:

Estrella elástica:	Poliuretano 72 Shore-D
Cubos:	Aluminio de alta resistencia
Tubo intermedio:	Aluminio de precisión
Rango temperatura:	-30 hasta +90°C

! Para unión de sistemas "x" en módulos lineales

Datos técnicos:

EKZ Medida	Par nominal (Nm)	Momento de inercia (10 ⁻³ kgm ²)			Rigidez torsional Nm/rad			Peso aprox. (kg)			Par de apriete de los tornillos (Nm)
		0,5 m	1,0 m	2,0 m	0,5 m	1,0 m	2,0 m	0,5 m	1,0 m	2,0 m	
20	20	0,08	0,1	-	344	241	-	0,5	0,9	-	8
45	45	0,27	0,36	0,56	860	654	447	1,0	1,7	3,0	14
90	90	0,45	0,54	0,74	1032	790	515	1,3	1,9	3,1	35
200	200	0,9	1,1	1,4	1719	1375	1030	1,8	2,5	3,9	67
400	400	2,5	3,2	4,5	4125	3438	2750	3,1	4,5	7,2	115
700	700	11	12,5	14	10314	8595	6180	6,6	8,3	11,4	185

Desalineación axial máxima permisible: +/- 1 mm

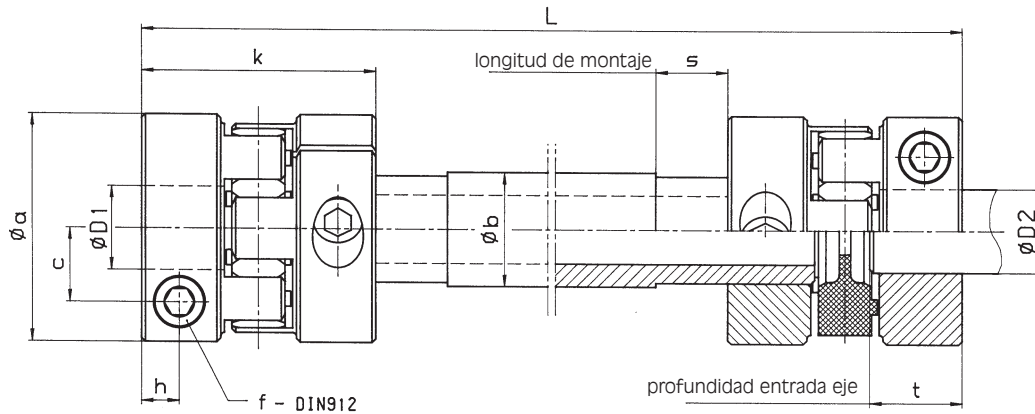
Desalineación lateral máxima permisible: 5 mm/metro

ATENCIÓN:

Para aplicaciones con velocidad superior a 1500 rpm y longitud total superior a 2 metros, pónganse en contacto con nuestro departamento técnico.

Ejemplo de pedido:

Acoplamiento	Medida (Par nominal)	Agujero diámetro "D1" (mm)	Agujero diámetro "D2" (mm)	Longitud total (mm)
EKZ	90	D1 = 18 ^{H7}	D2 = 25 ^{H7}	L = 260



Dimensiones: (mm) longitud s/DIN ISO 2768 MH (tolerancias de acabado)

EKZ Medida	a	b	c	f Par de apriete Nm	h	k	Lmin	s	t		D1/D2	
									min.	max.	min.	max.
20	40	20	13,5	M5-8Nm	8	50	132	16	16	20	10	20
45	50	30	16,5	M6-14Nm	9	58	152	18	18	25	13	26
90	60	30	19,5	M8-35Nm	10	62	160	18	20	26	15	29*
200	70	35	23	M10-67Nm	12	73	186	20	23	30	22	33*
400	85	50	29	M12-115Nm	14	86	220	24	28	35	30	42*
700	120	60	44	M14-185Nm	18	109	284	33	35	42	40	70

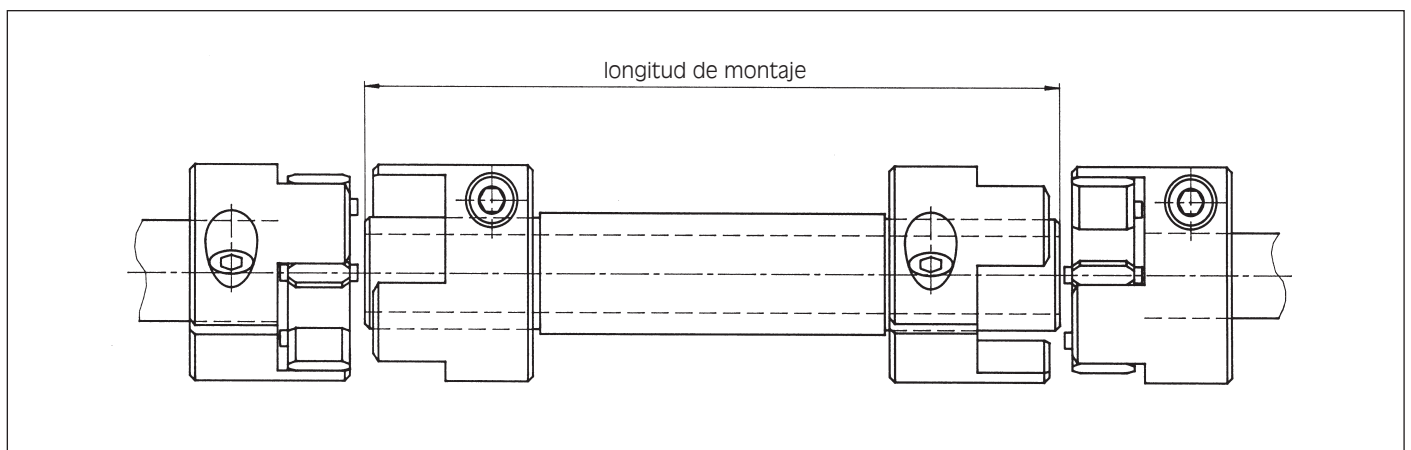
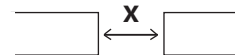
Instalación y cálculo de longitud:

El montaje y desmontaje de este tipo de acoplamiento es muy rápido y sencillo. No es necesario desplazar los 2 ejes a conectar, basta con montar uno de los cubos de cada uno

de los 2 acoplamientos en cada uno de los ejes y después ensamblar el tubo intermedio (ver figura adjunta).

$$L = x + 2t$$

x = distancia entre ejes
t = profundidad de eje en el interior del acoplamiento



* En los modelos 90-200-400, podemos mecanizar D₂ mayor. Ver modelo EKM