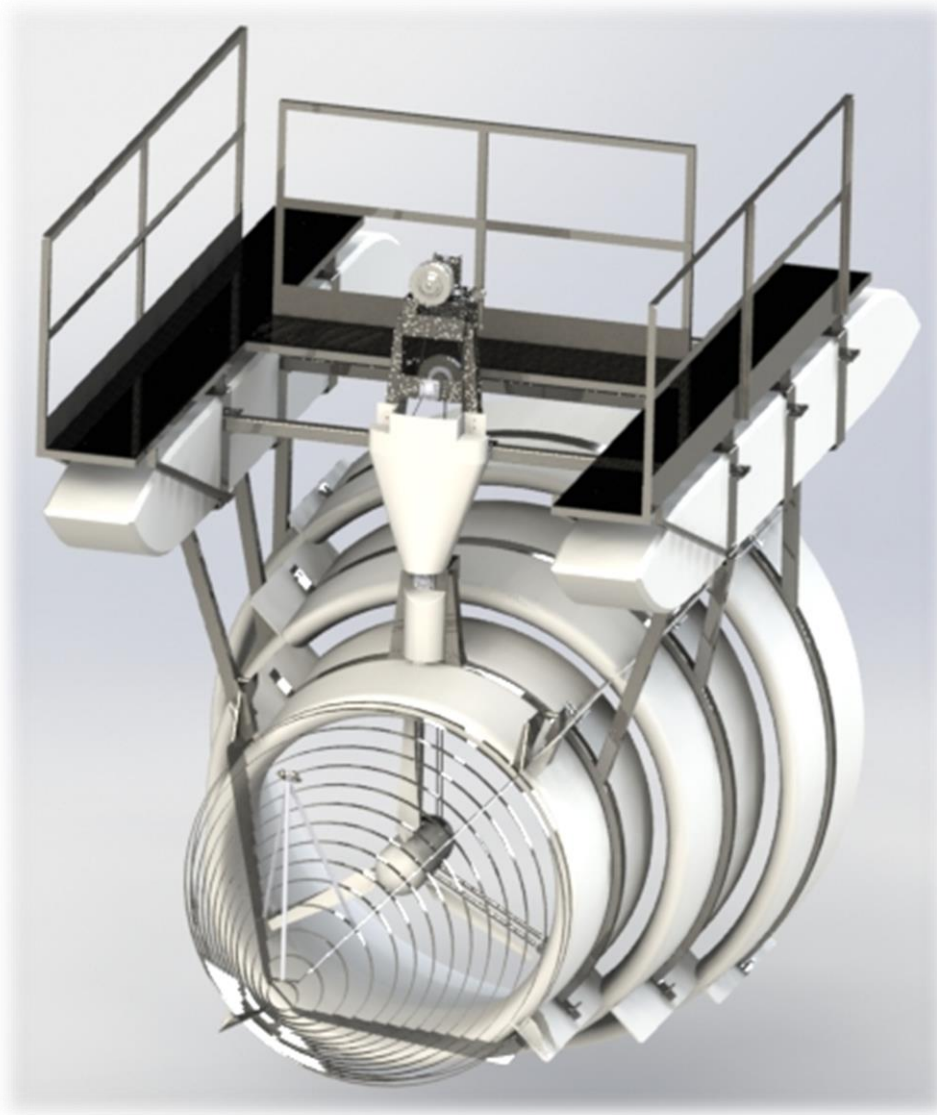


PROYECTO FINAL DE CARRERA

*“Diseño de Turbina Hidrocinética Optimizada
Aumentada con Difusor”*



Cátedra: Proyecto Final

Alumnos: ♦ Volpe, Nahuel José
♦ Zeitler, Federico Ezequiel

Institución: Universidad Tecnológica Nacional - FRSF

Docentes: ♦ Ing. Monti, Enzo Ruben Anibal
♦ Ing. Benzi, Sebastián
♦ Ing. Bórtoli, Pablo

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	4
OBJETIVOS	7
<i>Objetivo general</i>	7
<i>Objetivos específicos</i>	7
MARCO TEÓRICO	7
<i>Evaluación del impacto del uso de turbinas hidrocinéticas</i>	7
<i>Matriz energética en Latinoamérica: caso puntual Argentina</i>	10
<i>Turbinas hidráulicas, aporte a la generación de energía</i>	11
FUNDAMENTOS TEÓRICOS	12
<i>Teoría del momento I-D</i>	12
FUNDAMENTOS TURBINA HIDROKINÉTICA AUMENTADA (CON DIFUSOR)	14
<i>Resultados de turbinas aumentadas (uso de difusor) en Hidrocinéticas</i>	18
<i>La teoría de momento de van Bussel para turbinas cubiertas (con difusor)</i>	18
LEY DE CUERDA Y TORSIÓN	20
<i>¿Cuánta potencia puede ser extraíble del flujo de agua?</i>	21
<i>Teorema de Froude-Rankine</i>	23
<i>Teoría del perfil (hidrodinámica)</i>	23
<i>Condiciones de flujo y fuerzas hidrodinámicas sobre el álabe rotante</i>	23
<i>Dimensiones óptimas del álabe (BETZ)</i>	25
<i>Dimensiones óptimas del álabe (SCHMITZ)</i>	27
<i>Resumen de consideraciones para diseño de la turbina</i>	32
MÉTODO CLÁSICO DEL MOMENTO DEL ELEMENTO DE ÁLABE (Classical BEM Method)	34
<i>Correcciones para Método BEM</i>	38
ESTUDIO Y SIMULACIÓN DE FLUIDODINÁMICA COMPUTACIONAL	
CFD	39
<i>Validación del modelo de CFD</i>	39
<i>Análisis de CFD en la turbina propuesta</i>	43
<i>Influencia del difusor sobre el comportamiento de la turbina</i>	48
PROCESO DE DISEÑO DE LA UNIDAD	56
<i>Partes de una turbina hidrocinética</i>	56
<i>Sitio de emplazamiento</i>	57

<i>Elección del tipo de generador eléctrico</i>	60
<i>Cálculo de la potencia eléctrica a suministrar</i>	61
<i>Instalación eléctrica</i>	64
<i>Materiales utilizados</i>	65
<i>Diseño mecánico</i>	67
<i>Descripción de los subsistemas</i>	67
<i>Recomendaciones adicionales de diseño</i>	90
<i>Sistema de anclaje de la unidad</i>	90
<i>Articulación del soporte estructural de la turbina</i>	92
<i>Cálculo de elementos de máquina</i>	97
ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO	113
ANEXOS	115
ANEXO 1: <i>Matriz energética mundial: caso puntual Unión Europea</i>	115
ANEXO 2: <i>Desarrollos comerciales actuales en turbinas hidrocinéticas y segmento de mercado apuntado</i>	117
ANEXO 3: <i>Resultados Académico-Comerciales de Referencia en el área hidrocinéticas</i>	119
ANEXO 4: <i>Teorema de Froude-Rankine</i>	122
ANEXO 5: <i>Teoría del perfil (hidrodinámica)</i>	123
ANEXO 6: <i>Pérdidas en perfil (hidrodinámica)</i>	126
ANEXO 7: <i>Correcciones Método BEM</i>	129
Corrección por factor de Prandtl	130
Corrección de Glauert para altos valores del factor de inducción axial ‘a’	130
ANEXO 8: <i>Diseño perfiles ‘antisinging’</i>	131
ANEXO 9: <i>Criterios de selección de componentes estándar</i>	133
ANEXO 10: <i>Cálculos adicionales</i>	134
ANEXO 11: <i>Nomenclatura serie 4 NACA</i>	144
BIBLIOGRAFÍA	146
PLANIMETRÍA	147
<i>Codificación de planos</i>	147

INTRODUCCIÓN

El proyecto final integrador consiste en el desarrollo de una turbina hidrocinética optimizada para generación de energía eléctrica mediante la utilización de herramientas de mecánica computacional.

Las tecnologías de energía renovable ofrecen varios beneficios frente a las fuentes de energía convencionales; bajo esta premisa se orienta nuestro proyecto final integrador, con el objetivo de aplicar los conocimientos teórico-prácticos adquiridos durante nuestro paso por la universidad en pos de desarrollar una solución real y concreta al problema de la generación de energía limpia y accesible, con un enfoque social aplicado a comunidades ribereñas fuera del alcance de la red eléctrica y haciendo especial énfasis en optimizar el diseño de una geometría con alto rendimiento ($C_p \approx 0,3-0,4$) que mayorice la extracción de potencia eléctrica ininterrumpida del recurso hídrico considerado.

La creciente demanda mundial de energía, los recursos finitos de los combustibles fósiles y las regulaciones para controlar los gases de efecto invernadero son solo algunas de las razones para motivar a los mercados de energía a ampliar el uso de energías renovables. La energía hidrocinética de las corrientes de agua es una fuente de energía renovable y países como Argentina podrían generar parte de su electricidad a partir de ella.

Originario de las fuerzas gravitacionales, el comportamiento de las corrientes de agua es más predecible que el viento causado por los cambios atmosféricos (la velocidad y la dirección de las corrientes de agua son prácticamente fijas y los cambios estacionales son más predecibles que los cambios en el viento). Esto conduce a una generación de energía confiable y predecible a partir de corrientes de agua (eliminando la necesidad de mecanismo de giro -yawing- y reduciendo las cargas extremas debido a las condiciones de tormenta sobre el rotor descubierta que aparecen en turbinas eólicas). Además, por trabajar con un fluido de alta densidad respecto al aire, se puede reducir el área a intervenir en la extracción de energía, para la misma potencia generada, lo que deriva en equipos más compactos y menores costos de fabricación.

Hay principalmente dos enfoques para aprovechar la energía del agua, que son los métodos hidrostático e hidrocinético.

El **enfoque hidrostático**, que es la forma convencional de obtención de energía a través del almacenamiento de agua en reservorios para crear un cabezal de presión y extraer la energía potencial del agua a través de turbo-maquinaria adecuada, con las consecuencias que esto acarrea, debiendo ser necesarias la inundación de grandes extensiones, el realojamiento de personas, las pérdidas de ecosistemas, la destrucción de microeconomías. Este tipo de tecnología genera impactos sociales y ambientales de gran envergadura, por lo que al considerar la instalación de la misma se debe realizar un extenso análisis integral de los puntos antes mencionados.

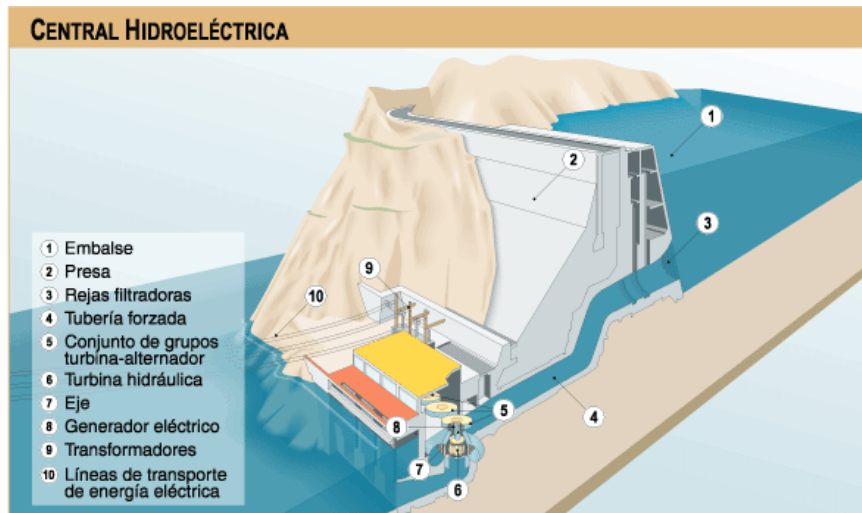


Figura 1: ilustración de central hidroeléctrica del tipo hidrostático

En el **enfoque hidrocinético**, la energía cinética dentro del flujo de agua es directamente convertida en electricidad a través de turbinas de escala relativamente pequeña, sin embalses y casi sin infraestructura complementaria. Las tecnologías hidrocinéticas están diseñadas para ser instaladas en corrientes naturales como ríos, estuarios de marea, corrientes oceánicas, olas, canales de riego y otras instalaciones donde el agua fluya con una velocidad óptima, y representan una de las tecnologías en desarrollo que podrían facilitar el aprovechamiento de dicha forma del recurso.

Este tipo de máquinas hidráulicas extraen energía cinética de corrientes de agua que se convierte en torque mecánico en el eje, produciendo la rotación de un generador acoplado, y generando electricidad.

La velocidad del agua aporta a las turbinas su movimiento, a partir del flujo libre de la misma, lo que permite generar en los ríos cantidades de energía razonables ya que en la mayoría de ellos las corrientes fluviales pueden desarrollar velocidades entre 1 m/s y 4 m/s (aunque en ríos más caudalosos la velocidad puede estar entre 5 m/s y 10 m/s).

Dentro de la hidrocinéticas, hay diferentes configuraciones en base a la orientación del eje respecto a la dirección del flujo; a continuación, se detallan las de mayor difusión:

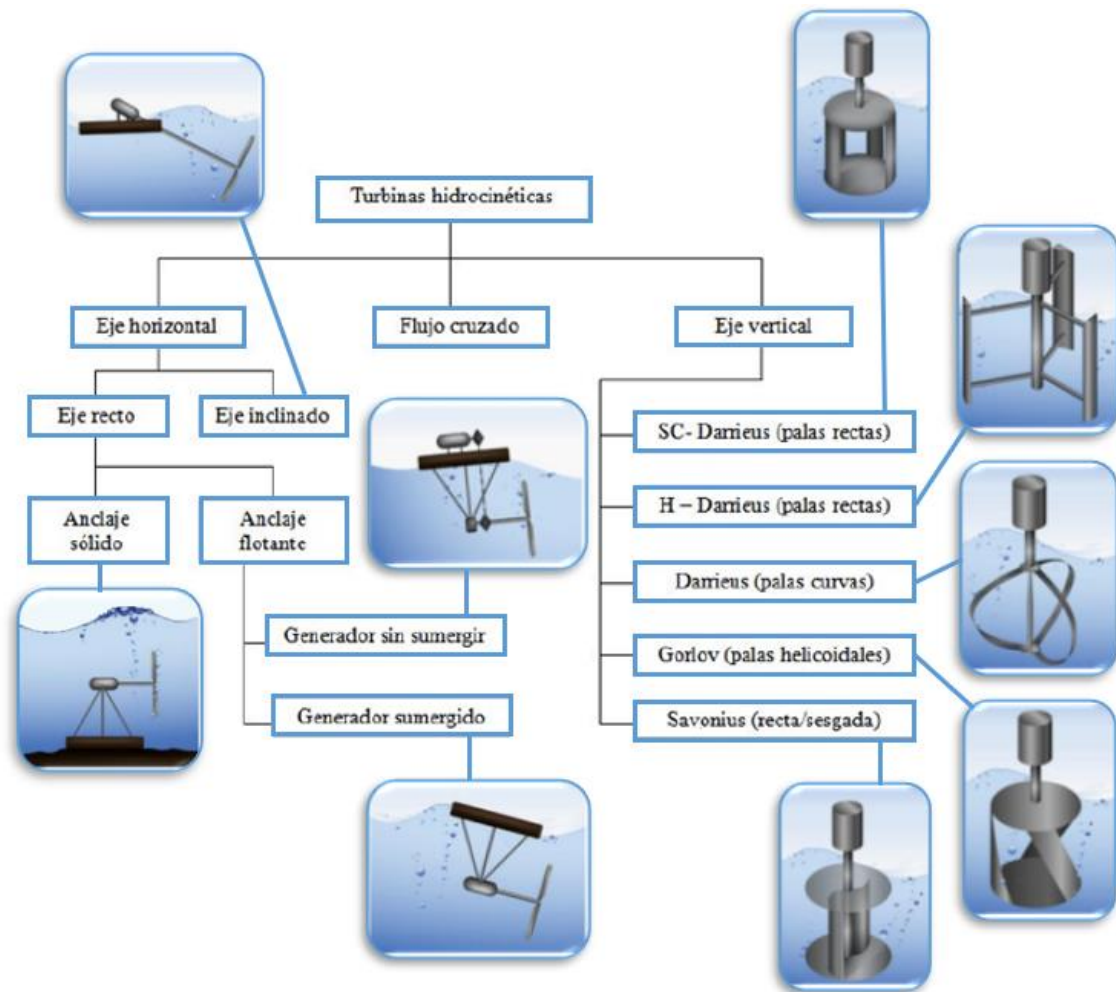


Figura 2: diversas configuraciones de turbinas hidrocinéticas

Los sistemas se pueden clasificar según su capacidad de generación en: pequeña generación (1000-30000 MW), mini generación (100-1000 MW) y micro generación (menor a 100 MW); encuadrándose nuestro proyecto dentro del último grupo.

Dentro de las hidrocinéticas, las que presentan el mayor aprovechamiento energético y han sido mayormente usadas son las de eje horizontal. En el presente trabajo nos abocaremos al desarrollo de una turbina de ese tipo. Su óptimo funcionamiento depende de maximizar la fuerza de sustentación actuante sobre el perfil de la pala durante el paso del fluido sobre el rotor, aumentando el torque en el eje de la turbina acoplado al generador.

La barrera principal de esta tecnología reside en su baja eficiencia que es debida principalmente a su régimen de bajas relaciones de velocidad de punta. Es por esto por lo que el diseño de estas turbinas es un trabajo desafiante, ya que la producción de energía eficiente y económica está directamente relacionada a la selección adecuada de parámetros de diseño, por lo que se necesita un diseño óptimo de la turbina para su uso efectivo bajo diferentes condiciones de flujo. El diseño se propone para operaciones en corrientes de ríos con una velocidad media de entre 1,5 a 2 m/s, que limita la operación a TSR (relación de velocidad de punta) < 5 .

OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar una turbina hidrocinética aumentada con difusor para generación de energía eléctrica destinada a la electrificación de hogares en zonas alejadas de la red, combinando simultáneamente conocimientos de la física aplicada a la generación hidráulica de energía, programación computacional, diseño en software CAD, selección de materiales, entre otros.

Objetivos específicos

- Diseño del rotor optimizado partiendo de seleccionar un perfil de alta performance hidrodinámica y determinando la combinación de variables geométricas que conduzca a la maximización del rendimiento usando herramientas de simulación fluidodinámica computacional (CFD), centrándonos en el rango de mejor funcionamiento de la propuesta inicial sin optimizar.
- Diseño de un difusor optimizado para las condiciones locales de flujo del lugar de emplazamiento, buscando seleccionar mediante simulación fluidodinámica computacional (CFD) las variables de diseño que conduzcan a la maximización del rendimiento.
- Diseño mecánico de los sistemas complementarios: transmisión de potencia mecánica desde rotor al generador, estructuras de soporte, sistemas de protección mecánica ante impacto de sólidos presentes en el flujo, sistemas de flotación, etc.
- Generar los planos de fabricación de la versión final diseñada de la turbina, prestando especial detalle en los materiales y procesos de fabricación, necesidades de mantenimiento de la unidad, sistemas de anclaje de ésta, y todo detalle constructivo/funcional que se considere necesario para el correcto funcionamiento una vez instalada.
- Realizar un análisis económico para determinar la factibilidad de construcción de la turbina, saber en qué segmento del mercado podría instalarse y con qué ventajas competitivas contaría respecto a sus competidores.

MARCO TEÓRICO

Evaluación del impacto del uso de turbinas hidrocinéticas

Dentro de los propósitos de realización de este proyecto se incluye el análisis del impacto o alcance desde un punto de vista tripartito: *económico*, *social* y *ambiental*.

Económico

Si bien se desarrollará un detalle ampliado de la factibilidad económica del diseño, fabricación e instalación de una turbina hidrocinética en las secciones finales, podemos afirmar en primera instancia que tiene la principal ventaja competitiva frente a su par basada en salto hidráulico, de evitar el gasto extra de infraestructura civil. Es una turbina que como inversión inicial comprende solo lo relativo a la fabricación del prototipo con sus componentes y se instala en el lugar de emplazamiento sin requerir inversiones extra. Las operaciones de mantenimiento conllevan costos mucho menores y particularmente el diseño se encara en vistas a reducir dichas operaciones al nivel mínimo posible.

Social

De acuerdo con el Programa de Desarrollo de las Naciones Unidas (UNDP) en 2008, había en el mundo alrededor de 1.5 billones de personas que vivían sin electricidad, especialmente en los países menos desarrollados, pero se conoce que esa proporción poblacional tiene acceso a un flujo o masa de agua en movimiento, lo que justifica los esfuerzos en investigación y desarrollo para crear de esta manera una extracción de energía sustentable y renovable a partir del mismo.

Este proyecto está dirigido a las comunidades rurales (especialmente ribereñas) fuera del alcance de la red eléctrica, caracterizadas por estándares de vida bajos, educación limitada y falta de acceso a la información. A pesar de los esfuerzos en la electrificación de dichas zonas, los progresos siguen siendo insuficientes debido a, entre otros factores; la pobre planificación, falta de investigación en métodos de alcance de la red, y el poco interés de los gobiernos en el desarrollo de estas áreas.

Para mejorar las condiciones de vida de los residentes rurales, la provisión de electricidad es crucial. Las pequeñas comunidades remotas requieren generalmente energía para suplir cargas mínimas tales como iluminación, refrigeración, comunicaciones, etc. Las soluciones en provisión de electricidad rural actualmente se basan en métodos o técnicas básicas tales como extensiones improvisadas de la red, generación Diesel o sistemas de generación renovable de pequeña escala. Sin embargo, la extensión de la red en áreas rurales es considerada anti-económica por la mayoría de las compañías, debido al escaso nivel de consumo y los bajos factores de carga; por lo que esta opción es ciertamente poco atractiva dada la baja tasa de retorno de esa inversión.

La generación Diesel ha sido la alternativa más popular por ser la opción disponible más barata, particularmente para aplicaciones donde las cargas son pequeñas. Puede ser usada en muchos asentamientos remotos, ya sea para un usuario particular o como parte de una red de distribución; además es una fuente segura, durable y que requiere poco mantenimiento. Sin embargo, esta forma de electrificación está resultando insostenible para habitantes rurales debido al incremento en los costos del petróleo y a las dificultades en el transporte del combustible a lugares tan alejados.

Las tecnologías renovables (biomasa, solar, hidrogenación y geotermal) ofrecen una solución limpia y confiable para reducir las emisiones de gas invernadero que promueven el calentamiento global, a la vez que ahorran dinero y crean nuevos empleos. Proveen una fuente rentable de energía en áreas rurales donde las distancias son grandes, las poblaciones pequeñas y la demanda es baja.

Para áreas remotas situadas cerca de las proximidades de un flujo de agua, los sistemas de micro-generación son la opción más económica y confiable para generación de electricidad. Puede compensar la disponibilidad no continua de muchos recursos renovables tales como el viento o el sol (produce electricidad ininterrumpidamente siempre que haya disponibilidad de flujo y tiene mayor densidad energética que sus pares solar o eólico). En comparación con otras tecnologías, la hidrogenación (a pequeña y gran escala) ocupa una posición privilegiada en términos de contribución a la generación mundial de energía eléctrica.

Es por eso por lo que consideramos que el trabajo en el diseño de una turbina de hidrogenación se verá plasmado a nivel social como una mejora en la calidad de vida de las comunidades ribereñas, ya que suministrará una fuente de energía eléctrica confiable y duradera para sus habitantes, eliminará la dependencia de los combustibles fósiles y los gastos de su transporte, y evitará la necesidad de una conexión improvisada a la red eléctrica.

Ambiental

Por último, debemos enfocarnos en el análisis del impacto ambiental que el desarrollo de nuestro proyecto pueda tener durante todas sus etapas, especialmente en la instalación y funcionamiento de la turbina.

Respecto a este tipo de tecnología podemos mencionar que posee un impacto ambiental mínimo; al prescindir de obras civiles como presas, permite evitar: relocalización de las personas, inundación de áreas de agricultura, zonas históricas y de hábitat, sedimentación de zonas fértiles, emisión de gas metano, cambio en el régimen de los ríos, etc.

Es importante destacar que para cualquier desarrollo individual la escala es un factor potencial importante, ya que pequeñas explotaciones como la que se trata en este trabajo pueden tener efectos muy localizados y consecuentemente pueden ser considerados menores o insignificantes.

Los problemas ambientales que pueden desencadenarse en relación con la instalación de la turbina son los siguientes:

1. Alteración de hábitats del fondo de ríos: los mismos se verán afectados al asegurar el dispositivo y tender cables de electricidad hacia la costa. Las partes móviles y el sistema de amarre puede afectar los hábitats durante la operación de la turbina. La misma puede crear hábitats estructurales en aguas abiertas y dichas estructuras pueden obstruir el movimiento o migración de animales acuáticos. Un difusor podría eliminar los vórtices de la punta en álabes, responsables del ruido de la turbina y, por lo tanto, reducir los factores de estrés en los mamíferos acuáticos.
2. Suspensión de sedimentos y contaminantes: la rotación de una pala de turbina sin difusor cerca del lecho aumenta la turbidez del agua. Esto aumenta el riesgo de colisión para los animales que utilizan la visión para la navegación y también afecta el hábitat de los peces y las criaturas acuáticas que interrumpen su desove, por ejemplo. Existe la posibilidad de episodios de erosión y fregado alrededor de anclas, cables y otras estructuras.
3. Golpes: Los peces y otros organismos acuáticos, aves que se sumergen y mamíferos pueden ser golpeados por las partes móviles de la turbina (la instalación de difusor y sistema antiempalizada reducen este impacto). Los animales de mayor tamaño pueden llegar a quedar enredados en los cables eléctricos sumergidos.
4. Impacto en pantallas: Las pantallas que se usan para proteger a la máquina o reducir los golpes pueden, con su propia presencia, lastimar a los organismos.
5. Efectos de campos electromagnéticos: Dichos campos asociados a este tipo de dispositivos pueden atraer o frenar el movimiento y lesionar a los animales acuáticos.
6. Ruido: El ruido durante la operación ocasiona los mismos efectos que los campos electromagnéticos en los organismos (el uso de perfil ‘antisinging’ posteriormente desarrollado en el diseño, elimina en parte este efecto no deseado).

Finalmente se generaliza mencionando que cualquier instalación en el lecho de un río traerá consigo el cambio en el régimen hidrológico y sedimentario en mayor o menor medida, aunque no se ha comprobado científicamente una magnitud justificable que atribuya estos cambios al funcionamiento en sí mismo de la máquina, ya que se trata de ambientes naturalmente dinámicos.

Los puntos que se tendrán especialmente en cuenta durante el diseño serán aquellos relacionados al sistema de pantalla, o sistema anti-empalizada, de manera que el mismo no permita el ingreso de peces al rotor (al menos los de dimensiones considerables); y a la vez que no produzca problemas de atascamiento de animales.

Matriz energética en Latinoamérica: caso puntual Argentina

Según la Agencia Internacional de Energías Renovables (IRENA), en el 2018 las hidroeléctricas continuaron siendo una fuente costo-efectiva de suministro eléctrico, más barata que las energías fósiles e incluso más barata que la energía eólica y solar (al 2018). **Esto es de particular relevancia en Latinoamérica, donde menos del 50% del potencial hidroeléctrico ha sido aprovechado, y donde existe una creciente demanda de energía** (se estima que la demanda eléctrica crecerá entre 2,6% a 3,7% anualmente hasta el 2040). El consumo eléctrico por países estimado a 2015 se muestra a continuación:

Paises / Countries	CONSUMO / CONSUMPTION TWh
ARGENTINA	129.62
BARBADOS	0.93
BELIZE	0.60
BOLIVIA	7.87
BRASIL	490.94
CHILE	64.70
COLOMBIA	58.75
COSTA RICA	9.43
CUBA	17.15
ECUADOR	22.87
EL SALVADOR	5.77
GRENADA	0.18
GUATEMALA	9.19
GUYANA	0.79
HAITI	0.41
HONDURAS	7.61
JAMAICA	2.99
MEXICO	248.89
NICARAGUA	3.40
PANAMA	8.56
PARAGUAY	10.58
PERU	42.33
REPUBLICA DOMINICANA	15.54
SURINAME	1.98
TRINIDAD & TOBAGO	9.70
URUGUAY	10.54
VENEZUELA	84.92
AL&C / LA&C	1,266.45
Africa	759.61
Asia & Australasia	10,400.04
Europa	3,809.18
Ex URSS	1,484.21
Medio Oriente	1,089.34
North América	4,936.24
TOTAL	23,755.07

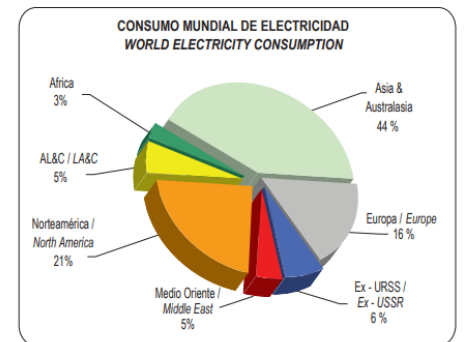
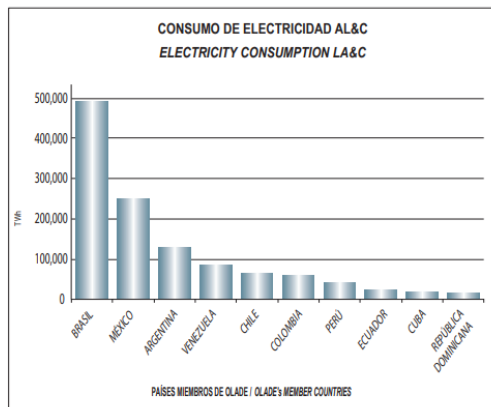


Figura 3: resumen del consumo eléctrico de diversos países.

Al revisar la matriz energética de la Argentina, se nota una tendencia similar a la de grandes países del mundo, donde se utilizan altos porcentajes de hidrocarburos. El petróleo y el gas alcanzan casi el 90% del total de la oferta energética del país.

Por otra parte, la energía hidráulica (4%) y la nuclear (2%) han crecido en los últimos cuarenta años debido fueron usadas para generar electricidad. La energía eólica y la energía solar son aún incipientes y no tienen un impacto considerable sobre la oferta total de energía del país.

Las Energías Renovables (EE.RR) aumentaron su contribución a la matriz energética local alcanzando en 2018 el 4% de la capacidad total de generación.

Podemos afirmar de esta manera que estamos frente a una tecnología con grandes aspiraciones de ser explotada intensivamente en el futuro, por lo que consideramos que los aportes en soluciones confiables que permitan invertir en el desarrollo de prototipos se verán reflejados en inserciones dentro del mercado energético del país; y es sobre esta premisa que dirigiremos nuestros esfuerzos, para poder entregar un proyecto completo con su respectivo análisis económico de factibilidad de inversión y brindar una respuesta a las necesidades del sector de las energías renovables en nuestro país.

Turbinas hidráulicas, aporte a la generación de energía

La potencia hidroeléctrica instalada en Argentina representa un 35% de la potencia total instalada contribuyendo con casi 40.000 GWh / año, es decir un 30% de la matriz energética total.

Nuestro país cuenta con un total de 31 represas hidroeléctricas, entre las que se destacan las binacionales Yacyereta (3200 MW) y Salto Grande (1890 MW), y las centrales de Piedra del Aguila(1400 MW) y El Chocón (1200) en la provincia de Neuquén. Pero a diferencia de esto, no cuenta con gran difusión de la tecnología hidrocinética, a pesar del amplio margen que queda para su utilización dado que Argentina aprovecha apenas el 30% de su potencial hidroeléctrico técnicamente explotable.

A continuación, se detallan ejemplos de proyectos de la misma naturaleza que se han desarrollado en el suelo nacional, haciendo especial hincapié en dos puntos fundamentales: que sean diseñados tanto en el país como en el ámbito académico, de manera que sean comparables con nuestro trabajo.

- ***Mini-turbina hidrocinética. Universidad Nacional de Cuyo - Facultad de Ingeniería.***

Se trata de una turbina desarrollada por INVAP en convenio con el Instituto de Energía de la Universidad Nacional de Cuyo e instalada en las aguas turbulentas del río Mendoza (velocidad en rango de 3.10-4.28 m/s) para generación de energía a ser aportada al sistema eléctrico mendocino. Está en etapa de prueba y, a futuro, el plan es instalar un parque hidrocinético. El dispositivo ensayado tiene un rotor compuesto de 3 alabes y posee un diámetro del rotor hidráulico de 450 mm, acoplado directamente al eje del generador.

Fuente: Página online Argentina Investiga

- ***Turbinas hidrocinéticas en el puente Paraná- Santa Fe. Universidad Tecnológica Nacional- Facultad Regional Paraná***

El proyecto fue desarrollado por el Laboratorio de Energías Alternativas (LEA) de la Facultad Regional Paraná de la Universidad Tecnológica Nacional (UTN) orientado a la investigación aplicada para energías alternativas y sustentables. Se trata del desarrollo de una aplicación de las turbinas de ríos de llanura, de tipo Gorlov. Las mismas serán utilizadas para abastecer la demanda de energía eléctrica de una boya de río. Las mismas serían instaladas en los pilotes del puente Paraná-Santa Fe.

Fuente: Página online diario El Once

- ***“Desarrollo de turbinas hidrocinéticas y estudio de la resistencia de materiales, en agua dulces y marinas, en diferentes condiciones fluidodinámicas”. Universidad Tecnológica Nacional- Facultad Regional Bahía Blanca***

El Proyecto busca realizar el desarrollo de turbinas hidrocinéticas y el estudio de la resistencia de materiales, en aguas dulces y marinas, en diferentes condiciones fluidodinámicas y la ampliación de capacidades de i+D, académicas y de RRHH. Desarrollo propio, capacidad entre 1-1,5 kW.

Fuente: Página online UTN Facultad Regional Buenos Aires

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Una turbina hidrocinética de eje horizontal es un artefacto similar en configuración y operación a una turbina eólica en la cual el rotor posee álabes fijados a un eje horizontal. La potencia extraída es función de la densidad del agua (ρ), el área barrida por el rotor (A) y la velocidad promedio del flujo de agua (V) según la siguiente ley:

$$P = \frac{1}{2} * C_p * \rho * A * V^3$$
$$C_p = \frac{F_t * \omega}{\frac{1}{2} * \rho * A * V^3}$$

Donde F_t es la fuerza de torque y C_p el coeficiente de rendimiento de la turbina, que es una función no lineal del Tip Speed Ratio (parámetro de diseño definido como la relación entre la velocidad tangencial en la punta del álabe respecto a la velocidad de flujo de agua, $TSR = \frac{R\omega}{V}$, siendo R el radio del rotor y ω la velocidad rotacional de la turbina). Configurando $C_p=1$ en la ecuación anterior se obtiene la máxima potencia cinética disponible en el flujo de agua. Albert Betz, un científico aerodinámico alemán, demostró teóricamente en 1920 que independientemente del dispositivo usado, solo una porción de 16/27 del máximo de potencia puede ser extraído. Este 59% se conoce como Límite de Betz y marca el límite teórico para la extracción de potencia del flujo de agua para turbinas "sin recubrir" (categoría en las que se enmarcan aquellos dispositivos que prescinden de difusores u otros arreglos para incrementar el rendimiento global).

Generalmente, el rendimiento del rotor de una turbina hidrocinética puede determinarse mediante varios parámetros geométricos y de flujo; es decir, para un diámetro fijo del rotor, la producción de energía está influenciada por varios factores, como la velocidad de rotación del rotor, la velocidad de flujo, el coeficiente de potencia, el número de álabes, la relación de velocidad de punta (o Tip Speed Ratio TSR), la forma del álabe (hydrofoil shape), el ángulo de paso de la sección (pitch angle), el ángulo de ataque, la ley de distribución de longitud de cuerda sobre el álabe (hydrofoil chord distribution), etc.

En las posteriores secciones se detallará el desarrollo teórico de las leyes que rigen el funcionamiento de las turbinas, y la elección de parámetros geométricos de diseño.

Teoría del momento 1-D

El rotor de la turbina está modelado por un disco circular permeable o un "disco actuador" a través del cual el flujo experimenta una caída repentina de presión y una reducción continua de la velocidad. Un tubo de flujo que encierra el disco junto con las dos secciones transversales aguas arriba y aguas abajo del disco forma el volumen de control del análisis. El flujo entra en el volumen de control desde el límite ascendente y sale del límite descendente y no hay flujo a través de la superficie del tubo de flujo. En el modelo se hacen algunos supuestos para simplificar el análisis:

- Fluido estacionario, homogéneo e incompresible
- Fluido no viscoso
- Rotor con infinito número de álabes
- Distribución de presión y velocidad uniformes sobre el disco
- La estela post turbina no es rotante
- A gran distancia aguas arriba y aguas debajo del rotor se tiene presión estática ambiente

La velocidad de flujo disminuye gradualmente a medida que el fluido se mueve hacia el disco actuador y se vuelve menor que la velocidad ambiente en el disco. La reducción de la velocidad del flujo se traduce en la reducción de la energía cinética del flujo que, a cambio, da lugar a su presión estática. La presión estática del fluido cae repentinamente por debajo de la presión ambiental mientras el flujo pasa el disco actuador. La fuerza de empuje en el disco es uniforme como resultado de la supuesta distribución uniforme de la presión. El fluido detrás del disco actuador con una velocidad reducida y presión estática se mueve lentamente aguas abajo. Esto se conoce como la estela de la turbina. Lejos aguas abajo del disco, el flujo necesita alcanzar la presión ambiente. Esto sucede por una mayor disminución en la energía cinética y la velocidad del flujo.

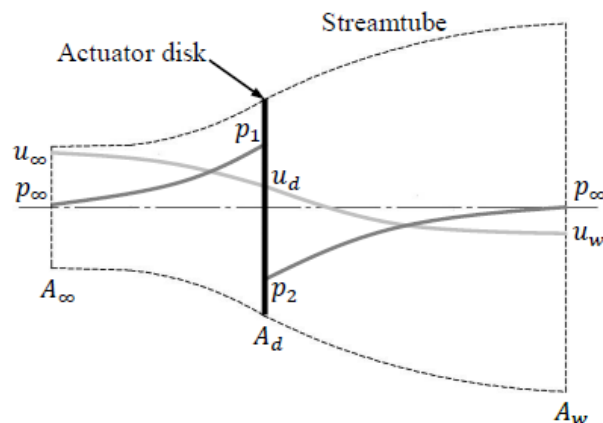


Figura 4: comportamiento del fluido al pasar por la turbina

Teniendo en cuenta los supuestos del modelo de disco actuador, la conservación de la masa y cantidad de movimiento se pueden escribir de la siguiente manera:

$$\int_{CS} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0,$$

$$\int_{CS} \vec{v} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = \vec{F}.$$

La fuerza de empuje es igual a la velocidad de cambio del momento del flujo en el volumen de control:

$$T = \rho u_\infty^2 A_\infty - \rho u_w^2 A_w.$$

Por el principio de conservación de la masa, para un flujo incompresible el flujo másico y el flujo volumétrico son constantes en todo el volumen de control:

$$u_\infty A_\infty = u_w A_w = u_d A_d.$$

$$T = \rho u_d A_d (u_\infty - u_w)$$

donde la densidad es denotada con \$\rho\$, la velocidad de flujo con \$u\$, y el área del disco con \$A\$.

La velocidad de flujo en el disco se encuentra como el promedio de las velocidades aguas arriba y aguas abajo:

$$u_d = \frac{1}{2}(u_\infty + u_w).$$

La disminución relativa entre la velocidad del flujo libre y la velocidad de flujo en el disco es el factor de inducción de flujo axial o el factor de entrada:

$$a = \frac{u_\infty - u_d}{u_\infty}.$$

La diferencia entre la velocidad de flujo libre y la velocidad de flujo en el disco, au_∞ , se conoce como la velocidad inducida en el disco. La velocidad de flujo en el disco y en la estela se puede escribir en términos del factor de inducción axial:

$$u_d = u_\infty(1 - a),$$

$$u_w = u_\infty(1 - 2a).$$

La velocidad de flujo en la estela disminuye a medida que aumenta el factor de inducción, cuando $a=1/2$ la velocidad en la estela se vuelve cero y la teoría del impulso ya no es aplicable. Un mayor aumento en el factor de inducción da como resultado la velocidad negativa en la estela. Una turbina de eje horizontal en esta situación funciona en el "estado de estela turbulenta" y es necesario utilizar modelos más avanzados con modificaciones empíricas. La potencia queda expresada:

$$P = Tu_d = 2\rho u_\infty^3 A_d a(1 - a)^2.$$

El coeficiente de potencia es la relación entre la potencia de salida del rotor y la potencia disponible en el flujo para el área del rotor:

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho u_\infty^3 A_d} = 4a(1 - a)^2.$$

La fuerza de empuje en el rotor también puede ser representada por un coeficiente de empuje adimensional de la siguiente manera:

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho u_\infty^2 A_d} = 4a(1 - a).$$

El límite de Betz es el valor teórico máximo para el rendimiento de una turbina cinética y muestra el límite superior para la extracción de energía de un flujo de fluido. Algunas de las suposiciones realizadas en el modelo para obtener este límite están cerca de las condiciones prácticas de una turbina cinética, mientras que algunas son suposiciones ideales y no se pueden alcanzar en la realidad. El fluido no viscoso, el número infinito de álabes, el empuje uniforme sobre el disco del actuador y la estela no giratoria son suposiciones ideales. Estas suposiciones ideales hacen que el límite de Betz sea un valor teórico ideal que da el límite superior para la extracción de potencia cinética.

FUNDAMENTOS TURBINA HIDROCINÉTICA AUMENTADA (CON DIFUSOR)

Con el agregado de un difusor se puede incrementar la porción de energía extraída del flujo compensando la baja densidad energética de ciertas corrientes de agua.

La turbina hidrocínética aumentada podría suponerse como un ducto rodeando al rotor de modo de incrementar el área de paso del flujo en el sentido de la corriente. La presión detrás de la turbina caerá

debido a que el rotor está encerrado por el difusor, por lo que la velocidad de flujo que alcanza al rotor se verá incrementada. La hidrodinámica de un difusor es tal que fluye más agua a través del plano del rotor, y mayor potencia puede ser extraída para el mismo tamaño de rotor en comparación a una turbina convencional.

Las cubiertas utilizadas para turbinas hidrocinéticas se pueden clasificar principalmente en dos grandes categorías: cubierta convergente y cubierta divergente (difusor).

- **difusor (forma divergente)**, donde la turbina atrae más fluido producto de una caída de presión aguas abajo que actúa como vacío incrementando el flujo másico dirigido hacia el rotor.
- **tobera (forma convergente)** con buenos resultados debido al hecho de que la sección aguas arriba del rotor se incrementa. Esto da lugar a una concentración del flujo que a su vez aumentará la velocidad local en el área del rotor.

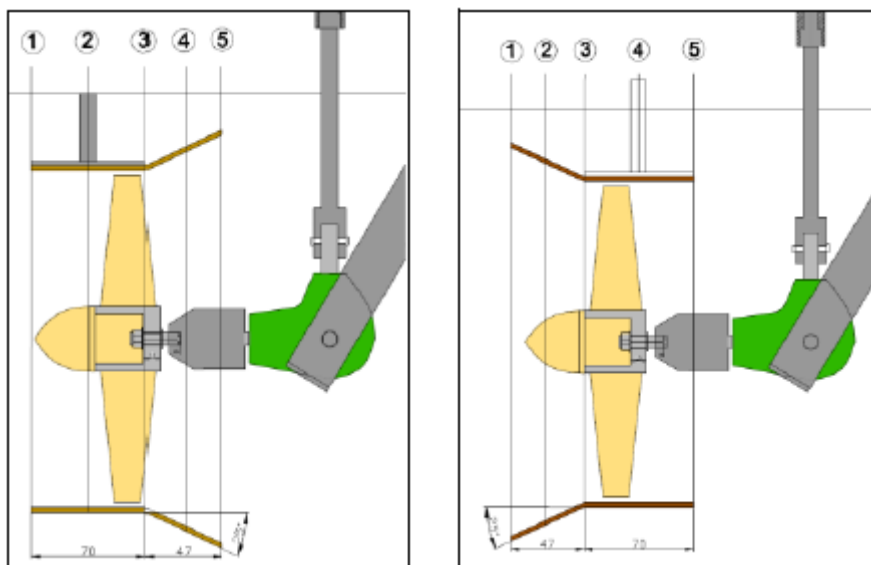


Figura 5: formas de ejecución del difusor (convergente y divergente)

El fundamento del difusor radica en incrementar la salida de potencia de una turbina por aceleración de la velocidad de flujo que alcanza al rotor. Para incrementar dicha velocidad, una disminución en la presión debe tener lugar en la zona posterior al rotor, actuando como vacío para succionar mayor flujo másico y acelerarlo hacia los álabes donde cede cantidad de movimiento a la turbina.

La región de vórtices debe aparecer detrás del difusor, pero lo menos posible dentro de la pared del difusor. Si los vórtices se formaron dentro del difusor una vez que el flujo tomó contacto con el rotor, la presión dentro del difusor podría ser menor que la presión en la parte posterior de la turbina. En esta circunstancia, la velocidad del agua que sale del difusor se desacelerará y esto solo proporciona coeficientes de potencia muy bajos. Para obtener una aceleración óptima en la velocidad del flujo, la presión dentro de la turbina no debe ser menor que la presión en la estela del difusor. Esto se puede lograr al reducir la separación del flujo sobre la pared interna del difusor (más conocida como separación de capa límite) y evitar causar vórtices mientras se crean tantos vórtices como sea posible en la parte posterior (la re-energización del flujo a través de 'slots' en los difusores fabricados por tramos separados y de la fina capa de líquido que pasa a través del 'gap' entre la punta del álabe y la pared del difusor en la zona de la garganta, mantiene el fluido adherido a la pared del difusor y cumple la función de evitar vórtices internos como se aprecia en una de las imágenes adjuntas). Si la resistencia al paso del agua por parte del conjunto turbina+difusor es demasiado elevada, el flujo se frena en mayor medida al atravesar el

rotor y el intercambio de cantidad de movimiento entre el flujo externo no perturbado y la estela post difusor se vuelve caótico (ver imagen adjunta) por la gran diferencia en velocidades.

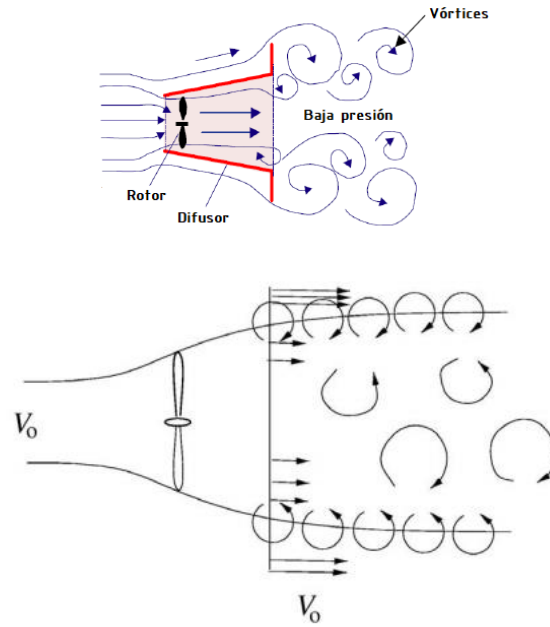


Figura 6: gráficas de la mecánica de formación de vórtices

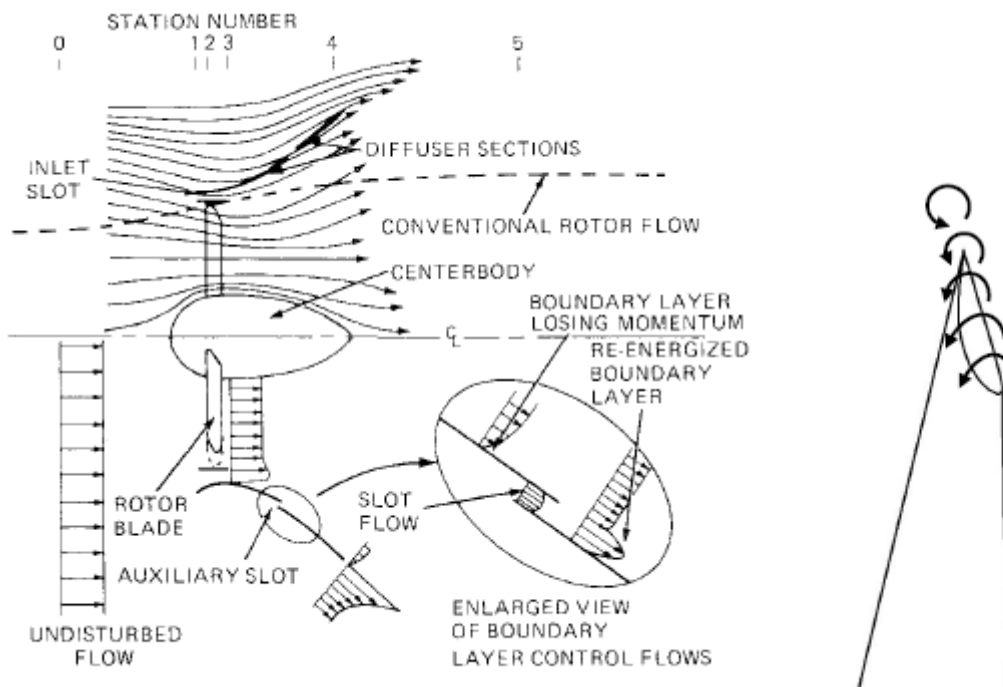


Figura 7: distribución de las líneas de flujo al pasar por el rotor

Dos regiones de estela existen detrás de los álabes del rotor de turbina cinética: la estela cercana y la estela lejana. La región inmediatamente después del rotor llamada la *estela cercana* tiene influencia en el campo de flujo alrededor del rotor y la extracción de potencia de la turbina (Vermeer et al.,2003). El fluido que pasa por el rotor aporta su energía cinética y forma una región de estela de baja energía detrás del álabes. El fluido en la estela no tiene suficiente energía para moverse aguas abajo rápidamente y por lo tanto bloquea el paso de flujo nuevo al plano del rotor. Esto reduce el caudal de masa de fluido al plano del rotor de la turbina y, por lo tanto, la potencia extraída. Otra característica de la estela cercana son los vórtices de punta, generados en la punta de los álabes, moviéndose en el límite de expansión de la región de estela. El fluido que fluye en el lado de presión del álabes tiende a girar alrededor de la punta del álabes e ir a la región de baja presión en el lado de succión de la pala. Esto, se conoce como la pérdida de punta, y disminuye la diferencia de presión entre las superficies de la pala (y por lo tanto, la fuerza de sustentación en ella) reduciendo la potencia de la turbina porque se captura menor cantidad de momento angular del flujo. Los vórtices generados alrededor de la punta luego se mueven aguas abajo y forman una cadena de vórtices en la estela.

En base al límite de Betz, la turbina hidrocinética tiene un coeficiente de potencia máximo de 0,59, definido como la energía producida por la turbina hidrocinética a partir de la energía total disponible de la corriente de agua; es decir, una turbina no puede extraer el 100% de la potencia en una corriente libre. Esto se debe al hecho de que la turbina afecta al campo de flujo; a medida que se extrae la potencia del fluido, se encuentra un cambio de presión aguas arriba de la turbina, que, a su vez, desvía parte del fluido lejos de ella. La eficiencia de una turbina depende de la cantidad de fluido que pasa desacelerado. Esta extracción de potencia máxima se produce cuando la velocidad aguas abajo es un tercio de la velocidad aguas arriba del rotor, cuestión que se desarrollará teóricamente más adelante.

Cuando el C_p de una turbina envuelta se calcula utilizando el área barrida del rotor, el C_p debe denominarse coeficiente de potencia del rotor. Solo para este enfoque, el valor de C_p puede superar el límite de Betz. Si el C_p se calcula para el área barrida de toda la turbina, entonces su valor disminuye debido al hecho de que el área de referencia utilizada para determinar la potencia teórica es mayor (generalmente se considera el área de salida del difusor en este enfoque y para este enfoque la contribución de un difusor al coeficiente de potencia de una turbina es relativamente pequeña).

En este sentido, una turbina hidrocinética con difusor puede reducir los costes de producción de energía. Un diámetro de rotor más pequeño en una turbina hidrocinética con difusor puede producir la misma potencia de salida que la producida por una turbina hidrocinética convencional sin difusor debido a la mayor concentración de densidad de energía del agua. Por otro lado, el difusor tiene dos funciones principales:

- (a) aumentar la presión del agua del rotor y
- (b) minimizar las turbulencias dentro del difusor, produciendo una mayor potencia de salida.

Beneficios adicionales

El aumento del ángulo de expansión del difusor puede afectar a la integridad estructural del rotor de la turbina hidrocinética debido al aumento de las fuerzas normales totales (FN) y tangenciales (FT) en la superficie de los álabes.

Los beneficios de un difusor incluyen también la reducción del efecto destructivo en el rendimiento cuando los álabes del rotor pasan demasiado cerca de los límites de flujo (Fraenkel,2002). Esto sucede en corrientes de aguas poco profundas o cuando las turbinas necesitan ser desplegadas cerca de la superficie del agua o en el lecho del río. Una cubierta que encierra el rotor evita el efecto contraproducente de la superficie en el rendimiento de la turbina, permitiendo en ciertos casos cubrir el generador de turbina y el tren de fuerza y también se puede utilizar como la estructura para instalar la turbina en el lecho del río, o como la boya para flotar en el arroyo (Khanetal.,2009).

Además, una cubierta puede beneficiar la vida marina, proporcionando protección para los peces o aves de buceo impidiéndoles entrar en contacto con el rotor desde los lados.

Resultados de turbinas aumentadas (uso de difusor) en Hidrocinéticas

Ver ANEXO correspondiente

La teoría de momento de van Bussel para turbinas cubiertas (con difusor)

La velocidad y la presión en un difusor vacío están directamente relacionadas con su geometría.



Figura 8: comparación de secciones de paso para turbinas con y sin difusor

Las relaciones de presión en un difusor vacío suponiendo flujo no viscoso se pueden escribir de la siguiente manera:

$$p_{\infty} + \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2 = p_e + \frac{1}{2}\rho u_e^2,$$

$$p_{\infty} + \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2 = p_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2$$

donde p_{∞} es la presión lejos aguas arriba y en la estela del difusor. La relación de área de salida del difusor, EAR, puede escribirse en términos del radio de velocidades usando la ecuación de continuidad:

$$EAR = \frac{A_e}{A_d} = \frac{u_d}{u_e}$$

Suponiendo que no haya contrapresión en la salida del difusor y, por lo tanto, asumiendo $p_e = p_{\infty}$ y $u_e = u_{\infty}$, la presión en la garganta del difusor puede escribirse como:

$$p_1 = p_{\infty} + (1 - EAR^2) \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2.$$

Cuando la relación de área de salida del difusor es mayor que la unidad existe una baja presión en la garganta. Introduciendo la contrapresión por la relación de velocidad, $\eta = u_e/u_{\infty}$, escribimos la presión en la garganta como sigue:

$$p_1 = p_{\infty} + (1 - EAR^2\eta^2) \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2.$$

Por lo tanto, para una relación de área de salida mayor que la unidad y para una contrapresión cero o negativa existe una baja presión en la garganta. La contrapresión es la presión del entorno aguas abajo de la salida del difusor y se produce una contrapresión cero o negativa cuando $p_e \leq p_{\infty}$ y entonces $\eta \geq 1$.

La velocidad a la salida del difusor u_e es más baja que la velocidad ambiente u_{∞} . Aguas abajo de la salida del difusor, la velocidad del flujo sufre una reducción a la velocidad de estela u_w para la presión

ambiente p_∞ . La velocidad a la salida del difusor y para la estela lejana tras el difusor se escriben como sigue:

$$u_e = u_\infty(1 - \bar{a}),$$

$$u_w = u_\infty(1 - 2\bar{a}),$$

donde \bar{a} es el factor de inducción axial de una turbina aumentada con difusor, expresado como sigue:

$$\bar{a} = \frac{u_\infty - u_e}{u_\infty}.$$

La velocidad de flujo para el disco rotor en la garganta del difusor puede ser calculada a través de la ecuación de continuidad:

$$u_d = u_\infty(1 - \bar{a})EAR.$$

Una contrapresión extra podría suceder cuando las condiciones de flujo local no sigan la expansión hacia la salida del difusor a través de la condición de Kutta. La velocidad de flujo en esta situación se convierte en:

$$u_e = u_\infty(1 - \bar{a})\eta.$$

Sobre el rotor la velocidad es la siguiente:

$$u_d = u_\infty(1 - \bar{a})\eta EAR.$$

Escribiendo la ecuación de Bernoulli para la salida del difusor:

$$p_e + \frac{1}{2}\rho u_e^2 = p_e + (1 - \bar{a})^2 \frac{1}{2}\rho u_\infty^2.$$

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre la salida del difusor y la estela con la hipótesis de que el fluido tras el difusor se desarrolla de la misma manera que tras atravesar una turbina no cubierta:

$$p_e + \frac{1}{2}\rho u_e^2 = p_\infty + (1 - 2\bar{a})^2 \frac{1}{2}\rho u_\infty^2.$$

La presión para la salida del difusor es:

$$p_e = p_\infty + (3\bar{a}^2 - 2\bar{a}) \frac{1}{2}\rho u_\infty^2$$

La cual para condición de óptimo rendimiento (para $\bar{a}=1/3$) se traduce a:

$$p_e = p_\infty - \frac{11}{3} \frac{1}{2}\rho u_\infty^2.$$

Esto muestra que la colocación de un rotor dentro de un difusor crea una contrapresión en la salida del difusor con una cantidad igual a la contrapresión encontrada en la estela de un rotor sin difusor.

$$p_e + \frac{1}{2}\rho u_e^2 = p_e + (1 - \bar{a})^2 \eta^2 \frac{1}{2}\rho u_\infty^2.$$

La ecuación de Bernoulli se puede aplicar dentro del difusor a ambos lados del disco del actuador. Aplicando ecuación de Bernoulli aguas arriba del disco:

$$p_{\infty} + \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2 = p_1 + (1 - \bar{a})^2 \eta^2 EAR^2 \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2$$

Lo cual nos da la presión en la entrada inmediata al disco:

$$p_1 = p_{\infty} + [1 - (1 - \bar{a})^2 \eta^2 EAR^2] \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2.$$

Similarmente, escribiendo la ecuación de Bernoulli aguas abajo del disco:

$$p_{\infty} + (1 - 2\bar{a})^2 \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2 = p_2 + (1 - \bar{a})^2 \eta^2 EAR^2 \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2$$

Lo cual nos da la presión posterior inmediata al disco:

$$p_2 = p_{\infty} + [(1 - 2\bar{a})^2 - (1 - \bar{a})^2 \eta^2 EAR^2] \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2.$$

Para la condición óptima de $\bar{a}=1/3$, esto se convierte en:

$$p_2 = p_{\infty} + \left[\frac{1}{9} - \frac{4}{9}\eta^2 EAR^2 \right] \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2.$$

La caída de presión en el disco actuador recubierto se convierte en:

$$p_1 - p_2 = 4\bar{a}(1 - \bar{a}) \frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2$$

la cual es independiente de la relación de área de salida del difusor y el radio de contrapresión. Esto indica que la cantidad de energía extraída por unidad de volumen es la misma que la extraída por una turbina no cubierta. Sin embargo, la cantidad de flujo atravesando el rotor (gracias al difusor) es incrementada por el factor $\eta \cdot EAR$ comparado a una turbina no cubierta sobre la consideración de igual tamaño de rotor. En otras palabras, un difusor provee un gran caudal lo que resulta en gran cantidad de potencia disponible.

El coeficiente de potencia de una turbina cubierta basado en el área del rotor puede ser calculado como sigue:

$$C_p = \frac{(p_1 - p_2)A_d u_d}{\frac{1}{2}\rho u_{\infty}^2 A_d} = 4\bar{a}(1 - \bar{a})^2 \eta EAR.$$

Si el cálculo lo referimos al área de salida del difusor, obtenemos:

$$C_{pDif} = 4\bar{a}(1 - \bar{a})^2 \eta.$$

La teoría del momento de van Bussel muestra que la cantidad de energía extraída por unidad de volumen con una turbina sin recubrir y una cubierta (difusor) es la misma. Esto significa que el límite de Betz también es aplicable a las turbinas envueltas siempre que el coeficiente de rendimiento se calcule en función del área de salida del difusor.

LEY DE CUERDA Y TORSIÓN

Esas teorías proveen la longitud de cuerda del álabe y el ángulo de torsión relativo al radio, después del diseño basado en haber especificado TSR, tipo de hydrofoil y ángulo de ataque o coeficiente CL.

La teoría de Betz solo toma en cuenta las pérdidas axiales aguas abajo; en cambio, Schmitz adicionalmente toma en cuenta las pérdidas por remolinos en la estela, debido al movimiento de rotación adquirido luego de pasar por el rotor. Para rotores con un TSR bajo (tip speed ratio de diseño de $\lambda_D < 2.5$), la geometría resultante en el álabe es significativamente diferente de la derivada por teoría de Betz. Las pérdidas del perfil (profile losses) y las resultantes del flujo de agua alrededor de la punta de los álabes (tip losses) son ignoradas en ambas teorías. Ellas deben ser tenidas en cuenta, ya que generan una reducción adicional de potencia en la turbina. El número de álabes no es un problema ya que solo afecta las pérdidas de punta (tip losses).

¿Cuánta potencia puede ser extraíble del flujo de agua?

La potencia en el agua fluyendo a través de la superficie de control de área A se calcula como:

$$\dot{E} = \frac{1}{2} \dot{m} v^2 = \frac{1}{2} \rho A v_1^3$$

Ya que el flujo masico es $\dot{m} = \rho A dx/dt = \rho A v_1$

La potencia del agua no puede ser extraída completamente. Betz analizó una fuertemente idealizada turbina que extrae potencia del flujo para un plano activo, asumiendo un flujo homogéneo de velocidad v_1 que es retardado por la turbina hacia la velocidad v_3 lejos aguas abajo. Por continuidad, se asume un tubo de fluido con líneas de flujo divergentes:

$$\rho v_1 A_1 = \rho v_2 A = \rho v_3 A_3$$

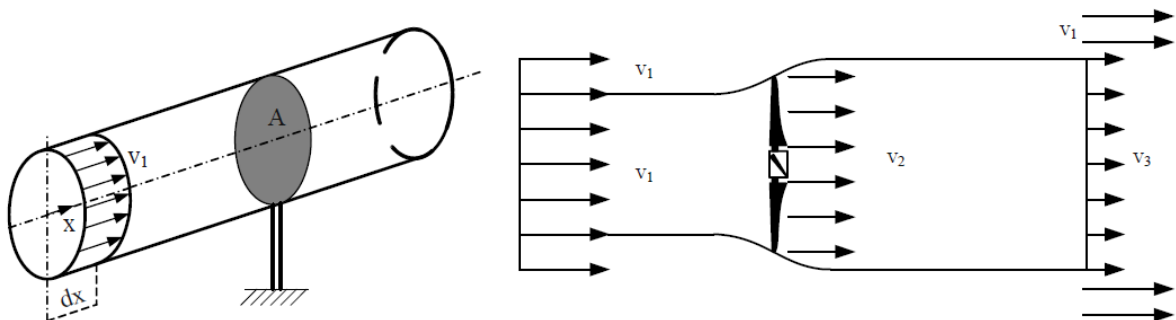


Figura 9: gráfica de los parámetros para calcular la potencia extraída

La densidad del agua ρ se asume constante. La energía cinética extraída E_{ex} es la diferencia entre la energía aguas arriba y aguas abajo del rotor:

$$E_{ex} = \frac{1}{2} m (v_1^2 - v_3^2)$$

La potencia extraída del agua es:

$$\dot{E}_{ex} = \frac{1}{2} \dot{m} (v_1^2 - v_3^2)$$

Si el agua no fuera retardada en absoluto ($v_3 = v_1$), ninguna potencia sería extraída. Si el agua es retardada demasiado, el flujo másico \dot{m} se vuelve muy pequeño. Llevado al extremo ($\dot{m} = 0$), esto generaría una congestión en el tubo de fluido considerado ($v_3 = 0$) y nuevamente no habría extracción de potencia.

Entonces debe existir un valor entre $v_3 = v_1$ y $v_3 = 0$ para la extracción máxima de potencia. Este valor puede ser determinado si la velocidad en el plano del rotor v_2 es conocida. El flujo másico será entonces:

$$\dot{m} = \rho A v_2$$

Para este punto es factible la siguiente suposición (que luego será probada con el Teorema de Froude-Rankine):

$$v_2 = \frac{v_1 + v_3}{2}$$

Si el flujo másico y la velocidad v_2 son introducidos en la ecuación de potencia, se obtiene:

$$\dot{E}_{ex} = \underbrace{\frac{1}{2} \rho A v_1^3}_{\text{Power in the water}} \left[\underbrace{\frac{1}{2} \cdot \left(1 + \frac{v_3}{v_1}\right) \cdot \left(1 - \left(\frac{v_3}{v_1}\right)^2\right)}_{\text{Power coefficient } C_p} \right] \quad (1)$$

Entonces, la potencia total en el agua es afectada por el coeficiente de rendimiento C_p que depende del ratio v_3/v_1 .

El coeficiente de rendimiento máximo es:

$$C_{P, \text{Betz}} = \frac{16}{27} = 0.59$$

Esto ocurre cuando la velocidad v_1 (aguas arriba del rotor) es retardada a $v_3 = (1/3) v_1$ (aguas abajo del rotor). Esto se puede encontrar matemáticamente derivando e igualando a cero la ecuación (1). Cerca del 60% de la potencia disponible en el agua es extraíble por una turbina ideal. En este caso, la velocidad en el plano rotor es $\frac{2 \cdot v_1}{3}$ y lejos aguas abajo $\frac{v_1}{3}$.

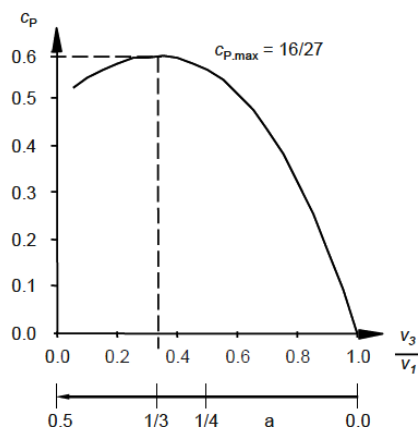


Figura 10: relación C_p y las velocidades V_1 y V_3

Ahora usando el principio del momento lineal, podemos determinar el empuje del agua actuando sobre el rotor cuando la máxima potencia es extraída. Para el empuje tenemos:

$$T = \dot{m} (v_1 - v_3) = \rho A \frac{v_1 + v_3}{2} (v_1 - v_3)$$

El coeficiente de potencia y el empuje son obtenidos versus el factor de inducción axial a , con base en la idea de que la turbina superpone una especie de fuerza en contra del flujo av_1 (por tercera ley de Newton). Para el plano activo del rotor y lejos aguas abajo tenemos respectivamente:

$$v_2 = v_1 (1 - a)$$

$$v_3 = v_1 (1 - 2 \cdot a)$$

Teorema de Froude-Rankine

Ver ANEXO correspondiente

Teoría del perfil (hidrodinámica)

Ver ANEXO correspondiente

Condiciones de flujo y fuerzas hidrodinámicas sobre el álabe rotante

Triángulos de velocidades

Existe una velocidad relativa w para cada sección transversal r del álabe. Esta velocidad consiste en la velocidad retardada para el plano rotor $v_2 = 2 v_1/3$ acorde a Betz, y la velocidad tangencial local $u = \Omega r$ resultado de la rotación de la turbina a velocidad angular Ω :

$$w^2 (r) = \left(\frac{2}{3} v_1 \right)^2 + (\Omega r)^2$$

Introduciendo el TSR de diseño λ_D el cual se define como el cociente entre la velocidad tangencial ΩR para la punta del álabe y la velocidad de flujo v_1 ,

$$\lambda_D = \frac{\Omega R}{v_1}$$

La dirección de la velocidad relativa ϕ (en referencia al plano del rotor) está dada por:

$$\tan \phi (r) = v_2 / (\Omega r)$$

y con $v_2 = 2 v_1/3$:

$$\tan \phi = \frac{2}{3} \frac{R}{\lambda_D r}$$

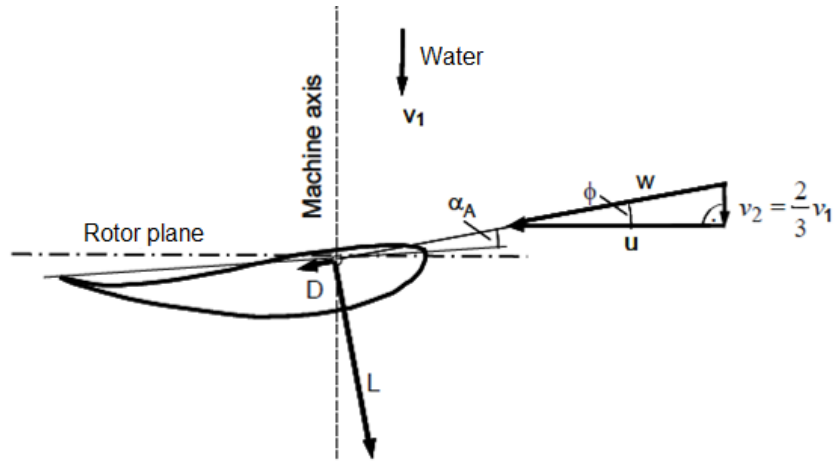


Figura 11: triángulo de velocidades para el perfil ubicado a cierto radio r desde la raíz

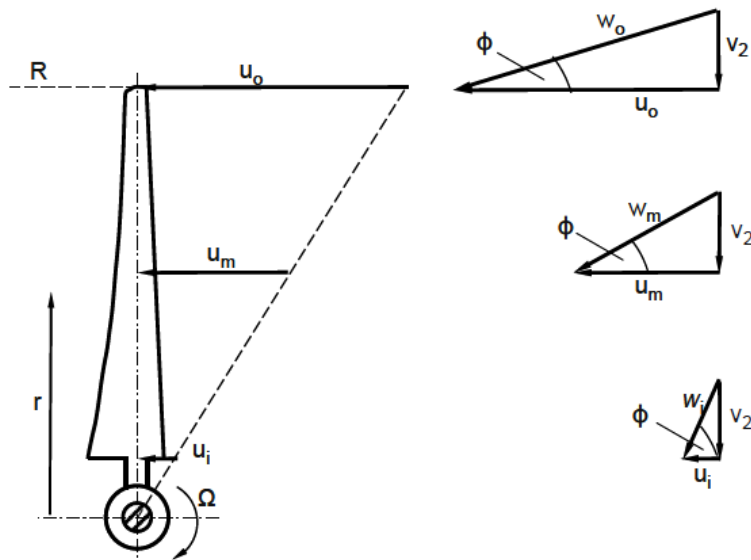


Figura 12: triángulos de velocidades para distintas posiciones radiales

Fuerzas hidrodinámicas sobre el álabe rotante

Las fuerzas hidrodinámicas de sustentación dL y arrastre dD (ubicadas a aproximadamente $0.25c$ desde al borde de ataque) para un elemento de longitud dr en el radio r , son:

$$\text{Lift: } dL = \frac{\rho}{2} w^2 c dr c_L(\alpha_A)$$

$$\text{Drag: } dD = \frac{\rho}{2} w^2 c dr c_D(\alpha_A)$$

La fuerza de sustentación es perpendicular a la dirección de w mientras que el arrastre es colineal a la misma. Entonces, la descomposición de esas fuerzas en dirección tangencial al círculo descrito en la rotación dU y normal al plano rotor dT , son:

$$dU = \frac{\rho}{2} w^2 c dr [c_L \sin\phi - c_D \cos\phi] \quad dT = \frac{\rho}{2} w^2 c dr [c_L \cos\phi + c_D \sin\phi]$$

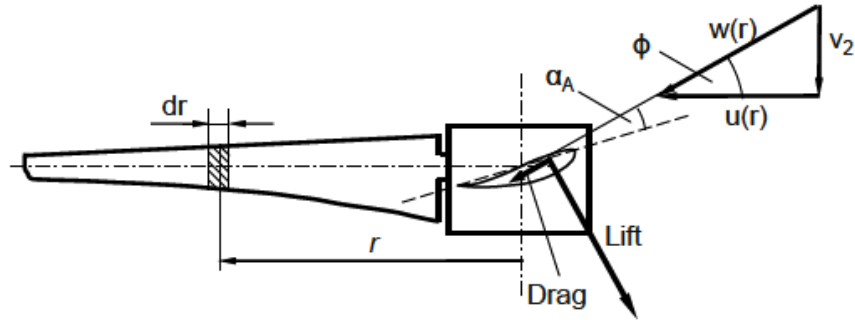


Figura 13: fuerzas aerodinámicas para un elemento anular del rotor de longitud dr

Dimensiones óptimas del álabes (BETZ)

La potencia máxima que puede extraerse en un área circular es:

$$\dot{E}_{\text{Betz}} = \frac{16}{27} \frac{\rho}{2} v_1^3 (\pi R^2)$$

Habiendo establecido esto, el rotor puede construirse a partir de elementos anulares de tamaño $2\pi r dr$ del área barrida total que extraen la siguiente potencia:

$$d\dot{E}_{\text{Betz}} = \frac{16}{27} \frac{\rho}{2} v_1^3 (2\pi r dr)$$

Esta potencia será extraída con z álabes apropiadamente dimensionados, lo cual resulta en una potencia mecánica para la sección anular considerada de:

$$dP = \underbrace{z}_{\text{number of blades}} \cdot \underbrace{dU}_{\text{tangential component of the aerodynamic force}} \cdot \underbrace{\Omega r}_{\text{local circumferential velocity}}$$

Ya que asumimos que el punto de diseño para el perfil hidrodinámico se encuentra cercano al mejor radio lift/drag, el coeficiente de arrastre es muy pequeño, $c_D \ll c_L$. La contribución sobre la fuerza tangencial dU , es predominantemente la sustentación:

$$dU \approx dL \sin\phi = \frac{\rho}{2} c_L w^2 c(r) dr \sin\phi$$

La potencia mecánica extraída es:

$$dP \approx z \Omega r \frac{\rho}{2} c_L w^2 c(r) dr \sin\phi$$

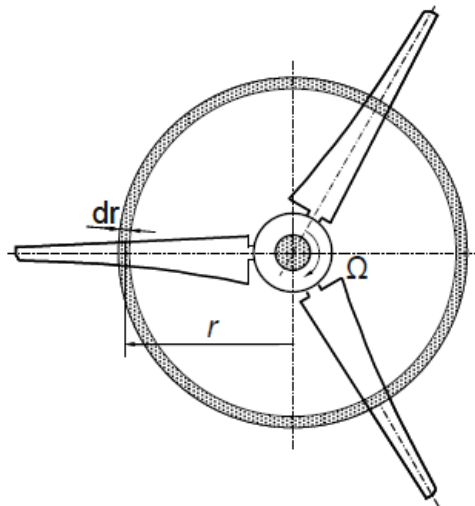


Figura 14: parámetros de cálculo sobre el rotor

Bajo la condición $dP = d\dot{E}$ Betz, la fórmula para la longitud de cuerda $c(r)$ de un alabe óptimamente diseñado puede obtenerse:

$$c(r) = \frac{1}{z} \frac{16}{27} \frac{2\pi r}{c_L} \frac{v_1^3}{w^2 \Omega r \sin \phi}$$

Usando las relaciones entre los triángulos de velocidades,

$$v_1 = \frac{3}{2} w \sin \phi$$

Siendo $u = \Omega r = w \cos \phi$, podemos reescribir lo anterior como sigue:

$$c(r) = 2 \pi R \frac{1}{z} \frac{8}{9 c_L} \frac{1}{\lambda_D \sqrt{\lambda_D^2 \left(\frac{r}{R}\right)^2 + \frac{4}{9}}}$$

λ_D es el TSR elegido y c_L el coeficiente de sustentación seleccionado para la fase actual de diseño. Este puede ser constante con el radio r (pero no necesariamente tiene que serlo).

En la ecuación de la ley de cuerda, la cual solo distribuye la longitud total de cuerda requerida en el álabe sobre varias secciones, no posee información sobre como elegir el número de álabes, lo cual puede ser determinado en base a requerimientos de resistencia de materiales, fabricabilidad o aspectos dinámicos. La ley de cuerda simplificada queda:

$$c(r) \approx 2 \cdot \pi \cdot R \cdot \frac{1}{z} \cdot \frac{8}{9 \cdot c_L} \cdot \frac{1}{\lambda_D^2 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)}$$

Esta simplificación puede ser usada para turbinas con un alto TSR ($\lambda_D > 3$) y si asumimos que la zona del álabe empieza a distancia aproximada de $0.15r$ debido al espacio necesario para ubicar el hub de la turbina. De la formula, es claro que la longitud de cuerda de álabe requerida para la extracción de potencia según método de Betz decrece proporcional al cuadrado de λ_D .

El ángulo de torsión total $\beta(r)$ del perfil es:

$$\beta(r) = \phi(r) - \alpha_A(r)$$

Mediante la selección del λ_D , podemos determinar el ángulo ϕ de la velocidad relativa w respecto al plano del rotor para el radio r ,

$$\phi(r) = \arctan\left(\frac{2}{3} \frac{R}{r \lambda_D}\right)$$

El ángulo ϕ es la primera contribución a la torsión del álabe. Adicionalmente, la cuerda del álabe debe ser inclinada en relación con dicho ángulo, por el ángulo de ataque α_A correspondiente al coeficiente c_L tomado como base para calcular la longitud de cuerda necesaria del perfil (generalmente tomado para el α_A que arroja ϵ_{max}).

Entonces, el ángulo de torsión total del álabe, el cual es el ángulo local entre el plano rotor y la línea de cuerda, está dado por:

$$\beta = \arctan\left(\frac{2}{3} \frac{R}{r \lambda_D}\right) - \alpha_A(r)$$

Pérdidas

El coeficiente de rendimiento óptimo $C_{p_{Betz}} = 0.59$, es una idealización que tiene en cuenta solamente las pérdidas en la velocidad axial aguas abajo. Aparte de dichas pérdidas, existen otras que son importantes:

- pérdidas del perfil (profile losses) que incrementan el arrastre,
- pérdidas resultantes del paso de flujo desde la zona de presión a la de succión en la punta de los álabes (tip losses),
- pérdidas por rotación de estela aguas abajo del rotor (wake losses).

Ver ANEXO correspondiente

Dimensiones óptimas del álabe (SCHMITZ)

Betz asumió que el flujo es retrasado de la velocidad aguas arriba v_1 mediante la velocidad $v_2 = (v_1 + v_3) / 2$ en el plano rotor, hasta la velocidad aguas abajo $v_1 / 3$, sin ningún cambio en su dirección axial exclusivamente lineal.

Sin embargo, Schmitz (y antes suyo Glauert para su cálculo de propulsores) tomó en cuenta la componente circunferencial Δu de la estela rotante la cual es un resultado inevitable de la tercera ley de Newton.

Esta componente circunferencial es igual a cero aguas arriba del rotor y Δu aguas abajo del rotor (creada cuando el flujo atraviesa el álabe).

La velocidad relativa w para el hydrofoil, se compone de la velocidad axial de Betz $v_{2,ax} = v_1 - \Delta v / 2$ y la velocidad circunferencial incrementada:

$$u = \Omega r + \frac{\Delta u}{2}$$

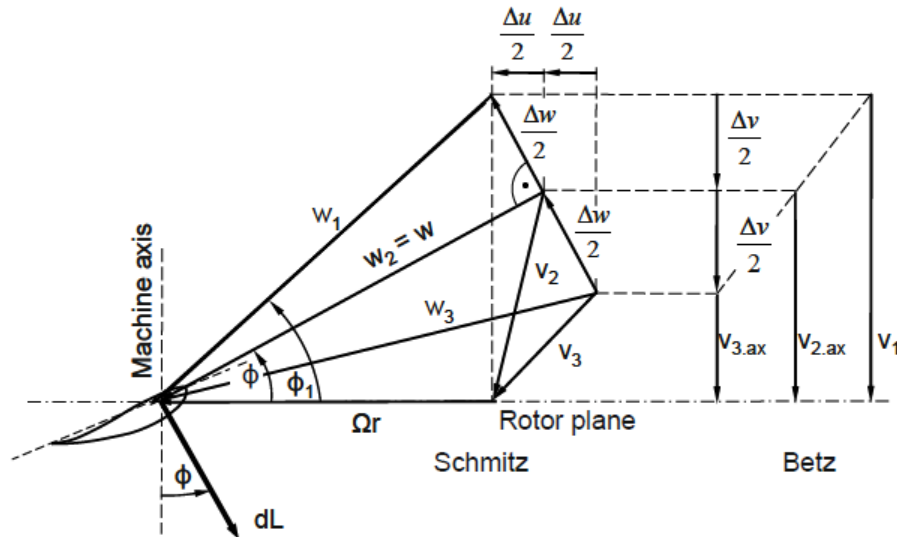


Figura 15: componentes de velocidad aguas arriba del rotor

Ya que la componente adicional Δu es creada cuando el flujo atraviesa el álabe, se puede considerar el valor medio $\Delta u/2$ del valor antes y después usado. La magnitud de Δu dependerá del λ_D de diseño para condiciones de óptimo rendimiento. El triángulo de velocidad se forma por v_1 y Ωr , generando w_1 y ϕ_1 , es lo que sucedería si el rotor no desacelerara en absoluto el flujo.

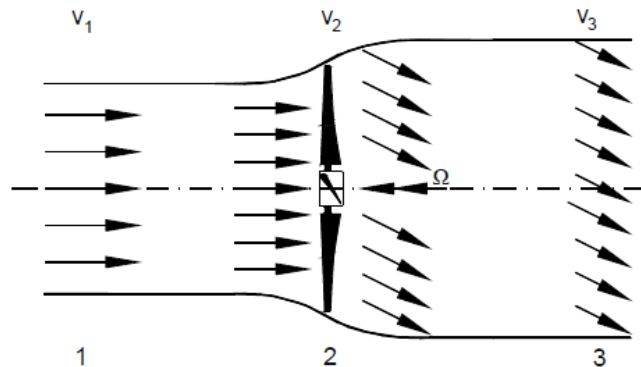


Figura 16: velocidad de flujo desviada

El cambio Δw para la velocidad relativa w_1 aguas arriba del rotor a la velocidad relativa w_3 aguas abajo es causado por efecto hidrodinámico del perfil. Por segunda ley de Newton, se crea en la sección anular del rotor de ancho dr considerada una fuerza de sustentación dL perpendicular a w y paralela a Δw ,

$$dL = \Delta w \, d\dot{m}$$

El flujo másico a través de la sección anular es:

$$d\dot{m} = 2 \rho \pi r \, dr \, v_{2.ax}$$

La potencia extraída en dicha sección ignorando el drag es:

$$\begin{aligned} dP &= dM \Omega \\ &= dU r \Omega = dL \sin(\phi) r \Omega \end{aligned}$$

Para la figura de los triángulos de velocidades, pueden extraerse las siguientes relaciones geométricas:

Velocidad relativa en el plano rotor	$w = w_1 \cos(\phi_1 - \phi)$
Componente axial de w en el plano rotor	$v_{2.ax} = w \sin \phi$ $= w_1 \cos(\phi_1 - \phi) \cdot \sin \phi$
Cambio en la velocidad Δw en el plano rotor	$\Delta w = 2 w_1 \sin(\phi_1 - \phi)$

Tabla 1: relaciones geométricas derivadas del triángulo de velocidades

La potencia depende del ángulo ϕ :

$$dP = r \Omega d\dot{m} \Delta w \sin \phi$$

$$dP = r^2 \Omega \rho 2\pi dr w_1^2 \sin[2(\phi_1 - \phi)] \sin^2 \phi$$

La derivada $dP/d\phi = 0$ arroja el ángulo ϕ para el cual se obtiene máxima potencia:

$$\frac{dP}{d\phi} = (r^2 \Omega \rho 2\pi dr w_1^2) (-2 \cos[2(\phi_1 - \phi)] \sin^2 \phi + 2 \sin[2(\phi_1 - \phi)] \sin \phi \cos \phi)$$

$$= (r^2 \Omega \rho 2\pi dr w_1^2) 2 \sin \phi (\sin(2\phi_1 - 3\phi))$$

Para óptima extracción de potencia el ángulo de la velocidad relativa toma el siguiente valor:

$$\phi = \frac{2}{3} \phi_1$$

$$\tan \phi_1 = \frac{v_1}{\Omega r} = \frac{R}{\lambda_D r}$$

Reemplazando ese ángulo en la expresión de dL tenemos:

$$dL = d\dot{m} \Delta w$$

$$= \rho 2\pi r dr w_1^2 4 \sin^2\left(\frac{\phi_1}{3}\right) \cos^2\left(\frac{\phi_1}{3}\right)$$

Considerando $\phi_1 - \phi = \phi_1 / 3$, $\sin(2/3 \phi_1) = 2 \sin(\phi_1 / 3) \cos(\phi_1 / 3)$

Para determinar la longitud de cuerda total que otorgue la sustentación requerida, tenemos:

$$dL = \frac{\rho}{2} w^2 c_{tot} dr c_L$$

$$dL = \frac{\rho}{2} w_1^2 c_{tot} dr c_L \cos^2\left(\frac{1}{3} \phi_1\right)$$

Introduciendo la expresión anterior en las fórmulas de potencia desarrolladas, se obtiene una expresión de la longitud de cuerda total según ley de Schmitz:

$$c_{\text{tot}}(r) = \frac{16\pi r}{c_L} \sin^2\left(\frac{1}{3}\phi_1\right)$$

Distribuyendo la longitud de cuerda total c_{tot} sobre z álabes, obtenemos la ley de variación para cada posición radial considerada:

$$c_{\text{Schmitz}}(r) = \frac{1}{z} \frac{16\pi r}{c_L} \sin^2\left(\frac{1}{3}\phi_1\right)$$

Para pequeños ángulos ϕ_1 (λ_D elevados), los valores obtenidos por ley de cuerda de Schmitz son iguales a aquellos obtenidos por ley de Betz.

$$\bar{c}_{\text{Betz}} = c_{\text{Betz}} \frac{z c_L \lambda_D}{R} = \frac{16\pi}{9} \frac{1}{\sqrt{\left(\lambda_D \frac{r}{R}\right)^2 + \frac{4}{9}}}$$

$$\bar{c}_{\text{Schmitz}} = c_{\text{Schmitz}} \frac{z c_L \lambda_D}{R} = \frac{16\pi \lambda_D r}{R} \sin^2\left(\frac{1}{3}\phi_1\right)$$

$$\phi_1 = \arctan\left(\frac{R}{\lambda_D r}\right)$$

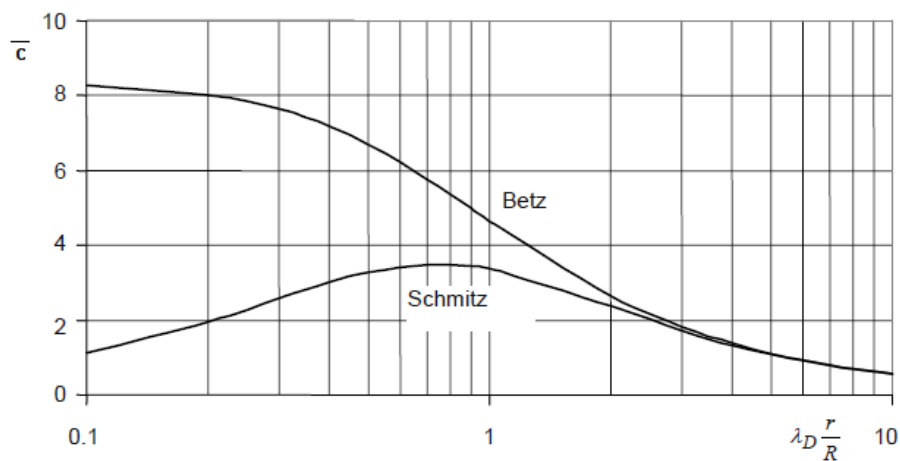


Figura 17: comparación de longitud de cuerda adimensionalizada \bar{c} acorde a Betz y Schmitz versus la relación local de velocidades $\lambda_D r/R$

Después de determinar el coeficiente de sustentación c_L y el número de álabes z , la correspondiente longitud de cuerda real puede determinarse como:

$$c = \frac{\bar{c} R}{\lambda_D z c_L}$$

Tomando en cuenta la rotación de la estela, mientras más chica sea la relación $\lambda_D r/R$, más diferirá la longitud óptima de cuerda respecto al cálculo por ley de Betz. Para turbinas con alto λ_D , esto solo afecta al

área cercana al hub. Esto favorece a los diseñadores ya que para esa zona es complicado implementar una gran longitud de cuerda.

La siguiente curva muestra el ángulo de velocidad relativa ϕ para el triángulo de velocidades en el plano rotor, tomando en cuenta la rotación de estela (ley de Schmitz) o ignorándola (ley de Betz). El gráfico ilustra que el diseño por Schmitz resulta en menor torsión: para turbinas con alta relación de velocidad de punta en el área interna solamente y para turbinas con baja relación de velocidad de punta a lo largo de la totalidad de longitud del álabe.

El ángulo de torsión total β del alabe resulta de la diferencia entre el ángulo de la velocidad relativa ϕ y el ángulo de ataque α_A :

$$\beta = \phi - \alpha_A$$

Este es el ángulo local entre el plano rotor y la línea de cuerda del perfil.

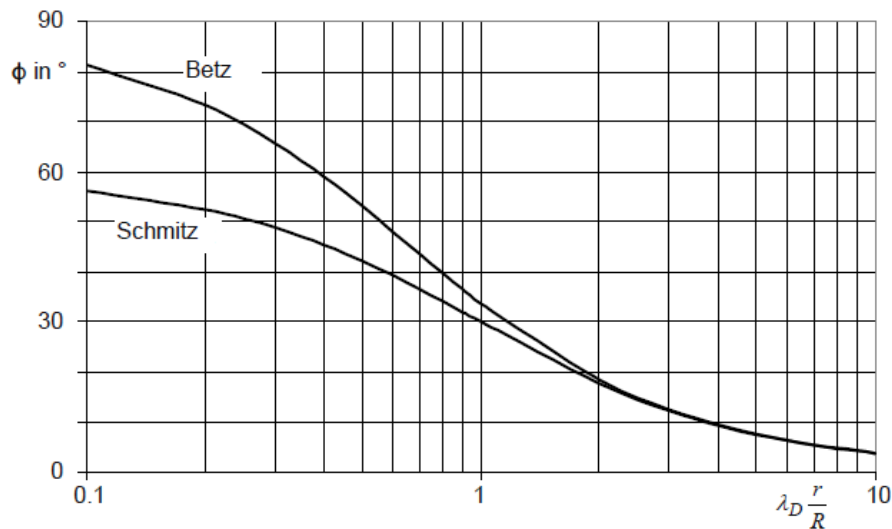


Figura 18: ángulo de la velocidad relativa en el plano rotor ϕ (Betz y Schmitz) versus la relación local de velocidades $\lambda_D r/R$

Pérdidas debido a rotación en la estela

Acorde a Betz, sin considerar rotación de estela aguas abajo, la potencia máxima era:

$$P_{\text{Betz}} = \frac{\rho}{2} v_1^3 \pi R^2 c_{P, \text{Betz}} \quad c_{P, \text{Betz}} = \frac{16}{27}$$

La potencia P_{Schmitz} incluyendo las pérdidas mencionadas es:

$$\phi_1 = \arctan\left(\frac{R}{\lambda_D r}\right)$$

$$P_{\text{Schmitz}} = \frac{\rho}{2} \pi R^2 v_1^3 \int_0^1 4 \lambda_D \left(\frac{r}{R}\right)^2 \frac{\sin^3\left(\frac{2}{3} \phi_1\right)}{\sin^2(\phi_1)} d\left(\frac{r}{R}\right)$$

El resultado de la expresión anterior permite graficar el coeficiente de potencia $C_{P, Schmitz}$ el cual es fuertemente dependiente de la relación de velocidad de punta λ_D (en contraste con el coeficiente constante $C_{P, Betz}$).

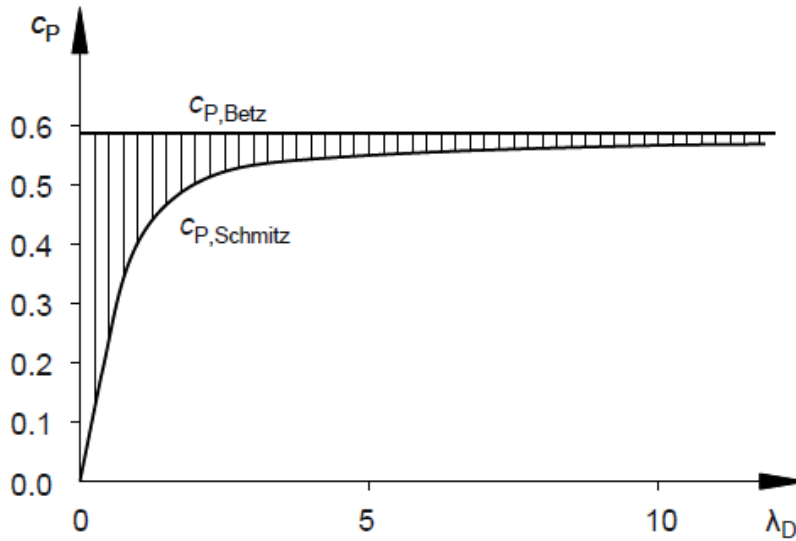


Figura 19: coeficiente de potencia acorde a Betz (sin rotación de estela) and Schmitz (con rotación de estela). El área tramada simboliza las pérdidas adicionales.

Resumen de consideraciones para diseño de la turbina

Una primera estimación de la potencia mecánica máxima a ser extraída del agua es:

$$P_{Real} = \frac{\rho}{2} \pi R^2 v_1^3 C_{P,real}$$

$$C_{P,Real} = C_{P,Schmitz}(\lambda_D) \eta_{Perfil}(\lambda_D, \varepsilon) \eta_{Tip}(\lambda_D, z)$$

Donde el coeficiente adimensional $C_{P,real}$ depende solamente del λ_D , de la relación $\varepsilon = c_L / c_D$ del perfil seleccionado y del número de alabes z , afectando las pérdidas de punta.

Habiendo configurado el TSR de diseño λ_D , la longitud de cuerda del perfil $c(r)$ y los ángulos relativos $\phi(r)$ se podrá plasmar la variación de la torsión a lo largo del álabe como muestra la imagen adjunta. El ángulo de torsión total $\beta = \phi(r) - \alpha_A$ puede obtenerse a partir del ángulo de ataque α_A .

$$\beta(r) = \frac{2}{3} \arctan\left(\frac{R}{\lambda_D r}\right) - \alpha_A(r)$$

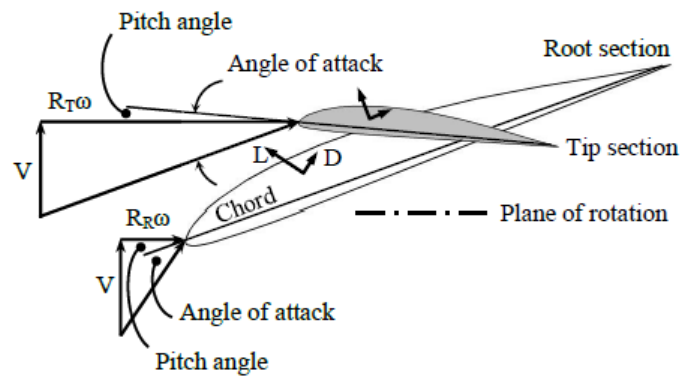


Figura 20: esquema de las posiciones relativas de las secciones de raíz y punta, en base a sus respectivas inclinaciones.



Figura 21: secciones alineadas por un eje que atraviesa el centro de gravedad de cada perfil.

En algún momento, se debe determinar el número de álabes z . Las teorías de dimensionamiento proveen una pequeña ayuda para esto: z es un parámetro débil, que solo afecta las pérdidas de punta. Entonces, aspectos de fabricación (3 álabes son más costosos que 2), consideraciones dinámicas (los rotores con 3 o más álabes giran más suave mientras que con menos álabes el funcionamiento se vuelve fluctuante y ruidoso) y de resistencia son problemas decisivos.

Por lo general los centros de gravedad de los perfiles usados en cada sección son alineados en dirección radial para soportar mejor las fuerzas centrífugas durante la rotación.

El resultado del diseño debe ser un rotor que tenga un óptimo coeficiente de potencia cuando es configurado en base a la relación de velocidad de punta de diseño.

	Betz	Glauert - Schmitz
Far upstream of the rotor	$v_1 = v_{Flow}$	ϕ_1
In the rotor plane	$v_2 = \frac{2}{3} v_1$	$\phi_2 = \phi = \frac{2}{3} \phi_1$
Far downstream of the rotor	$v_2 = \frac{1}{3} v_1$	$\phi_3 = \frac{1}{3} \phi_1$

Tabla 2: parámetros para conseguir un C_p óptimo según las distintas teorías

MÉTODO CLÁSICO DEL MOMENTO DEL ELEMENTO DE ÁLABE (Classical BEM Method)

La teoría del elemento de álabes es muy útil para derivar expresiones concernientes al desarrollo de torque y fuerza de empuje axial experimentadas por la turbina. Esta teoría está basada en el análisis de la fuerza hidrodinámica aplicada a un elemento radial de longitud infinitesimal dr , mostrado en la figura adjunta. El elemento de álabes se mueve en el flujo acuático a la velocidad relativa V_{rel} . Un álabes puede ser dividido en N elementos, cada uno de los cuales experimentará un flujo ligeramente diferente, ya que tienen una velocidad tangencial y longitud de cuerda distintas. El flujo de agua establece una presión diferencial alrededor del elemento de álabes, lo cual resulta en una fuerza perpendicular a la dirección del movimiento local del agua (denominada fuerza de sustentación dL). En adición a ella, aparecerá una fuerza de arrastre dD en dirección colineal al flujo, la cual se debe a la fuerza por fricción viscosa sobre la superficie del hydrofoil y la presión desigual sobre la superficie del hydrofoil orientada hacia y lejos del flujo que se aproxima.

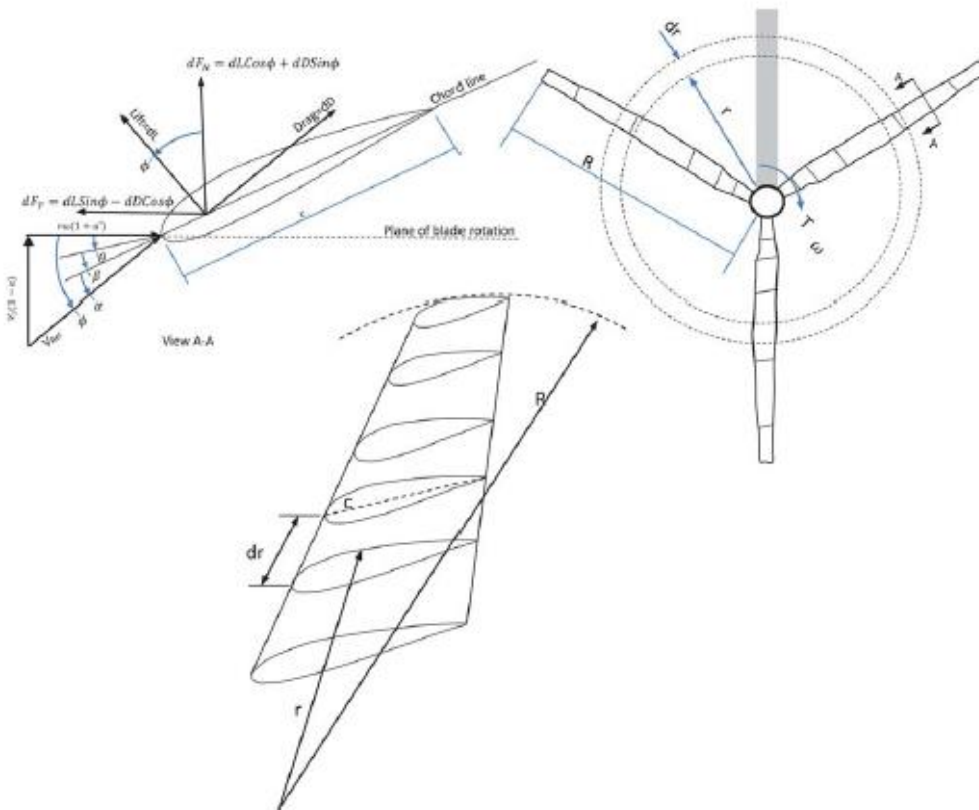


Figura 22: parámetros para el desarrollo de la teoría BEM aplicada al rotor

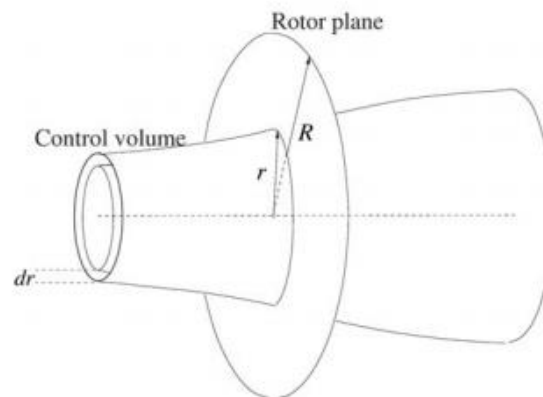


Figura 23: geometría de desarrollo

En la teoría de momento 1-D la geometría actual del rotor (número de álabes, distribución de cuerda y torsión, y los perfiles usados) no era considerada. El método BEM anexa a la teoría de momento, los eventos locales que tienen lugar en la configuración real de los álabes. El tubo de fluido introducido en la teoría de momento 1-D es discretizado en N elementos anulares de ancho dr , como se ve en la figura.

Los límites laterales de esos elementos consisten en líneas de flujo, en otras palabras, no existe traspaso de flujo entre elementos aledaños.

En el modelo BEM, se asumen las siguientes hipótesis para los elementos anulares:

1. No existe dependencia radial, en otras palabras, lo que sucede en un elemento no tiene influencia sobre los demás.
2. La fuerza de los álabes sobre el flujo es constante en cada elemento anular, lo cual corresponde a considerar número de alabes infinito (para considerar número finito de alabes se emplea un factor de corrección por pérdida de punta de Prandtl).

La distribución de presión a lo largo de las líneas de flujo curvadas encerrando la estela no tienen componente axial de fuerza. El empuje sobre el disco en este volumen de control puede ser encontrado de la integral de momento considerando el área transversal del elemento como $2\pi r dr$:

$$dT = (V_o - u_i) d\dot{m} = 2\pi r \rho u (V_o - u_i) dr.$$

El torque dM que se verifica en el elemento anular se encuentra definiendo velocidad rotacional cero antes del rotor y C_θ (azimutal) en la estela:

$$dM = r C_\theta d\dot{m} = 2\pi r^2 \rho u C_\theta dr.$$

La velocidad relativa V_{rel} vista por una sección del álabe es combinación de la velocidad axial $(1 - a) V_o$ y la velocidad tangencial $(1 + a')\omega r$ para el plano rotor.

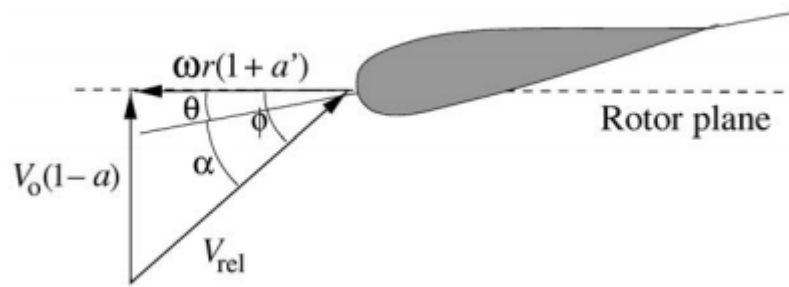


Figura 24: distribución de velocidades sobre la sección del álabe

Definimos a θ como el ángulo de inclinación local (local pitch) del álabe, en otras palabras, el ángulo local entre la cuerda y el plano de rotación. El ángulo de inclinación local es combinación del ángulo de avance θ_p (pitch angle), y la torsión del álabe β , entonces $\theta = \theta_p + \beta$, donde el ángulo de avance es formado entre la dirección de la cuerda en la punta del álabe y el plano rotor y la torsión es medida en relación con la punta de la cuerda. ϕ es el ángulo entre el plano rotor y la velocidad relativa V_{rel} , definiendo junto con el ángulo de inclinación local al ángulo de ataque:

$$\alpha = \phi - \theta.$$

$$\tan \phi = \frac{(1-a)V_o}{(1+a')\omega r}$$

La fuerza de sustentación por definición es perpendicular a V_{rel} y la fuerza de arrastre es colineal a la misma; se definen como sigue, con ayuda de los coeficientes adimensionales c_L y c_D extraídos empíricamente de mediciones sobre túnel de viento (que dependen para el tipo de perfil, del ángulo de ataque):

$$L = \frac{1}{2}\rho V_{rel}^2 c C_L$$

$$D = \frac{1}{2}\rho V_{rel}^2 c C_D.$$

Descomponiendo las anteriores en 2 fuerzas, una tangente a la trayectoria barrida pT (encargada del torque) y otra normal al plano de rotación pN (encargada del empuje):

$$p_N = L \cos \phi + D \sin \phi$$

$$p_T = L \sin \phi - D \cos \phi$$

$$C_n = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi$$

$$C_t = C_l \sin \phi - C_d \cos \phi$$

$$C_n = \frac{P_N}{\frac{1}{2}\rho V_{rel}^2 c}$$

$$C_t = \frac{P_T}{\frac{1}{2}\rho V_{rel}^2 c}$$

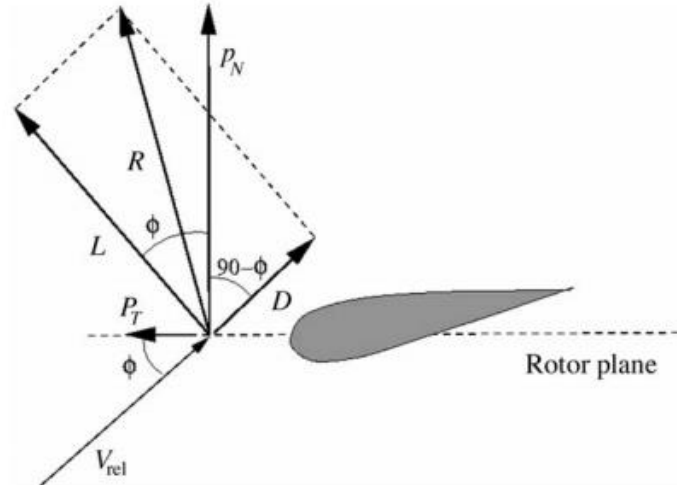


Figura 25: triángulo de velocidades

Del triángulo de velocidades de la figura anterior:

$$V_{rel} \sin \phi = V_o (1 - a)$$

$$V_{rel} \cos \phi = \omega r (1 + a')$$

La solidez σ se define como la fracción del área anular en el volumen de control que es cubierta por los álabes:

$$\sigma(r) = \frac{c(r)B}{2\pi r}$$

B denota el número de álabes, $c(r)$ es la cuerda local y r es la posición radial sobre el volumen de control. Ya que p_N y p_T son fuerzas por longitud, las fuerzas de empuje y torque sobre el volumen de espesor dr son:

$$dT = B p_N dr$$

$$dT = \frac{1}{2} \rho B \frac{V_o^2 (1 - a)^2}{\sin^2 \phi} c C_n dr.$$

$$dM = r B p_T dr.$$

$$dM = \frac{1}{2} \rho B \frac{V_o (1 - a) \omega r (1 + a')}{\sin \phi \cos \phi} c C_r dr.$$

Este método nos arroja una expresión para el factor de inducción axial (a) y para el factor de inducción rotacional (a'):

$$a = \frac{1}{\frac{4 \sin^2 \phi}{\sigma C_n} + 1}$$

$$a' = \frac{1}{\frac{4 \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1}$$

Cada tira se puede tratar por separado y la solución en un radio se puede calcular antes de resolver para otro radio; en otras palabras, para cada volumen de control se aplica el siguiente algoritmo:

Paso (1) Inicializar a and a' , típicamente $a = a' = 0$.

Paso (2) Computar el ángulo local de flujo ϕ calculado con su correspondiente ecuación.

Paso (3) Computar el ángulo local de ataque.

Paso (4) Leer $C_l(\alpha)$ y $C_d(\alpha)$ de tabla para el perfil elegido.

Paso (5) Computar C_n y C_t de sus correspondientes ecuaciones.

Paso (6) Calcular a and a' .

Paso (7) Si a y a' han cambiado fuera de cierto valor de tolerancia, ir al **Paso (2)** o finalizar.

Paso (8) Computar las cargas locales sobre los segmentos de álabe.

Correcciones para Método BEM

Ver ANEXO correspondiente

ESTUDIO Y SIMULACIÓN DE FLUIDODINÁMICA COMPUTACIONAL CFD

Validación del modelo de CFD

I. Descripción del caso de validación

Para la validación del modelo de CFD, se utilizó la geometría de una turbina hidrocinética ensayada experimentalmente por [1]. La turbina de análisis consta de tres álabes, tiene un diámetro de 800 [mm] y el diámetro del hub es de 100 [mm]. Los álabes de la turbina se encuentran conformados por la familia de perfiles NACA 63-xxx; más específicamente por el perfil NACA 63-824 en la raíz y el NACA 63-812 en la punta, realizando una transición suave intermedia a través de NACA 63-821, 63-818 y 63-815 (ver figuras a continuación). El álabe se encuentra constituido en 17 etapas con los parámetros de los perfiles presentados en la tabla adjunta. La turbina fue ensayada exhaustivamente en un tanque de 3.7 [m] de ancho y 1.8 [m] de alto. En los ensayos se obtuvieron los valores de coeficiente de potencia para Tip Speed Ratio de 5 a 12, presentando el óptimo en TSR 6. Para la generación de los perfiles se utilizó el código de acceso libre JavaFoil [2].

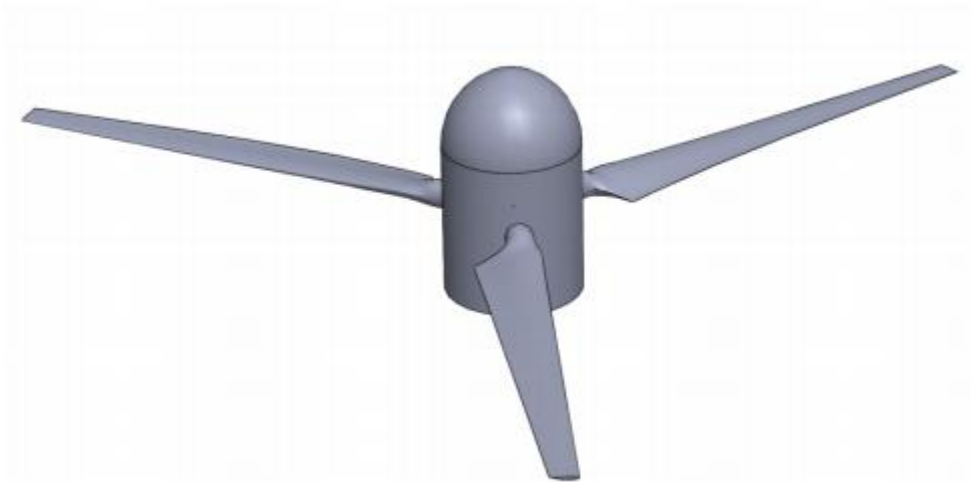


Figura 26: turbina tripala utilizada como referencia para la validación del modelo numérico en CFD.

El ángulo de pitch del álabe utilizado para los análisis fue de 5° , es decir que el ángulo de pitch total en la raíz del álabe de la turbina es de 20° , el cual resultó el de mayor eficiencia en los estudios realizados en [1].

r/R	Radio [mm]	c/R	Ángulo de pitch (deg)	t/c[%]
0.20	80	0.125	15.0	24.0
0.25	100	0.1203	12.1	22.5
0.30	120	0.1156	9.5	20.7
0.35	140	0.1109	7.6	19.5
0.40	160	0.1063	6.1	18.7
0.45	180	0.1016	4.9	18.1
0.50	200	0.0969	3.9	17.6
0.55	220	0.0922	3.1	17.1
0.60	240	0.0875	2.4	16.6
0.65	260	0.0828	1.9	16.1
0.70	280	0.0781	1.5	15.6
0.75	300	0.0734	1.2	15.1
0.80	320	0.0688	0.9	14.6
0.85	340	0.0641	0.6	14.1
0.90	360	0.0594	0.4	13.6
0.95	380	0.0547	0.2	13.1
1.00	400	0.05	0.0	12.6

Tabla 3: características de los álabes de la turbina de referencia.

II. Modelo Computacional

Para el análisis numérico de la dinámica de fluidos computacional se utiliza el software de acceso libre Code Saturne [3], el cual se encuentra basado en el Método de Volúmenes Finitos (MVF) y es utilizado para la resolución de las ecuaciones de Navier Stokes promediadas (RANS por sus siglas en inglés -Reynolds Average Navier Stokes equations-). Para el acople de los campos presión-velocidad se utilizó un esquema semi-implícito (SIMPLEC), mientras que para la modelización del flujo convectivo se utilizó el esquema de segundo orden SOLU (por sus siglas en inglés Second Order Linear Upwind) [4]. Para la simulación de la rotación de la turbina se utilizó el método de Rotor Congelado (o Frozen Rotor en inglés) el cuál se basa en la utilización de las ecuaciones para sistemas de referencias móviles. Este es un método de estado estacionario que utiliza un sistema de referencias rotantes el cual convierte el comportamiento naturalmente transiente del flujo de una turbomaquinaria, en un estado estacionario del flujo. Si bien esta metodología permite disminuir el costo computacional de las simulaciones, la desventaja es que la solución se obtiene para una única posición de la turbina y la precisión puede verse levemente afectada. La turbulencia es modelada utilizando el modelo de turbulencia SST-k ω el cual muestra buenos resultados en la simulación de turbinas hidrocinéticas [5]. El dominio computacional utilizado tiene una sección de 3.7[m] x 1.8 [m], correspondiente a la del canal, y 5D aguas arriba y 12D aguas abajo del rotor, siendo D el diámetro del rotor. La discretización del dominio computacional se conforma por dos mallas, una malla fija compuesta enteramente por elementos hexaédricos estructurados, y otra malla rodeando la turbina a cuyos elementos se le impone la rotación, y que se encuentra constituida mayormente por elementos hexaédricos y, en menor medida, por elementos tetraédricos y prismáticos. Detalles de las mallas son presentados en la tabla a continuación. La malla del canal fue generada utilizando el software libre SALOME [6], mientras que la malla alrededor de la turbina fue creada utilizando Cfmesh [7].

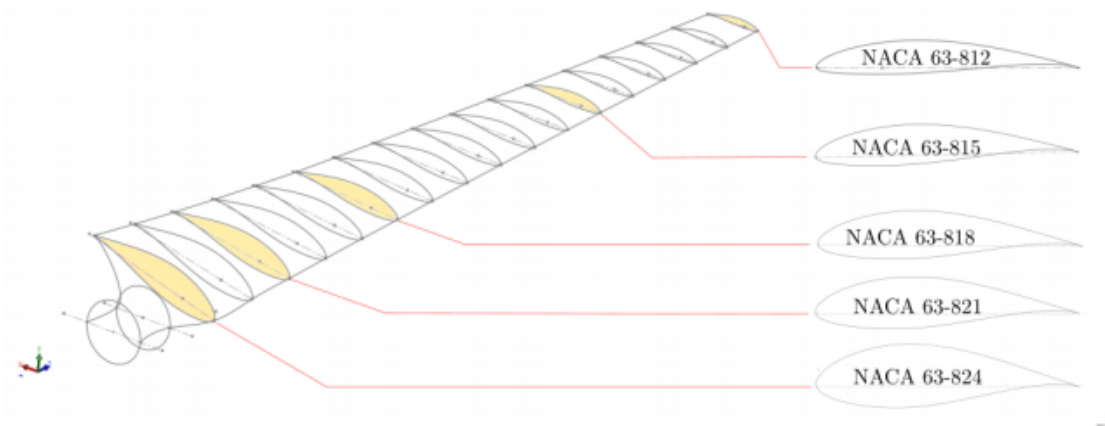


Figura 27: cortes en los planos XZ e XY de la malla.

	No ortogonalidad		Skewness	Número de celdas	
	Max	Promedio	Max	Hexaedros	Prismas
Malla del canal	53.62	15.17	0.53	1771264	0
Malla de la turbina	70.11	4.49	7.32	2244006	1476

Tabla 4: parámetros de calidad de las mallas utilizadas.

Como condición de entrada se estableció una velocidad en el fluido de 1.4 [m/s], mientras que en la salida se fijó una presión constante (despreciando la variación hidrostática de presión). En cuanto a las paredes, techo y piso del dominio se estableció una condición de borde del tipo pared deslizante, con el fin de no modelar en dichos bordes la capa límite del fluido. En cuanto a la turbina, se estableció una condición de pared no deslizante, forzando al fluido a tomar una velocidad relativa nula en la superficie del rotor.

El rendimiento de la turbina se analiza mediante el cálculo del Coeficiente de Potencia (C_p) definido como:

$$C_p = \frac{T \cdot \omega}{0.5 \rho U_w^3 A}$$

siendo T el torque en el eje de la turbina, ω la velocidad angular de la misma, ρ y U_w la densidad y velocidad de entrada del agua respectivamente, y A el área frontal del rotor. Se analizaron seis velocidades de giro correspondientes a TSR (Tip Speed Ratio) de 5, 6, 7, 8 y 9. En la siguiente tabla se observan los resultados obtenidos para las distintas velocidades de giro del rotor. La potencia en el eje de la turbina es computada como $T \cdot \omega$. Para computar el torque se promedian los valores obtenidos en las últimas 1000 iteraciones. En la figura adjunta se observan los torques obtenidos para cada TSR a partir de las simulaciones. Se puede observar que a partir de la iteración 6000 aproximadamente el torque no varía por lo que la simulación se detiene poco después.

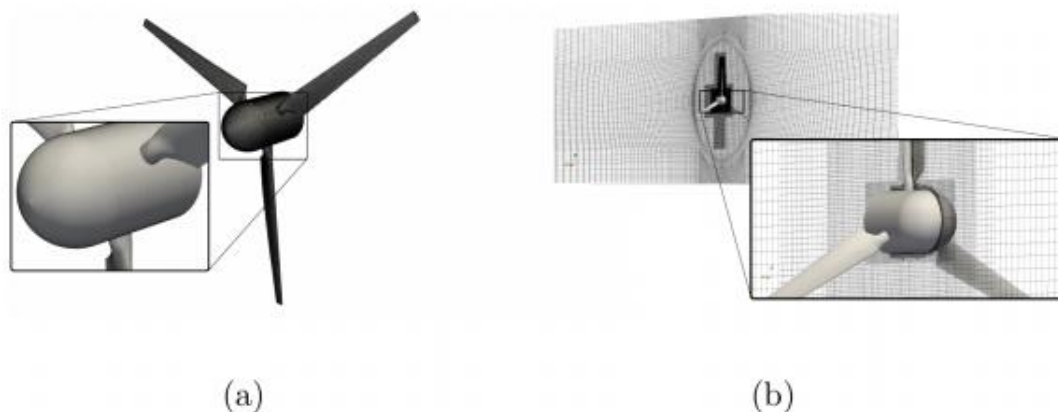


Figura 28: detalles de la malla sobre la superficie del rotor (a) y sobre un corte normal al eje Y (b).

	TSR				
	5	6	7	8	9
Velocidad angular [rad/s]	17.5	21.0	24.5	28.0	31.5
Torque [N/m]	11.6	11.8	9.9	7.3	4.6
Potencia en el eje [W]	203.00	247.80	242.55	204.40	144.90
Coefficiente de Potencia (C_p)	0.295	0.360	0.352	0.297	0.210

Tabla 5: valores de velocidad angular, torque, potencia y C_p para cada TSR analizado, tomando como velocidad de entrada del fluido 1.4[m/s].

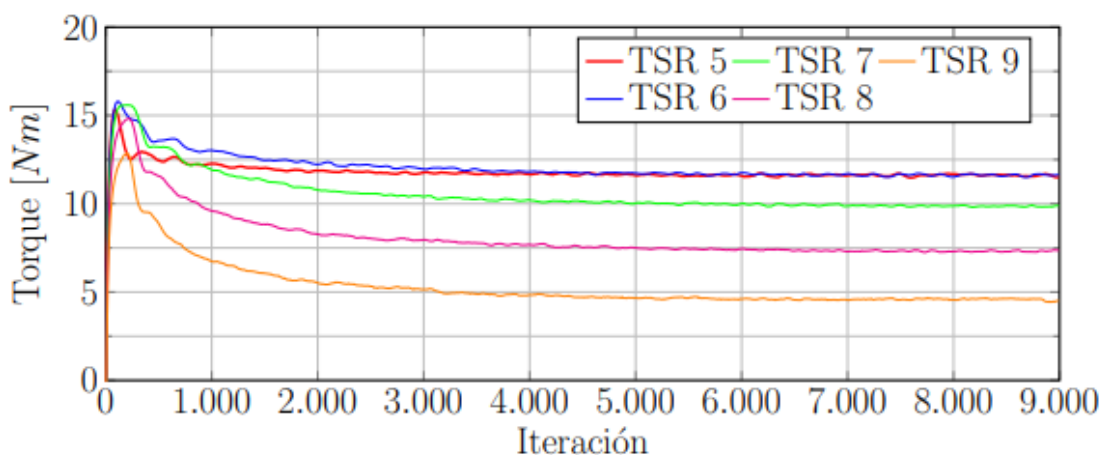


Figura 29: torques obtenidos por el modelo Frozen rotor para la turbina de referencia.

En la siguiente figura se muestran los valores de C_p obtenidos por el presente modelo numérico. Se puede observar que, si bien los valores obtenidos son levemente menores a los obtenidos en resultados experimentales, la curva copia en forma correcta el comportamiento de la turbina, respetando el C_p óptimo en TSR 6.

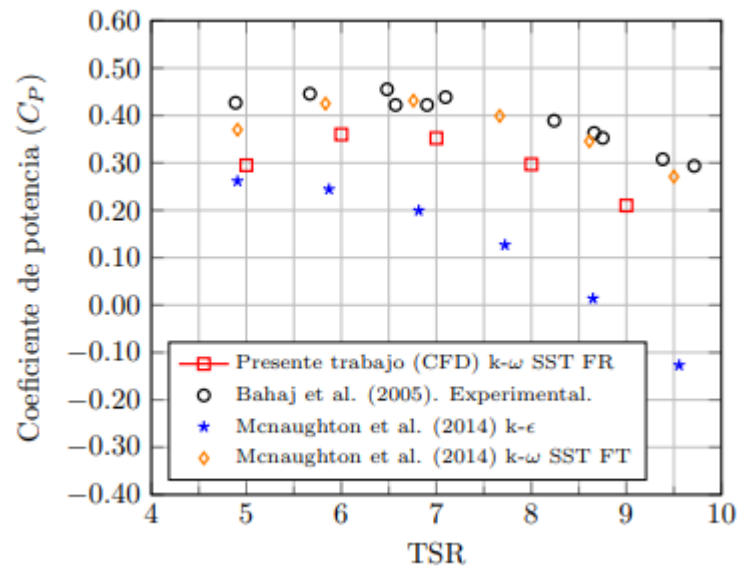


Figura 30: coeficientes de potencia obtenidos para la turbina de referencia con el presente modelo, comparada con resultados experimentales y con otros experimentos numéricos.

Análisis de CFD en la turbina propuesta

Habiendo validado el modelo numérico, en esta sección se procede al análisis de CFD de dos turbinas propuestas, Turbina V2 y Turbina V3 (Figura 31). Ambos rotores fueron diseñados a partir de la familia de perfiles NACA 4418, y de perfiles NACA 9510 respectivamente. Los perfiles son estudiados primeramente en el software Qblade del cual se pueden obtener los coeficientes de lift y drag mediante Xfoil y el ángulo de ataque de máximo c_L/c_D , para diferente número de Reynolds, además de optimizar la geometría confiriéndole los parámetros de torsión (calculada para todos los planos en que se discretizó el álabe, para ángulo de ataque de máxima relación c_L/c_D) y variación de longitud de cuerda según ley de Schmitz. Con los datos de parámetros geométricos extraídos de Qblade, se modela el rotor, usando las coordenadas correspondientes al perfil normalizado (longitud de cuerda 1 mm), agregando un borde de fuga ‘antisinging’ correspondiente a un plano a inclinación $>18^\circ$ para mitigar el ruido durante funcionamiento rotante en agua (según recomendación de teoría de propulsores, ver ANEXO correspondiente) y escalando según la ley de variación de cuerda definida a lo largo del perfil.

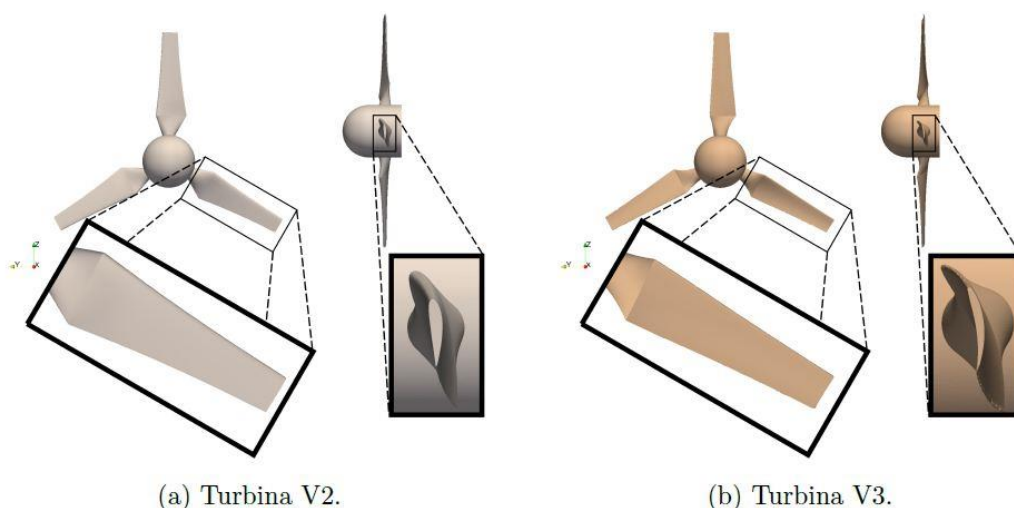


Figura 31: turbinas diseñadas con Qblade y utilizadas para los análisis mediante CFD.

Modelo numérico

Como condición de borde se impone la velocidad del fluido en el canal en 1.5 [m/s], el cual corresponde a valores típicos obtenidos en la zona para la cual está planeado emplazar la turbina. En el fondo del canal, techo y paredes se impone una condición de pared deslizante, mientras que en la turbina se establece una condición de pared no deslizante donde se modelara la capa límite. Al igual que la validación del modelo numérico, en la pared de salida se impone una presión constante. La malla del dominio fijo del canal se constituye de aproximadamente 2.7 millones de elementos hexaédricos estructurados, mientras que el dominio rotante donde se alojan las turbinas a ser analizadas se encuentra constituido por aproximadamente 2.8 millones de elementos, hexaédricos y prismáticos.

Resultados

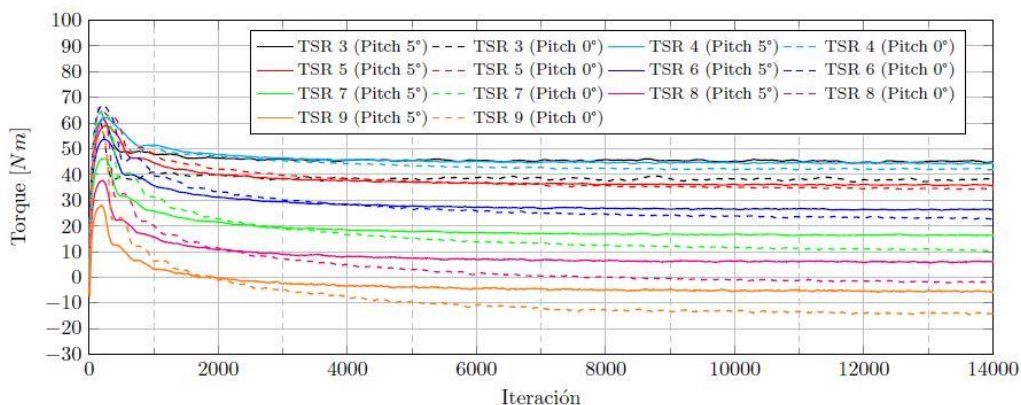


Figura 32: torque producido por el agua en el eje de la turbina V2 para distintos TSR y ángulos de pitch.

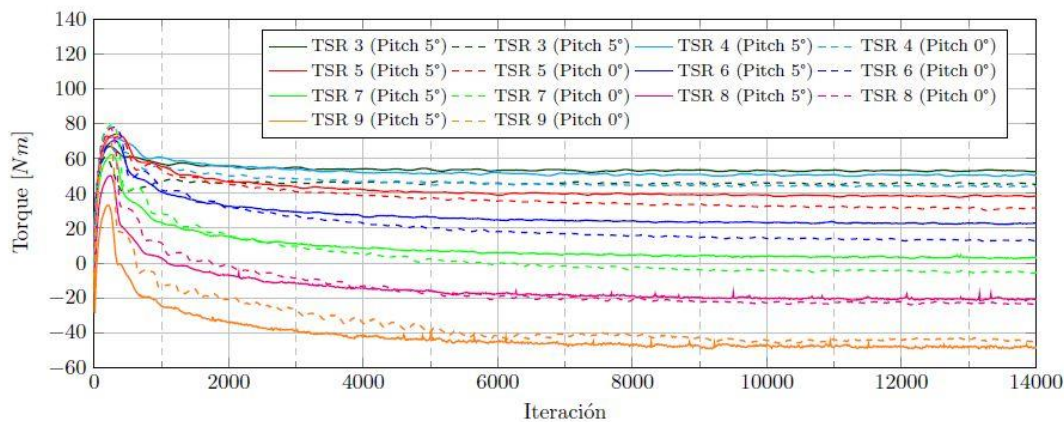


Figura 33: torque producido por el agua en el eje de la turbina V3 para distintos TSR y ángulos de pitch.

		Vel. angular [rad/s]	TSR						
			3	4	5	6	7	8	9
Turbina V2	Pitch 0	Torque [Nm]	38.18	42.14	34.26	22.6	10.22	-2.11	-14.46
		Pot. en el eje [W]	343.67	505.74	513.90	406.75	214.76	-50.66	-390.56
		Coef. de Pot. (Cp)	0.260	0.382	0.389	0.308	0.162	-0.038	-0.295
	Pitch 5	Torque [Nm]	45.00	44.40	35.90	26.26	16.36	5.91	-5.48
		Pot. en el eje [W]	405.05	532.89	538.52	472.76	343.60	141.94	-148.09
		Coef. de Pot. (Cp)	0.306	0.403	0.407	0.357	0.260	0.107	-0.112
Turbina V3	Pitch 0	Torque [Nm]	45.81	43.92	30.54	12.52	-4.65	-23.05	-44.17
		Pot. en el eje [W]	412.31	527.10	458.08	225.35	-97.71	-553.17	-1192.53
		Coef. de Pot. (Cp)	0.312	0.40	0.35	0.17	-0.074	-0.42	-0.90
	Pitch 5	Torque [Nm]	52.61	50.23	38.26	22.39	2.72	-20.87	-48.19
		Pot. en el eje [W]	473.50	602.78	573.86	402.96	57.03	-500.98	-1301.241
		Coef. de Pot. (Cp)	0.36	0.45	0.43	0.30	0.04	-0.38	-0.98

Tabla 6: valores de velocidad angular, torque, potencia y Cp para cada TSR y para ángulos de pitch de 0° y 5°. Se considera como velocidad de entrada del fluido 1.5[m/s].

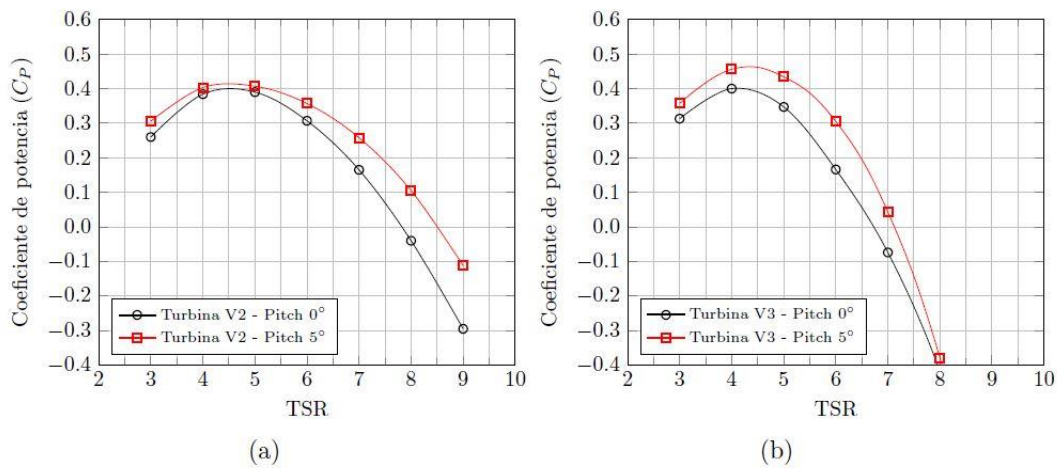


Figura 34: coeficientes de potencia obtenidos para la turbina V2 (a) y para la turbina V3 (b) para ángulos de pitch 0° y 5°.

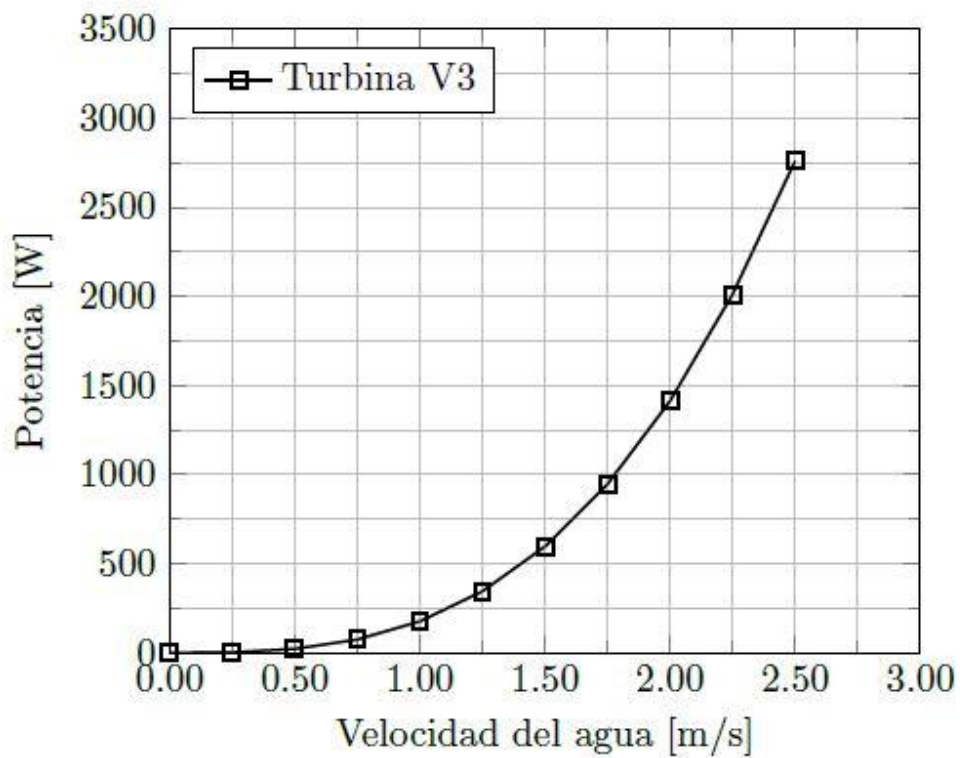


Figura 35: valores de potencia estimados para la turbina V3 en función de las velocidades de la corriente.

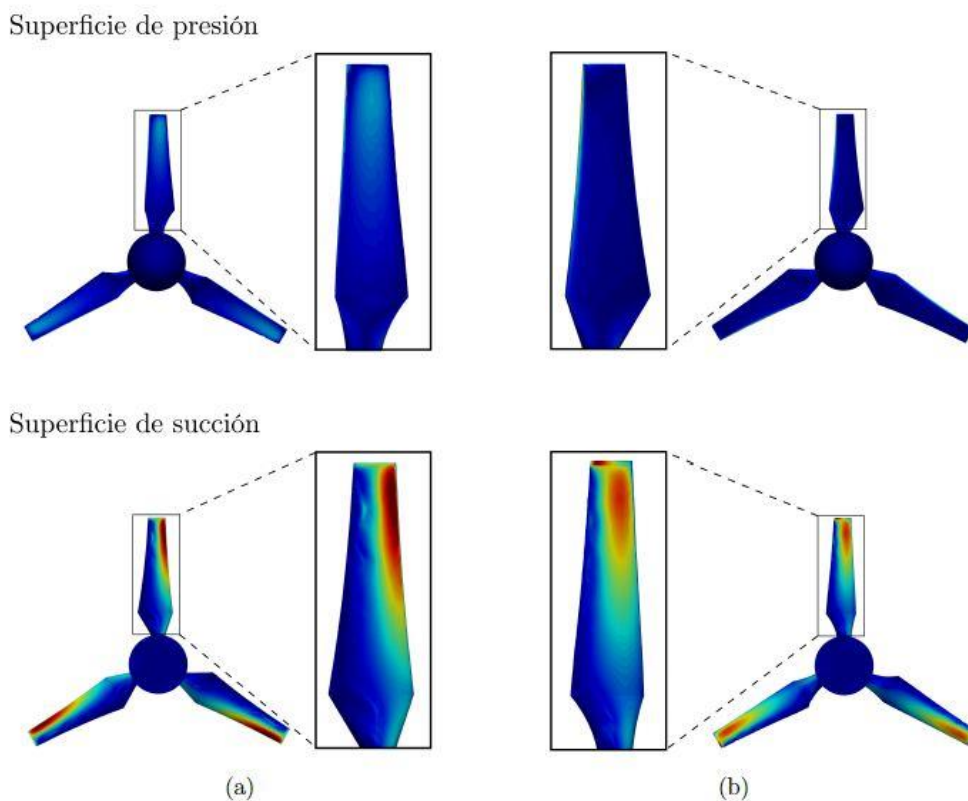


Figura 36: tensiones de corte sobre las superficies de presión y succión de las turbinas V2 (a) y V3 (b) para un TSR de 4 y ángulo de pitch 5°.

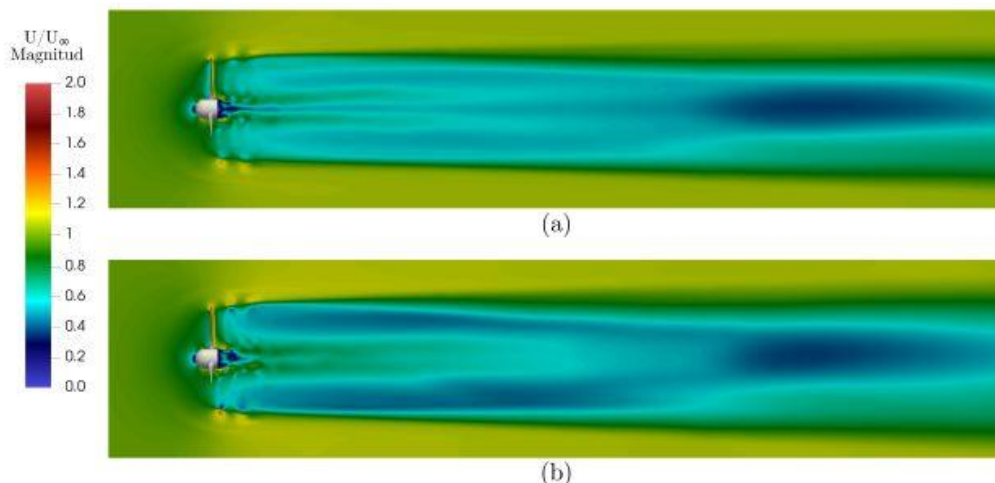


Figura 37: campo de velocidades obtenidos para la turbina V2 (a) y la turbina V3 (b), pesados por la velocidad de corriente libre U_∞ de $1.5 [m s^{-1}]$.

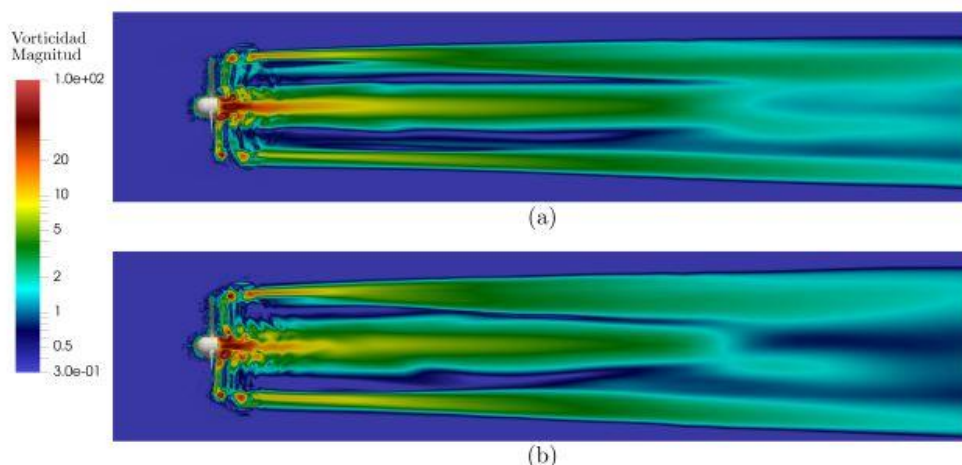


Figura 38: vorticidad del flujo obtenidos en la estela de la turbina V2 (a) y V3 (b).

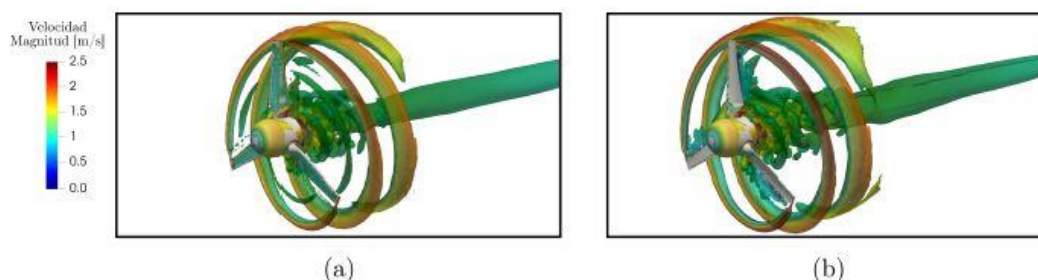


Figura 39: criterio Q sobre iso-superficies, coloreadas por la magnitud de la velocidad del fluido, para las turbinas V2 (a) y V3(b).

Conclusiones

Una vez validado el modelo numérico, se procedió al análisis del desempeño hidrodinámico de dos turbinas hidrocinéticas de 1 [m] de diámetro, V2 y V3, diseñadas previamente en Qblade. Se simularon ambas turbinas para TSR variando entre 3 y 9, y ángulos de pitch entre 0° y 5° . Si bien de los resultados obtenidos se observa una curva de rendimiento más "plana" para la turbina V2, es decir que se mantiene

un coeficiente de potencia positivo para un mayor rango de velocidad (lo que permite absorber fluctuaciones de la misma que puedan existir durante los distintos períodos de funcionamiento), el mayor C_p es obtenido por la turbina V3 para un pitch de 5° y TSR 4, alcanzando un valor de 0.45.

En base a estos datos, se optó por usar para esta aplicación la turbina V3 analizada (perfil NACA 9510 modificado con borde de fuga antisinging), considerando que es prácticamente constante la velocidad del recurso en la zona de emplazamiento; además en el modelo diseñado se optó por un diámetro de rotor 1,5 m/s. Esta decisión garantiza una potencia mínima entregada constante que se puede tomar como potencia nominal al momento de calcular.

Influencia del difusor sobre el comportamiento de la turbina

Para analizar la influencia del difusor, se utiliza la turbina denominada V2 previamente nombrada y el difusor propuesto como se muestran en la imagen siguiente (los resultados de mejora en el rendimiento pueden ser extrapolables a la turbina V3 finalmente adoptada).

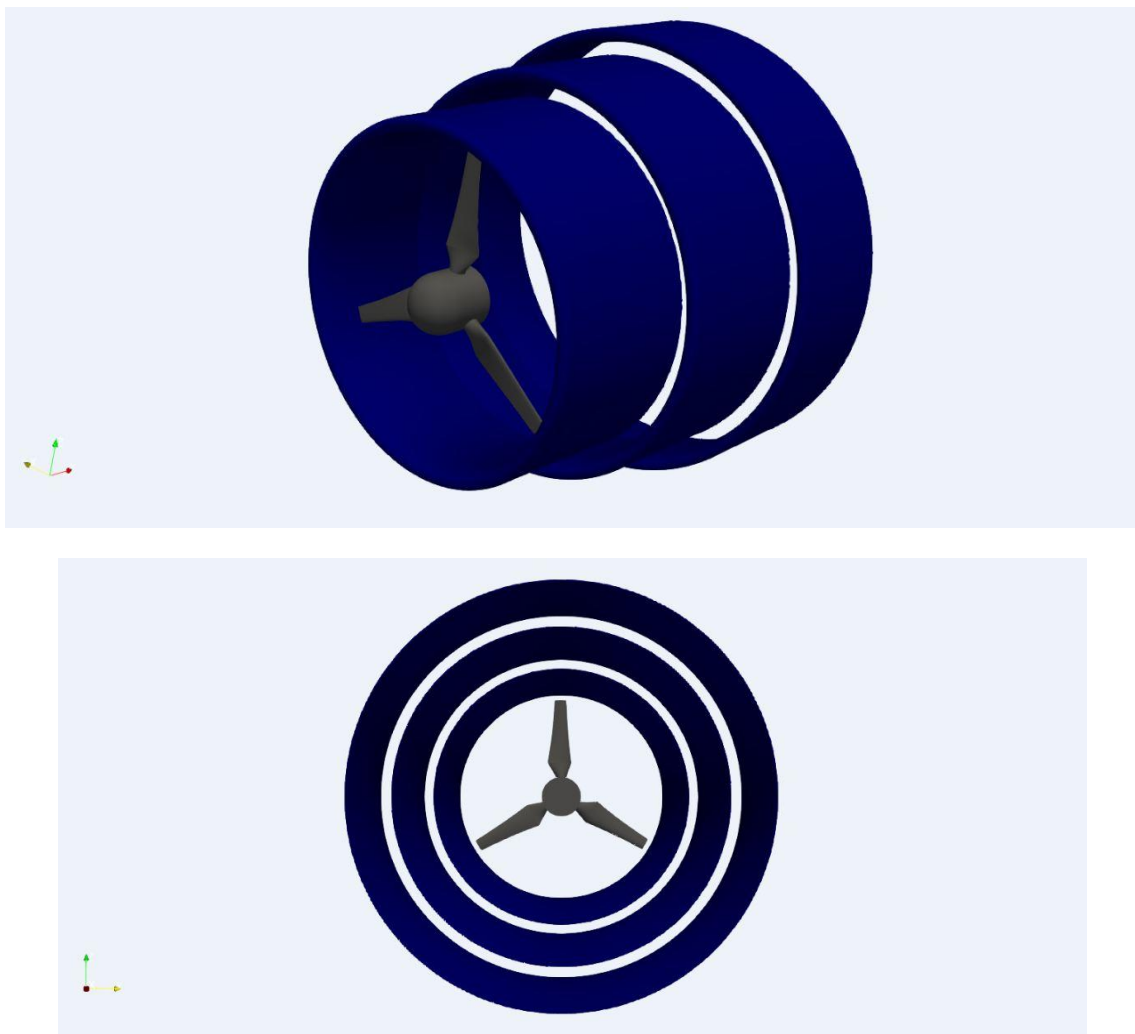


Figura 40: detalle del modelo a analizar

El huelgo dejado entre el difusor y la turbina es de 0.032674 [m], se requieren elementos de espesor muy pequeño, lo que ocasiona que la malla final tenga aproximadamente 20 millones de celdas.

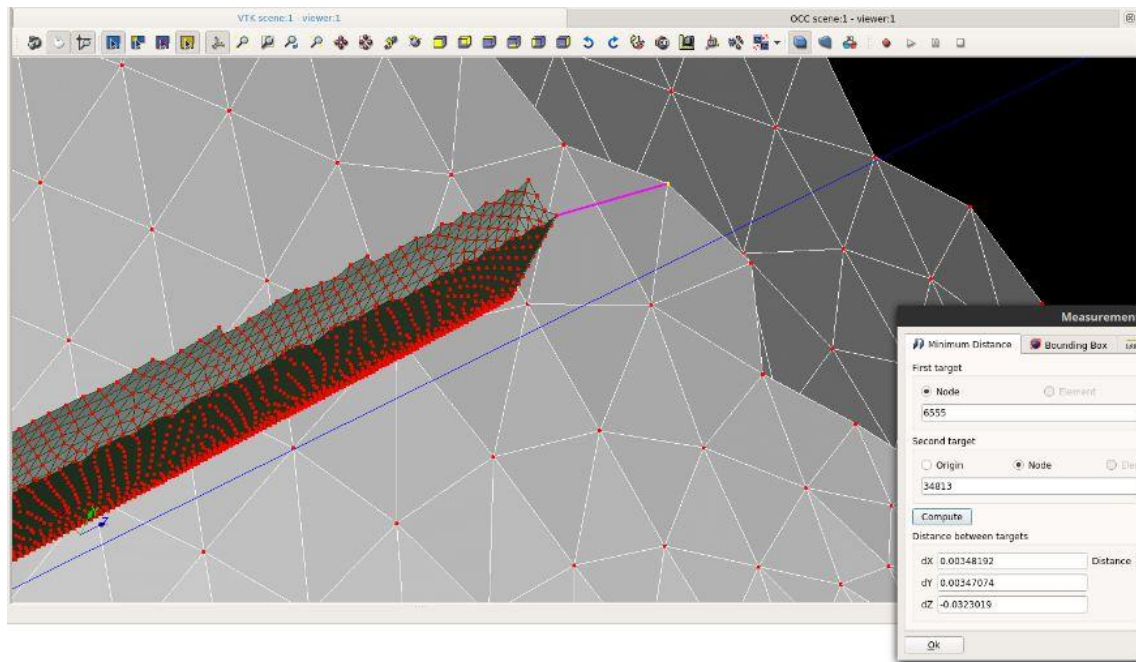


Figura 41: espacio entre difusor y turbina dentro del modelo

Modelo computacional

Para el análisis numérico de la dinámica de fluidos computacional se continúa utilizando el software de acceso libre Code Saturne. Para el acople de los campos presión-velocidad se utilizó un esquema (PISO), mientras que para la modelización del flujo convectivo se utilizó el esquema de segundo orden SOLU (por sus siglas en inglés Second Order Linear Upwind). Para la simulación de la rotación de la turbina se utilizó el método de Rotor Congelado. La turbulencia es modelada utilizando el modelo de turbulencia SST- $\kappa - \omega$.

El dominio computacional utilizado tiene una sección de 4.6[m] x 4.6 [m], correspondiente a la del canal, y 5D aguas arriba y 12D aguas abajo del rotor, siendo D el diámetro del rotor. La discretización del dominio computacional se conforma por tres mallas. Una de ellas se la denomina Canal, la otra Box (BoxDif que corresponde a la caja con el difusor y BoxOnly que corresponde a la caja sin difusor), la cual corresponde al espacio dedicado a donde estará el difusor, y la tercer malla pertenece a la esfera que contiene a la turbina denominada Turbina V2 P0.

Detalles de las mallas son presentados en la figura a continuación. Todas las mallas fueron creadas utilizando el código cfMesh y contienen los mismos parámetros de refinamientos para el caso con y sin difusor.

	Turbina_V2_P0	Canal	BoxDif	BoxOnly
Cantidad de celdas totales	10095915	3387912	13423335	12395198
Cantidad de celdas hexahedricas	9966838	3379144	13253339	12245786
No-ortogonalidad máxima	69.543	38.685	48.085	29.813
No-ortogonalidad media	3.073	0.7305	3.102	2.438
Skewness máximo	4.314	1.374	4.389	0.513

Tabla 7: propiedades de la malla

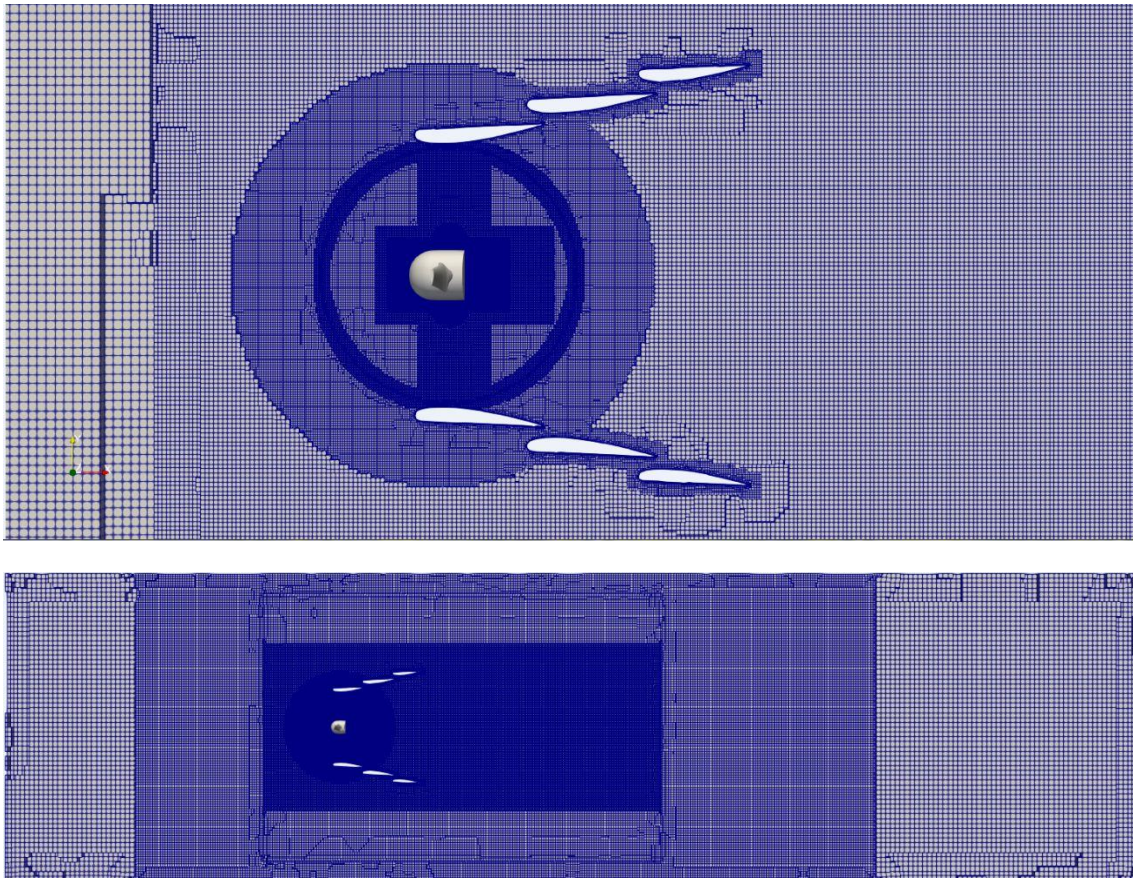


Figura 42: composición de las 3 mallas del modelo CFD con ilustración de la turbina

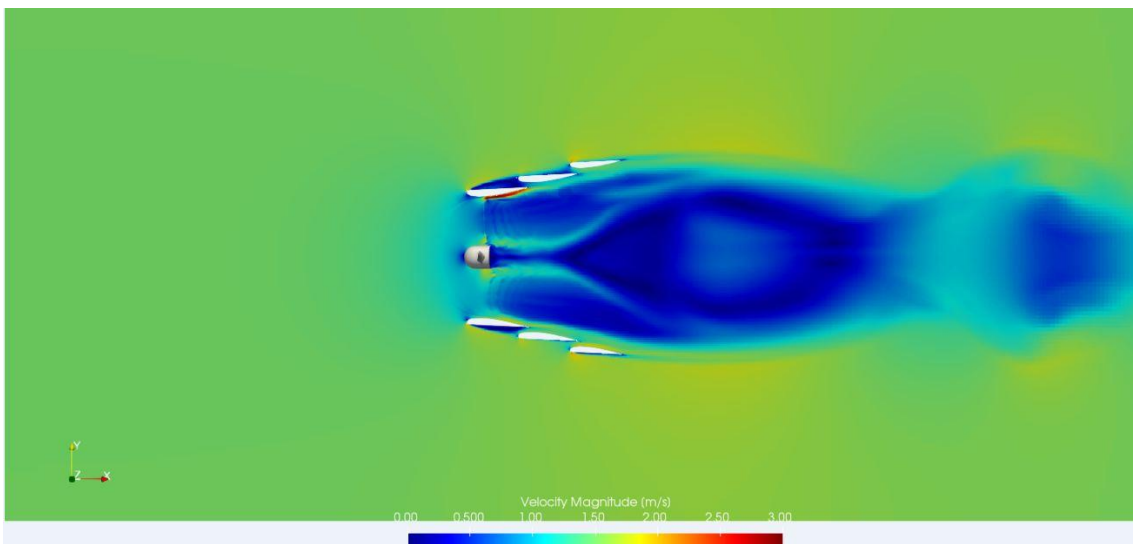


Figura 43: campo de velocidad del fluido en las cercanías del rotor (corte sobre el plano XY).

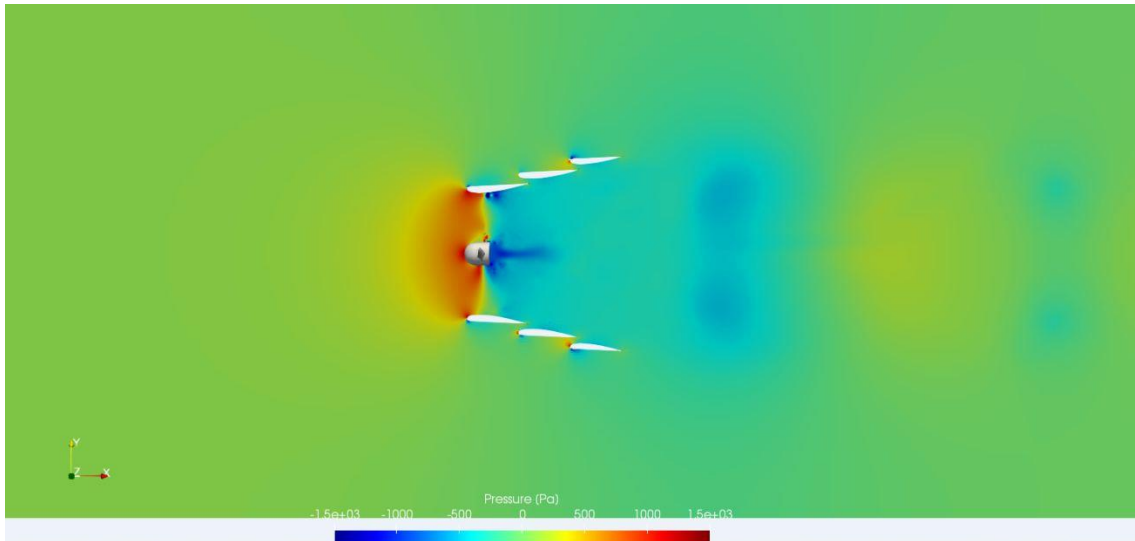


Figura 44: campo de presión del fluido en las cercanías del rotor (corte sobre el plano XY).

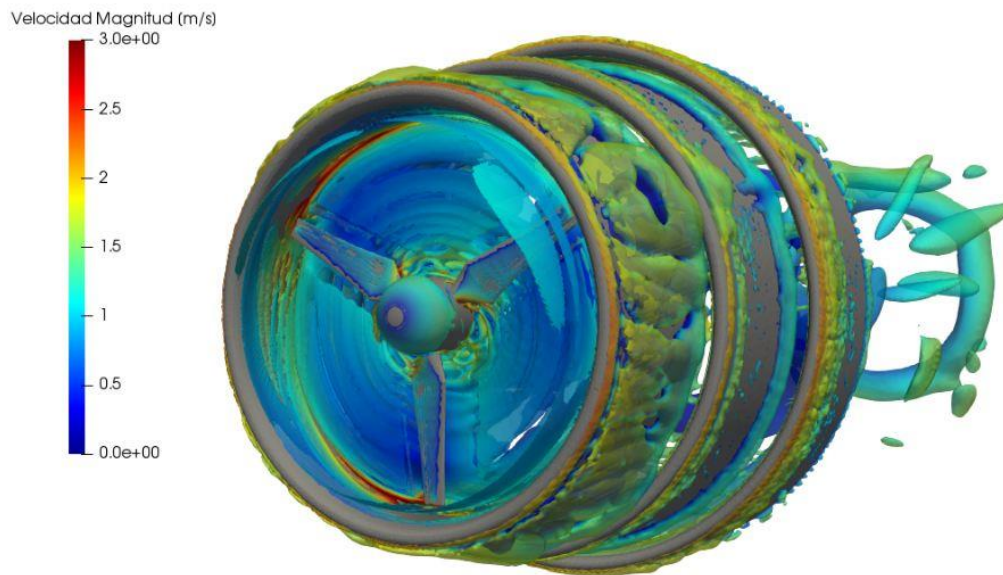


Figura 45: iso-superficies con criterio Q representando la vorticidad del fluido.

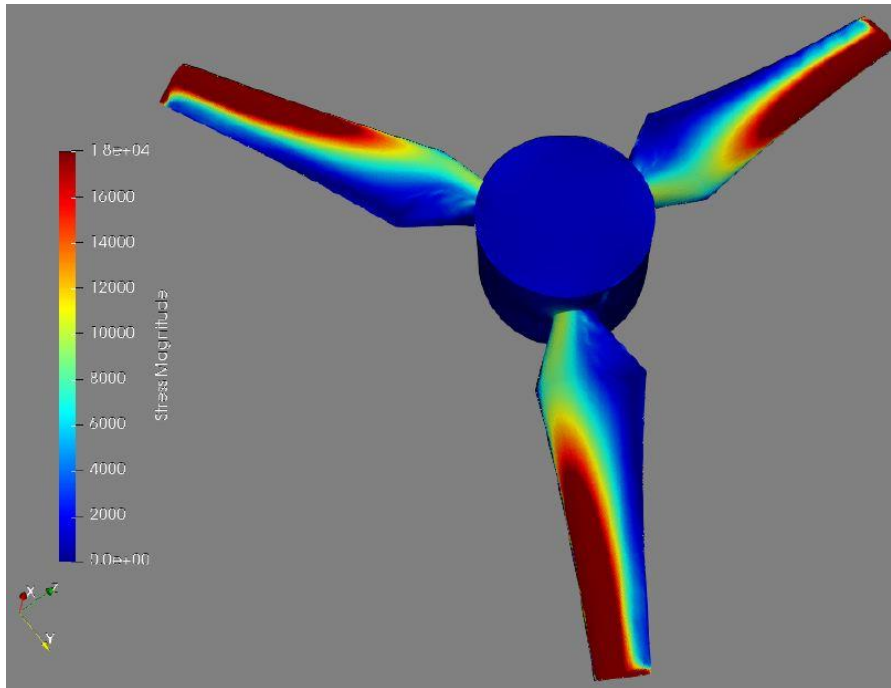


Figura 46: tensiones de corte ejercidas por el fluido sobre la superficie de la turbina (vista anterior).

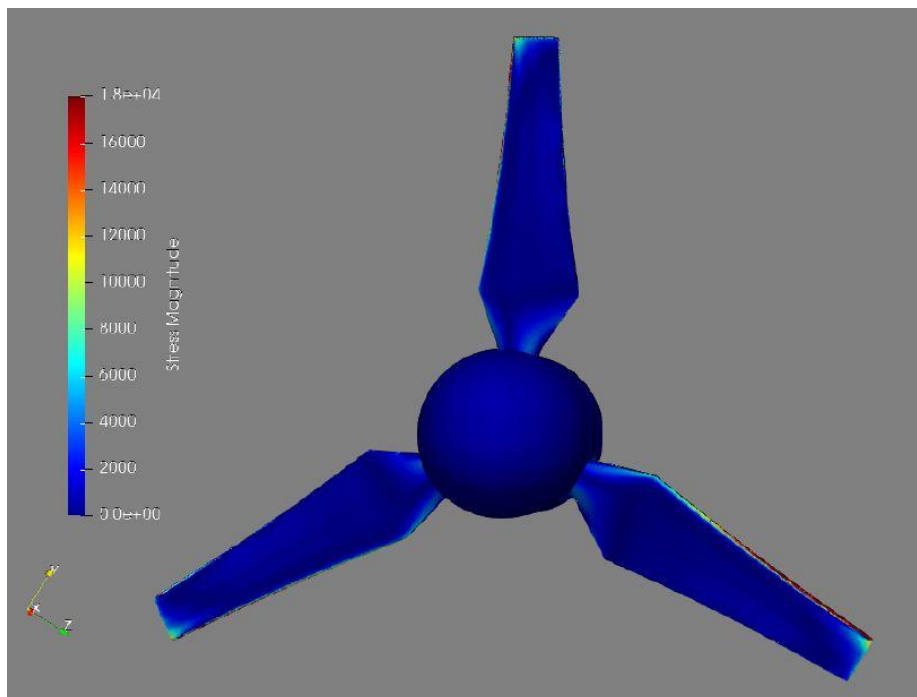


Figura 47: tensiones de corte ejercidas por el fluido sobre la superficie de la turbina (vista posterior).

Como se observa en el trabajo de los autores Prasenjit Dey, Ajoy Kr. Das -Numerical analysis of drag and lift reduction of square cylinder, mallas con mayor número de elementos (mallas finas) dan valores de fuerzas menores, que se corresponden con un error menor a los valores experimentales. En cambio, mallas relativamente gruesas, dan valores mayores de fuerzas de drag y lift, teniendo estos resultados mayor error con respecto a los valores experimentales utilizados para la validación.

Study of effect of grid size for grid independency test at $l'=0.2$, $\theta = 5^\circ$ & $Re=100$.

No. of cells	No. of Nodes	Re-100		% change = $\frac{ present\ value - preceding\ value }{preceding\ value} \times 100\%$	
		C_{dmean}	C_{lrms}	C_{dmean}	C_{lrms}
25000	19000	1.5130	0.1146		
40000	32000	1.5092	0.1143	0.25	0.28
55000	47000	1.5069	0.1142	0.15	0.12

Tabla 8: datos obtenidos del trabajo de los autores Prasenjit Dey, Ajoy Kr. Das – Numerical analysis of drag and lift reduction of square cylinder

Otra consideración, es que el acoplamiento SIMPLEC da como resultados fuerzas mayores que las obtenidas con acoplamiento PISO. Esto se puede observar en reportes, como por ejemplo en la figura siguiente que corresponde a las fuerzas de lift y drag alrededor de un cilindro (PISO con 10 iteraciones). Se sabe que el método PISO es “mejor” para problemas transientes.

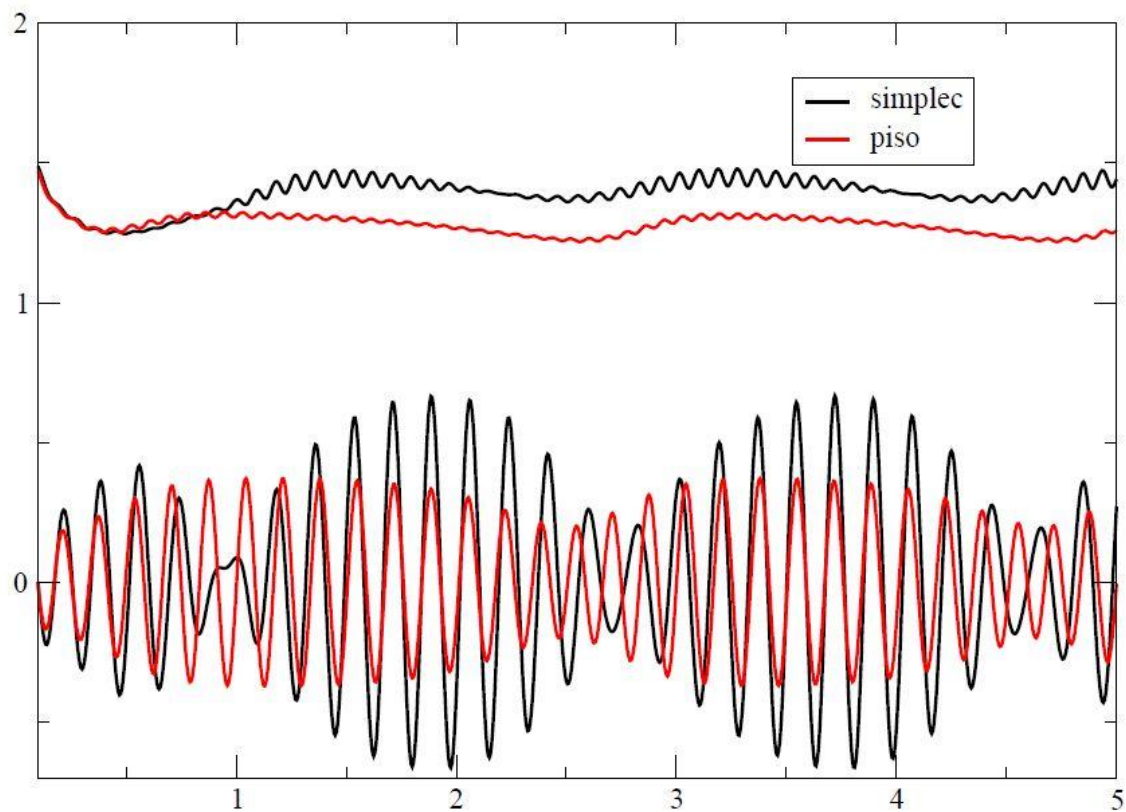


Figura 48: fuerzas de lift y drag alrededor de un cilindro

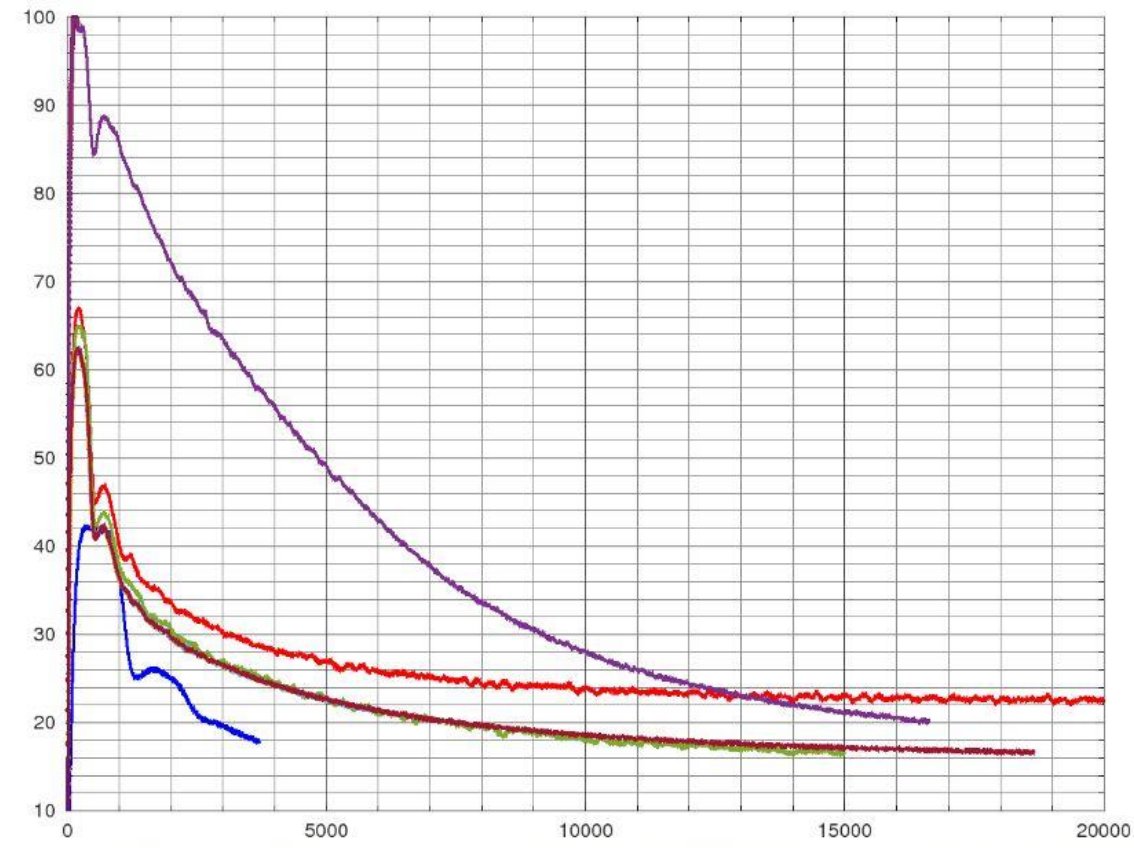


Figura 49: resultados las curvas de torque obtenidas

- La curva de color violeta corresponde al torque de la simulación con difusor para la turbina V2 pitch 0° con acoplamiento PISO y esquema SOLU.
- La curva de color bordó corresponde al torque de la simulación sin difusor para la turbina V2 pitch 0° con acoplamiento PISO y esquema SOLU.
- La curva de color verde claro corresponde al torque de la simulación sin difusor para la turbina V2 pitch 0° con acoplamiento SIMPLEC y esquema UpWind.
- La curva de color azul corresponde al torque de la simulación sin difusor para la turbina V2 pitch 0° con acoplamiento PISO y esquema SOLU para una malla que presenta un refinamiento e y+ no adecuado alrededor de la turbina.
- La curva de color roja corresponde al torque de la simulación sin difusor para la turbina V2 pitch 0° con acoplamiento SIMPLEC y esquema UpWind para una malla gruesa (3855651 de celdas)

INCREMENTO DEL TORQUE

	Turbina_V2_P0 CON Difusor	Turbina_V2_P0 SIN Difusor
Torque [Nm]	20.105831	16.601443
Cp	0.273883	0.226146

Tabla 9: incremento del torque

Como los resultados de la simulación lo indican, la mejora del torque con difusor es del **21.11%** utilizando la turbina modelo V2 con pitch 0°.

REFERENCIAS

- [1] A. Bahaj, A. Molland, J. Chaplin, W. Batten, Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank, *Renewable energy* 32 (3) (2007) 407–426.
- [2] M. Hepperle, Javafoil user’s guide, available at: www.mh-aerotoools.de/airfoils/java/JavaFoil%20Users%20Guide.pdf (accessed 12 October 2015).
- [3] F. Archambeau, N. M’echitoua, M. Sakiz, Code saturne: A finite volume code for the computation of turbulent incompressible flows-industrial applications.
- [4] F. Moukalled, L. Mangani, M. Darwish, et al., *The finite volume method in computational fluid dynamics*, Vol. 113, Springer, 2016.
- [5] J. McNaughton, I. Afgan, D. Apsley, S. Rolfo, T. Stallard, P. Stansby, A simple slidingmesh interface procedure and its application to the cfd simulation of a tidal-stream turbine, *International journal for numerical methods in fluids* 74 (4) (2014) 250–269.
- [6] A. Ribes, C. Caremoli, Salome platform component model for numerical simulation, in: *Computer Software and Applications Conference, 2007. COMPSAC 2007. 31st Annual International* (<http://www.salome-platform.org/>), Vol. 2, IEEE, 2007, pp. 553–564.
- [7] F. Juretic, *cfmesh user guide*, Creative Fields, Ltd 1.
- [8] H. Jasak, *Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method with Applications to Fluid Flows*, Ph.D. Thesis, Imperial College, London, 1996.

PROCESO DE DISEÑO DE LA UNIDAD

Partes de una turbina hidrocinética

Para que la turbina pueda desarrollar adecuadamente su trabajo, se requieren de varios sistemas auxiliares, complementarios al sistema de extracción de potencia hidrocinética (rotor+difusor). Ellos son:

- **Transmisión:** conecta el rotor con el generador, mediante mecanismos de transmisión que permitan trasladar el torque generado en el rotor a las rpm que necesita el generador. Existirán siempre pérdidas propias de los procesos de generación y transmisión de potencia, que se resumen en la siguiente imagen:

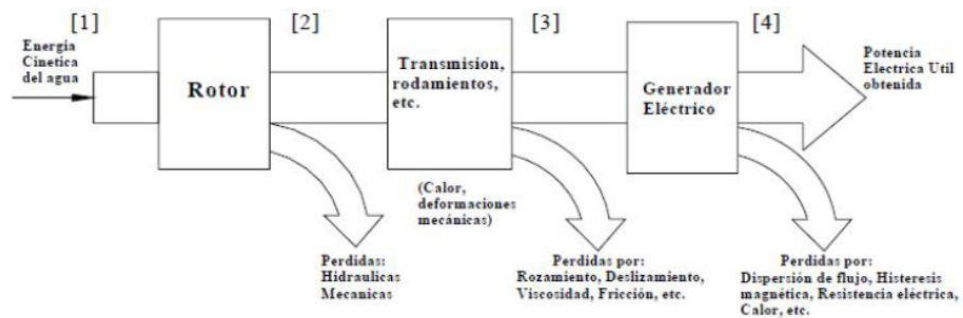


Figura 50: diagrama de flujo de la energía a través de los subsistemas

- **Amarre:** permite fijar la turbina en posición de funcionamiento en el lugar de instalación. Su rigidez debe ser adecuada para sobreponerse a la fuerza de deriva de las olas y corrientes. Por lo general hay dos tendencias bien marcadas: el sistema de apoyo con pilotes, que se usa cuando las profundidades del río permiten un anclaje fijo al lecho del mismo; o el sistema flotante por amarre al lecho mediante cables tensores.
- **Sistema anti-empalizada:** barrera física que protege la integridad estructural y de funcionamiento de toda la turbina, pero especialmente del sistema de generación. Consiste en una estructura instalada aguas arriba del rotor y diseñada especialmente para impedir que organismos vivos (peces, mamíferos, etc.) o material orgánico circulante (ramas, camalotes, etc.) que son arrastrados por las corrientes de los ríos puedan entrar en contacto con las partes rotantes, y de esta manera perjudicar el funcionamiento de la turbina y poner en peligro su vida útil.

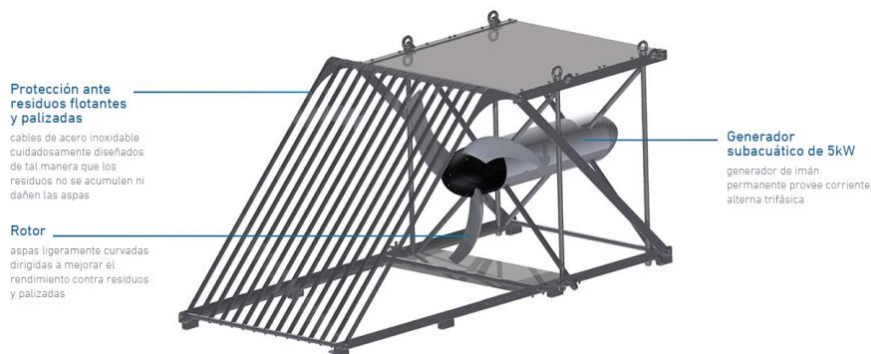


Figura 51: forma comercialmente disponible para el sistema anti-empalizada

Figura:



Figura 52: forma comercialmente disponible para el sistema anti-empalizada

- **Estructuras soporte:** brindan estabilidad estructural y unen las distintas partes; comprenden los nervios internos (posicionan y sostienen el rotor y fase inicial del tren de potencia dentro del difusor), estructura de vinculación de flotadores (sirve de apoyo para el sistema de generación complementariamente), plataforma (para circulación entre pontones de flotación), zunchos y patas de anclaje del difusor a los flotadores.
- **Generación eléctrica:** comprende el generador y los subsistemas de adecuación de tensión y tipo de corriente, además de los cables de transmisión.

Sitio de emplazamiento

El dimensionamiento de la turbina se hizo considerando como sitio de emplazamiento la ribera del lado Paraná del río homónimo, más específicamente la zona denominada Toma Vieja, la cual supone un punto propicio para la instalación de un dispositivo de estas características, dado que, en dicha región, el curso del río tiene un angostamiento que supone una aceleración natural del flujo en vistas a mantener constante el caudal de agua. La ubicación relativa del área de emplazamiento se muestra en las siguientes imágenes:



Figura 53: imagen satelital de la zona de emplazamiento del proyecto

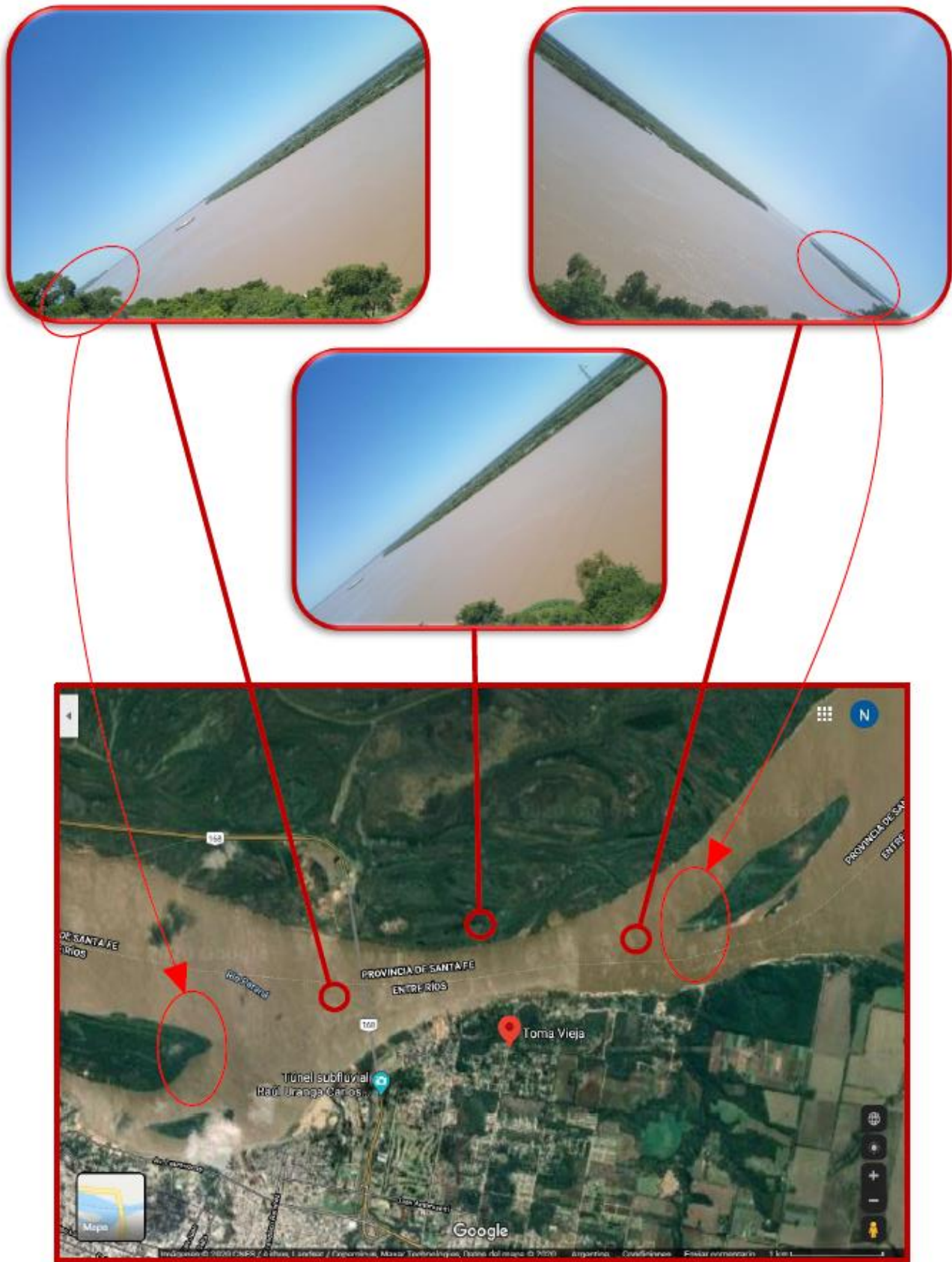


Figura 54: fotografías de los puntos de referencia de la zona de instalación

Con base en lo anterior, se recibieron por parte de la empresa Enersa, datos de flujo que serán de utilidad en los cálculos pertinentes y que a continuación se detallan:

Tipo de fluido	Agua dulce
Velocidad anual promedio	1,5 - 2 m/s
Temperatura	25 °C

Tabla 10: condiciones del fluido de trabajo en la zona de estudio

Con los datos del perfil del lecho para la zona trabajada, se esquematizó un corte transversal del canal, indicando profundidad, distancia relativa de las boyas señalizadoras de nivel navegable, y posición tentativa de la turbina hidrocinética.

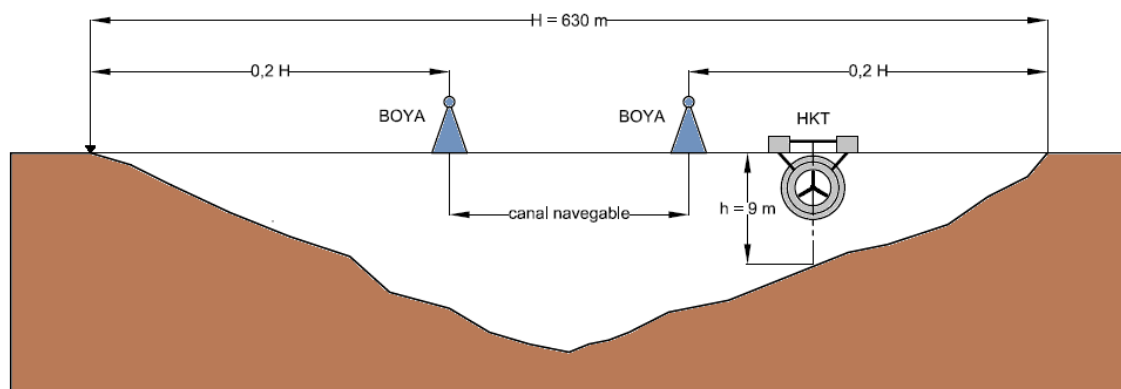


Figura 55: cotas y disposición de la turbina dentro de los márgenes del río.

Elección del tipo de generador eléctrico

En cuanto a los generadores más usados en sistemas de acoplamiento directo destacan los síncronos de rotor bobinado y los síncronos de imanes permanentes. Estos se diferencian en la forma como se genera el campo magnético que rota y que induce en el bobinado del estator el correspondiente voltaje. Los rotores bobinados constan de bobinas alimentadas con corriente continua mientras que los otros poseen pares de imanes permanentes generando el campo magnético.

El síncrono de rotor bobinado en primer lugar usa escobillas, lo que obliga a hacerle mantenimiento. Además, posee mayores pérdidas pues tiene que magnetizar con electricidad el rotor y su tamaño y costo es mayor. La única ventaja que posee por sobre el de imanes permanentes es que permite regular la magnitud del campo, pudiendo tenerse control sobre el voltaje generado, pero en este generador en particular eso carece de importancia.

Por esta razón el generador síncrono de imanes permanentes es la opción más robusta, además de que tiene mejor eficiencia y tiene una potencia específica más alta.

(Fuente: Tesis para optar al grado de Magister en Ciencias de la Ingeniería- José Francisco Arrau Soza).

Respecto a los alternadores bobinados, tienen un núcleo ranurado en el estator, laminado, que alberga un devanado trifásico distribuido, y un rotor con un devanado de excitación, alimentado por corriente continua. La corriente llega al rotor a través de contactos formados por dos anillos y escobillas o utilizando diodos rotativos. Aquellos de flujo radial funcionan por debajo de 10.000 rpm y presentan dos grandes problemas a alta velocidad de rotación: el equilibrado de las partes móviles y las pérdidas

eléctricas. El uso de imanes permanentes elimina las bobinas de excitación y los contactos deslizantes, lo que aumenta la eficiencia.

Por su lado, un generador de imanes permanentes es un generador síncrono en el que se ha sustituido el bobinado de excitación, normalmente en el rotor, por un sistema formado por imanes permanentes que suministran un campo de excitación constante.

La principal ventaja es su simplicidad. La fabricación y montaje del rotor es más barata si se usan imanes. No necesitan mantenimiento ya que no llevan escobillas. Otra característica es su consistencia mecánica muy superior, aparte de no necesitar sistemas para su excitación. Al eliminar la excitación se puede llegar a ahorrar un 20% de energía simplemente por usar imanes, y al ser una fuente de energía independiente del generador puede servir para suministrar energía a sistemas auxiliares del generador principal.

Cálculo de la potencia eléctrica a suministrar

En el siguiente apartado se detallan los pasos seguidos para el cálculo de la energía eléctrica que la turbina eléctrica deberá generar para suplir la demanda generada en un hogar, con datos obtenidos a partir de la Empresa Provincial de la Energía (EPE) de la provincia de Santa Fe, explicando los criterios que se utilizan para la obtención de los valores finales.

Debe explicarse en principio que se tratara del hogar de una familia tipo, compuesta por 4 personas, con la cantidad de luminaria y electrodomésticos/artefactos eléctricos mínima para satisfacer sus necesidades de confort.

Con este marco inicial es que se adjunta a continuación una tabla de consumos, la que muestra los valores que se utilizarán como referencia, haciendo hincapié en que es una estimación general basada en criterios propios de selección, previamente analizados en profundidad, que se usará para evaluar a grandes rasgos la potencia eléctrica que nuestro modelo deberá generar como una de las conclusiones de este trabajo.

	Consumo por hora (kWh)	Equivalencia en lámparas de 40 watt
Artefactos sin resistencia		
Acondicionador de aire en frío 4500 frigorías	2,022	50 lámp.
Acondicionador de aire en frío 3000 frigorías	1,237	31 lámp.
Acondicionador de aire en frío 2250 frigorías	0,918	22 lámp.
Secarropas	0,240	6 lámp.
Ventilador chico	0,040	1 lámp.
Licuadaora	0,200	5 lámp.
Lavarropas chico	0,240	6 lámp.
Enceradora - Lustradora	0,440	11 lámp.
Heladera mediana con freezer	0,360	9 lámp.
Heladera mediana sin freezer	0,200	5 lámp.
Aspiradora	0,360	9 lámp.
Turbocirculador	0,240	6 lámp.
Tv Color y TV Blanco y Negro a transistores	0,080	2 lámp.
Freezer de 160 litros (una vez congelado)	0,800	22 lámp.
Artefactos con resistencia		
Lavavajilla	1,600	40 lámp.
Ducha	3,280	82 lámp.
Calefón 12 litros	1,200	30 lámp.
Termotanque 60 Lts. (promedio)	1,500	38 lámp.
Secador por resistencia eléctrica	1,600	40 lámp.
Estufa mediana (2 velas de cuarzo)	1,200	30 lámp.
Estufa de cuarzo 2 velas y giro de aire	1,360	34 lámp.
Estufa eléctrica c/circulador de aire 8 radiadores	2,500	63 lámp.
Plancha automática	1,000	25 lámp.
Plancha común	0,720	18 lámp.
Secador por resistencia eléctrica	1,600	40 lámp.
Estufa mediana (2 velas de cuarzo)	1,200	30 lámp.
Estufa de cuarzo 2 velas y giro de aire	1,360	34 lámp.
Estufa eléctrica c/circulador de aire 8 radiadores	2,500	63 lámp.
Plancha automática	1,000	25 lámp.
Plancha común	0,720	18 lámp.
Tostadora	0,520	13 lámp.
Freidora eléctrica	1,600	40 lámp.
Parrilla eléctrica	1,200	30 lámp.
Lavarropas automático	0,520	13 lámp.
Secador de cabello (aire caliente)	0,400	10 lámp.

Tabla 11: consumos empleados para calcular los mismos (Fuente: EPE)

A continuación, se detallan cuáles serán los artefactos y cantidades considerados para ser instalados.

Artefacto eléctrico	Cantidad	Factor de uso(*)	Potencia consumida diaria (kW) (**)
Ventilador chico	2	0,6	0,96
Heladera mediana con freezer	1	1	8,7
Termotanque 60 litros	1	0,3	36
Lavarropas automático	1	0,1	12,5
Lámparas 40 watt	5	0,7	0,04

Tabla 12: resumen de los datos usados en el cálculo de potencia consumida

*El factor de uso indica que porcentaje, sobre el total de las 24 horas diarias, se considera que cada artefacto está encendido, y por lo tanto consumiendo potencia eléctrica.

**La potencia diaria se obtiene de multiplicar el consumo horario que se muestra en la tabla por las 24 horas del día

Por lo que el cálculo para la potencia consumida se realiza de la siguiente forma:

$$\sum \text{Cantidad Artefactos} * \text{potencia electrica diaria consumida} * \text{factor de uso}$$

Artefacto eléctrico	Potencia consumida (kW)
Ventilador chico	1,2
Heladera mediana con freezer	8,7
Termotanque 60 litros	10,8
Lavarropas automático	1,25
Lámparas 40 watt	0,03
TOTAL DIARIO	22

Tabla 13: resumen de potencias finales consumidas por cada artefacto

Se desprende de la tabla que nuestro generador debe inyectar a la red del hogar una potencia de 0,9 kW por hora, ya que para el diseño de la turbina se considera que la misma funcionará sin parar mientras se encuentre operativa, y solo se detendrá para trabajos de mantenimiento o reparación, esto debido a la naturaleza prácticamente constante de la corriente del río.

Con los cálculos realizados en el presente apartado es que se procederá a la selección comercial del generador eléctrico a ser instalado para producir la cantidad de energía necesaria para satisfacer la demanda del hogar elegido.

Selección del generador eléctrico

Lo primordial que se tiene en cuenta al elegir el generador eléctrico son el peso y las dimensiones que el mismo posea, debido no solo al alojamiento que tendrá sobre la turbina sino además debido a la flotabilidad de la unidad una vez que esté ensamblada totalmente.

Por esta razón es que se descartaron en su totalidad los generadores de imanes permanentes de tamaño industrial, debido a que son demasiado voluminosos y necesitan para su funcionamiento valores de torque difícilmente alcanzables con nuestra propuesta.

Es por todo esto que se decidió que la mejor solución para lograr la generación eléctrica, atendiendo a las limitaciones de espacio y de peso, es la instalación de un motor eléctrico de bicicleta, capaz de generar la potencia deseada con un tamaño más compacto en comparación a sus contrapartes industriales.

A continuación, se adjuntan imágenes del generador y sus características.



Figura 56: generador eléctrico Golden Kit

GOLDEN KIT 1000W			
Especificaciones			
Voltaje [V]	48	Ubicación Cable	Derecho
Potencia [W]	1000	Rayos	12g/13g
Tipo	Brushless	Material	Aluminio
Tamaño rueda [pulgadas]	20-29"	Agujeros	36pcs
Velocidad Maxima [km/h]	45	Sensor de Velocidad	Si
Rango de eficiencia [%]	>=80	Terminación	Negro Mate
Peso [kg]	5.6	Freno	Disco / V Brake
Tamaño apertura punteras [mm]	135	Torque [N.m]	45 - 50
Piñon (Rosca)	1-8V	Ruido [dB]	< 50
RPM	500	Grado protección	IP56
Fichas de conexión	Waterproof	Posición	Trasero

Características	
Batería	48v 13Ah
Acelerador (Gatillo)	Si
Sensor de freno	Si
Display	LCD SW900
Asistencia Pedaleo(PAS)	Si
Autonomia con acelerador	30km
Autonomia con asistencia PAS	50km

Tabla 14: características del generador a instalar

Instalación eléctrica

Una vez seleccionado el generador eléctrico que será instalado lo siguiente a determinar es la forma en la que proporcionará la potencia eléctrica requerida en el hogar, para esto existen dos formas: mediante la instalación de baterías que acumulen la carga generada y la inyecten en la casa en función de la demanda eléctrica que consuma; o a través de una conexión directa al hogar, donde se elimina el sistema de acumulación intermedio mencionado anteriormente.

Debido al espacio que ocupan las baterías, el peso extra que su instalación representa y el costo elevado en proporción al kit de generación completo, es que se decidió eliminar la aplicación de las mismas, ya que la turbina estará constantemente generando electricidad, no es necesario un sistema de almacenamiento sino un sistema de regulación de la potencia inyectada a la red doméstica en función de la demanda; dicho sistema debería ser colocado para cualquiera de las dos opciones de conexión.

Se seleccionó un inversor acorde a los parámetros de funcionamiento del sistema, a continuación, se adjuntan sus características:

Marca: Enertik	Modelo: ICB-5K-48
Voltaje mínimo de entrada: 48V	Voltaje máximo de entrada: 48V
Voltaje mínimo de salida: 220V	Voltaje máximo de salida: 220V
Potencia máxima de operación: 5000 W	Potencia pico: 5000 W
Tipo de onda Onda: sinusoidal	Protección contra cortocircuito, sobrecarga y calentamiento

Tabla 15: resumen de las características del inversor eléctrico seleccionado

Dicho inversor se instala en las inmediaciones de la zona de emplazamiento de la turbina en tierra firme. Deben considerarse las caídas de tensión en la transmisión por cable desde el generador hasta el inversor, a los efectos de ingresar en el último con la tensión de entrada necesaria para su funcionamiento.

Se recomienda utilizar para la transmisión cable TPR. Se trata de un cable multipolar formado por cables unipolares, recubiertos por una envoltura de PVC. La tensión máxima de operación es de 300/500v y la temperatura máxima de 70°C, valores acordes para nuestro proyecto.

Materiales utilizados

En el siguiente apartado se nombran y describen los materiales empleados en la construcción de la turbina, justificando las propiedades que los hacen utilizables en dicha aplicación. Se obvian de este análisis los materiales empleados en piezas estándar que se consiguen en el mercado, como ser bulones, rodamientos, sellos, etc.; y se hace especial énfasis en aquellos usados para la fabricación de piezas especialmente diseñadas y pensadas para la unidad.

Se presta especial atención a la factibilidad de aplicación de los materiales elegidos en el ambiente donde la turbina operará, ya que no se trata de un entorno industrial tradicional donde se suelen conocer a que factores externos se enfrenta el material y de esta manera realizar una comparación en el tipo de exposición que tendrá; en este caso el dispositivo operará en un medio distinto, poco habitual, y por ende deberán tenerse en consideración condiciones especiales que garanticen la integridad de los componentes durante toda la vida útil de la turbina.

La primera clasificación que debe realizarse es entre materiales metálicos y aquellos que no lo son, a los efectos de distinguir propiedades particulares y aplicaciones que pueden o no ser compartidas por materiales de ambos tipos.

Dentro de los materiales metálicos factibles de ser aplicados en la turbina se encuentran principalmente el Acero Inoxidable y el Aluminio. Para el caso de los no metálicos destacan los materiales laminados compuestos y el Delrin.

Debe hacerse una aclaración especial respecto al aluminio, ya que si bien luce propiedades que lo hacen altamente factibles de ser elegido para esta aplicación, entre las cuales destacan: ser ligero (peso específico de 2,7 g/cm³, un tercio el peso del acero), resistente y de larga duración, ser muy resistente a la corrosión, muy dúctil, completamente impermeable e inodoro y ser totalmente reciclable; el principal obstáculo que presenta es el hecho que es difícil de adquirir comercialmente medidas que no sean aquellas estándar para su aplicación en el terreno de la construcción, como ser cerrajes, ventanas, desagües, etc.; esto hace que conseguir materia prima en dimensiones fuera de las anteriormente nombradas sea poco probable y altamente costoso, lo que concluye por eliminarlo de la consideración. Otro punto importante que convierte al aluminio en un material improbable de ser usado en componentes de la turbina es la dificultad que presenta su soldadura, ya que requiere una gran precisión para conseguir una unión sólida entre piezas, por lo que no se consiguen tan fácilmente soldadores capacitados como para, por ejemplo, acero inoxidable y esto hace que se eleven considerablemente los precios en la mano de obra.

Es por esto que aquellos componentes que deban ser realizados con materiales del tipo metálico: ejes, poleas instaladas por encima del pelo de agua, chavetas, caja del generador y demás accesorios, se fabricarán en Acero Inoxidable, más específicamente en Acero AISI 304, debido a que posee, entre otras, las siguientes características: buena resistencia a la corrosión y gran soldabilidad, debido a que no requiere un tratamiento posterior al proceso de soldadura. Pero la principal ventaja que define su elección frente al Acero Inoxidable AISI 316, es su precio, considerablemente menor, teniendo en cuenta además que para esta aplicación particular ambos aceros inoxidables cumplen con las exigencias que la operación de la turbina demanda.

Para el caso de los materiales no metálicos, es preciso hablar en primera instancia de aquel que compondrá la mayor parte de la turbina: el material laminado compuesto.

Los materiales compuestos laminados se utilizan principalmente en aplicaciones donde la relación rigidez- peso o resistencia-peso resultan críticas. Como ventaja adicional, la configuración del laminado, es decir: la orientación de las fibras, espesor de las capas, secuencia de apilamiento, geometrías del refuerzo (fibras largas continuas, cortas, partículas), fracción de volumen del refuerzo, se puede adaptar para reducir su peso sin poner en peligro su rendimiento, o mejorar la eficacia sin aumentar su peso. Esto se puede lograr a través de un proceso de optimización del diseño del material.

Todos los materiales compuestos de matriz orgánica con refuerzos de fibra poseen una característica común que consiste en la presencia de un elemento fibroso que proporciona rigidez, resistencia y dureza; y una matriz que tiene como función definir la forma geométrica del material compuesto y transmitir los esfuerzos de una fibra a otra.

A nivel industrial principalmente se emplean matrices poliméricas, de los dos tipos de polímeros: termoplásticos y termoestables. De forma general, las resinas termoestables permiten obtener una estructura con forma fija permanente, no se pueden reciclar, no se funden y cuando son sometidas a altas temperaturas se descomponen y se degradan. El poliéster, viniléster y epoxi son ejemplos de este tipo de resinas.

La fibra de vidrio es uno de los refuerzos más utilizados en la fabricación de materiales compuestos en aplicaciones industriales, debido a su alta disponibilidad, bajo costo y sus buenas propiedades mecánicas. Estos materiales presentan una serie de características que se presentan a continuación y que les permite ser ampliamente utilizadas.

- La resistencia mecánica específica es alta, incluso mayor que la del acero.
- Es un buen aislante eléctrico incluso en espesores delgados, pues posee una buena permeabilidad eléctrica y magnética.
- Es un material cuyos componentes son minerales y es incombustible por naturaleza, por lo que no propaga la llama y no produce calor, humos y/o toxicidad.
- Presenta un bajo coeficiente de dilatación térmica, por consiguiente, tiene una alta estabilidad dimensional y es poco sensible a los cambios térmicos e higrométricos.
- Presenta una buena disposición a recibir distintos ensamblajes, creando un puente de unión entre las fibras y la matriz, que les permite asociarse a un alto número de resinas sintéticas y matrices minerales.
- Es inerte a la acción biológica, por lo tanto, no sufre alteraciones y no se pudre.
- Presenta una baja conductividad térmica, lo que le permite ser utilizada en la construcción, pues posibilita prescindir de puentes térmicos y por consiguiente un ahorro considerable de calefacción
- Presenta estabilidad química, por lo que, al fabricar materiales compuestos con una resina apropiada, se pueden obtener productos que sean resistentes a agentes químicos.

De los diversos tipos de fibra de vidrio que se encuentran en el mercado (E, A, C, R o S y D), la fibra de vidrio “E” es la más utilizada en la fabricación de materiales compuestos, abarcando un 90 % de mercado, pues ofrece la suficiente resistencia mecánica a un bajo precio

Por otro lado, se encuentra el Delrin, que es un plástico especial muy utilizado en la industria y con el cual se fabricarán todas las poleas que se encuentren funcionando inmersas en el agua, ya que posee propiedades que lo hacen adecuado para esta aplicación, tales como: bajo coeficiente de fricción, fácil mecanizado, comportamiento elástico similar al del acero, buena rigidez y dureza, gran estabilidad dimensional, buena resistencia a la abrasión y buen coeficiente de deslizamiento.

La principal ventaja que posee el Delrin respecto a otros plásticos mecanizables es su gran estabilidad dimensional, lo que en términos de su funcionamiento dentro de la turbina se traduce en que no se expandirá por absorción de agua, debido a esto las poleas hechas con este material no modificarán sus dimensiones; lo que significa que no se alterarán ajustes de montaje, tensiones en correas, tensiones de trabajo sobre los ejes, etc.

Diseño mecánico

Descripción de los subsistemas

En el siguiente apartado se detallan individualmente las características principales de los subconjuntos que forman parte de la turbina, a los efectos de entender como fueron diseñados para cumplir con los requerimientos de funcionamiento de la misma. La siguiente imagen los muestra discretizados sobre la configuración de la turbina hidrocinética desarrollada:

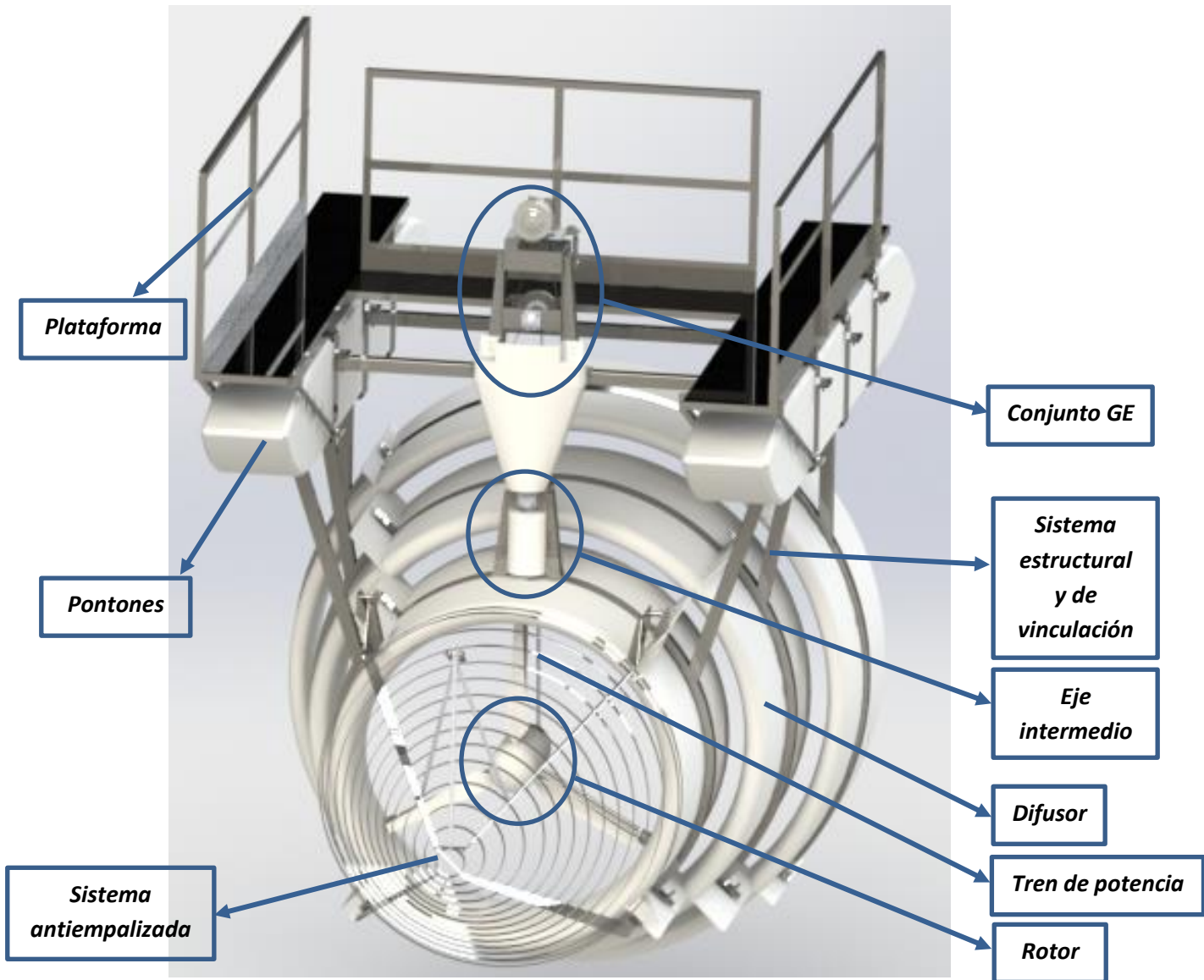


Figura 57: diseño final completo turbina hidrocinética

Sistema anti-empalizada

Es el encargado de la protección física de los órganos del rotor. Su función es actuar como barrera interponiéndose entre el rotor y sus accesorios, y cualquier cuerpo flotante presente en el río. Además de cumplir dicho cometido, su presencia no debe generar pérdidas de carga considerables en la entrada del difusor, ya que esto se traduciría en una disminución de rendimiento en el rotor.

Para cumplir con la función antes mencionada, se encontró una solución diseñada a partir de planchuelas de acero roladas formando círculos concéntricos, de distanciamiento variable (se reduce mientras nos

acercamos a la punta del álabe, a efectos de reducir el tamaño de partículas que puedan atravesarlo en la zona donde menor resistencia tiene el álabe por ser más delgado). Dicha configuración permite un pasaje de flujo anular hacia el rotor sin grandes perturbaciones, a la vez que protege de impactos de sólidos circulantes, y por su geometría cónica tiende a desviarlos de la turbina (capacidad autolimpiante).

Para la elevación del sistema se realizó se utilizó un soporte superior de pivote, y se colocó en el extremo un grillete en el punto donde se amarra la línea de izaje. El soporte en la punta tiene la suficiente altura para que el operario tenga que realizar menor esfuerzo al levantar la estructura (durante maniobras de mantenimiento, es decir, limpieza mecánica de elementos enganchados en la jaula).

La estructura está diseñada para pivotar en su extremo superior, levantarse y una vez ejecutada la limpieza descender a su posición de trabajo por peso propio haciendo contacto en sus topes inferiores fijados al difusor.

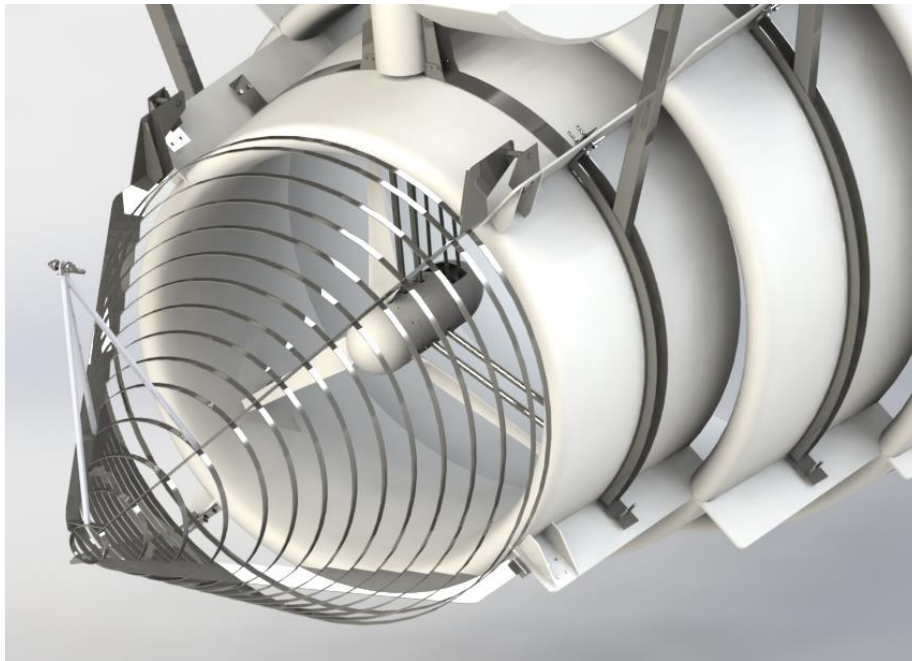


Figura 58: configuración sistema antiempalizada diseñado

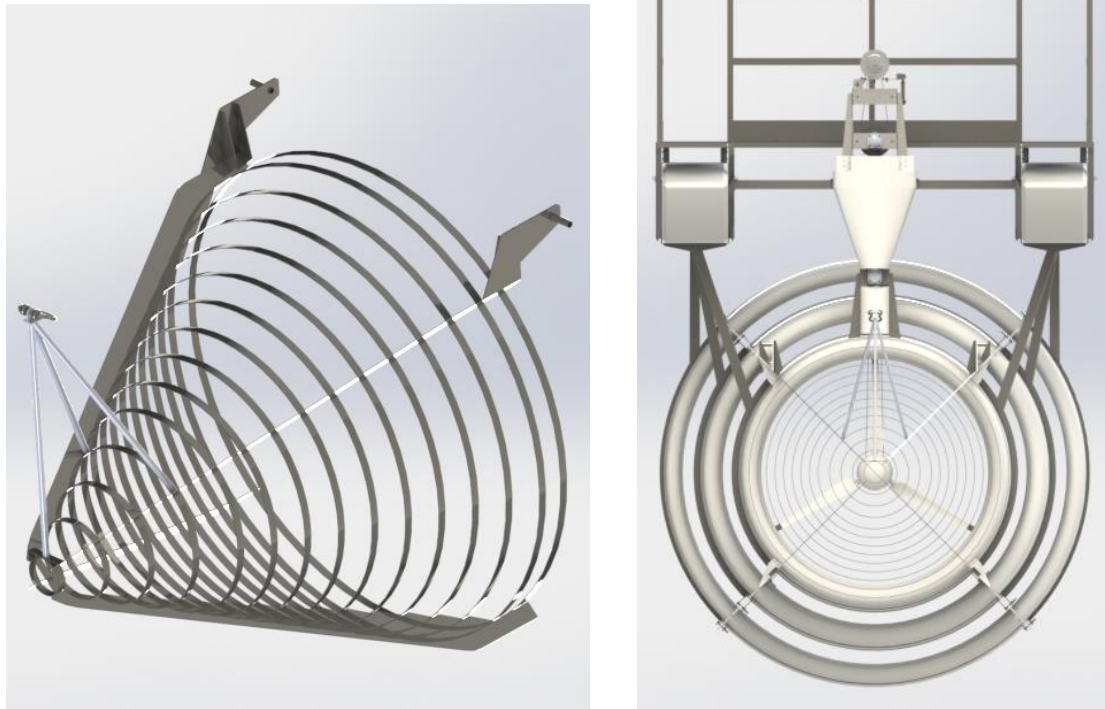


Figura 59: vista isométrica y frontal sistema antiempalizada.

Sistema estructural y de vinculación

Se trata del conjunto formado por los zunchos que ciñen tanto al difusor como a los pontones de flotación, y los soportes que proveen rigidez y estabilidad a la vez que unen los sistemas de zunchos entre sí.

La premisa detrás del diseño del sistema de vinculación consistió en unir tanto los pontones como los cuerpos del difusor de la manera más simple, efectiva y con la menor cantidad de piezas intervinientes. La idea fue adaptar al caso de estudio el sistema de zunchos que usan las pequeñas embarcaciones isleñas, analizando la forma de ejecución de las uniones para que no lastimen el material laminado con que se fabrican los cuerpos a conectar (esto es, diseñamos el sistema para evitar uniones que simbolicen perforaciones del laminado salvo que no hubiera otra alternativa, así disminuyendo la probabilidad de ingreso de agua, concentración de tensiones, que puedan reducir la vida útil de las piezas laminadas). Además, utilizando este sistema de zunchado, para resistir las condiciones de trabajo dependemos de la resistencia del acero que es mucho mayor a la del material compuesto, que adicionalmente puede envejecer de forma más prematura que el acero.

Los zunchos del lado de los pontones se fabrican de 2 tramos de chapa plegada unidos por tornillería para ceñir al pontón; la mitad de arriba posee soldada en su parte superior los anclajes de la plataforma y la mitad de abajo posee soldada en su parte inferior las patas que sostienen los zunchos laterales de cada tramo de difusor junto con las cartelas de refuerzo y en su parte lateral va soldado el travesaño para vincularse con el zuncho homólogo del otro pontón. Además, el primer zuncho posee en el tramo inferior de sus laterales los anclajes de las bielas que sostienen el extremo en voladizo de la plataforma.

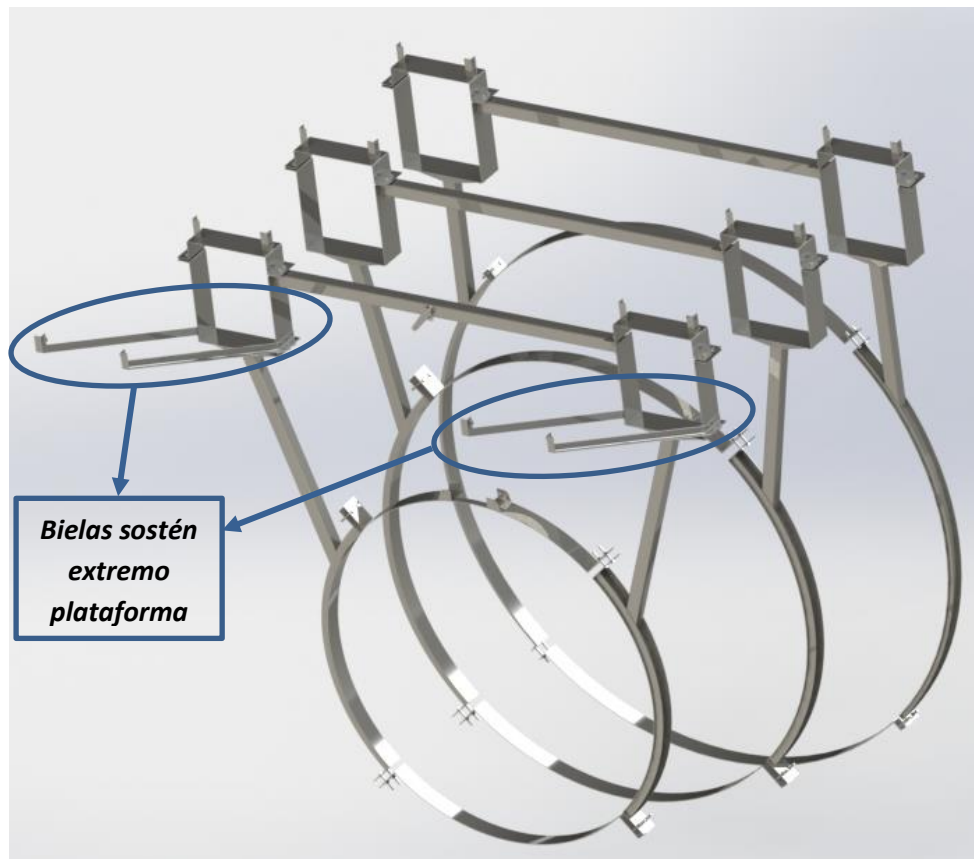


Figura 60: sistema estructural y de vinculación completo

Los zunchos del lado difusor se fabrican de chapa rollada de a 4 tramos periféricos por tramo de difusor unidos entre sí mediante tornillería y los laterales se refuerzan con cartelas (ya que en ellos se fijan las patas que sostienen el peso del conjunto sumergido). Los zunchos laterales son iguales entre sí para cada tramo del difusor, y también sucede lo mismo para el superior e inferior en cada tramo (excepto en el primero donde el superior es diferente ya que posee las cartelas de fijación de la estructura soporte del eje intermedio).

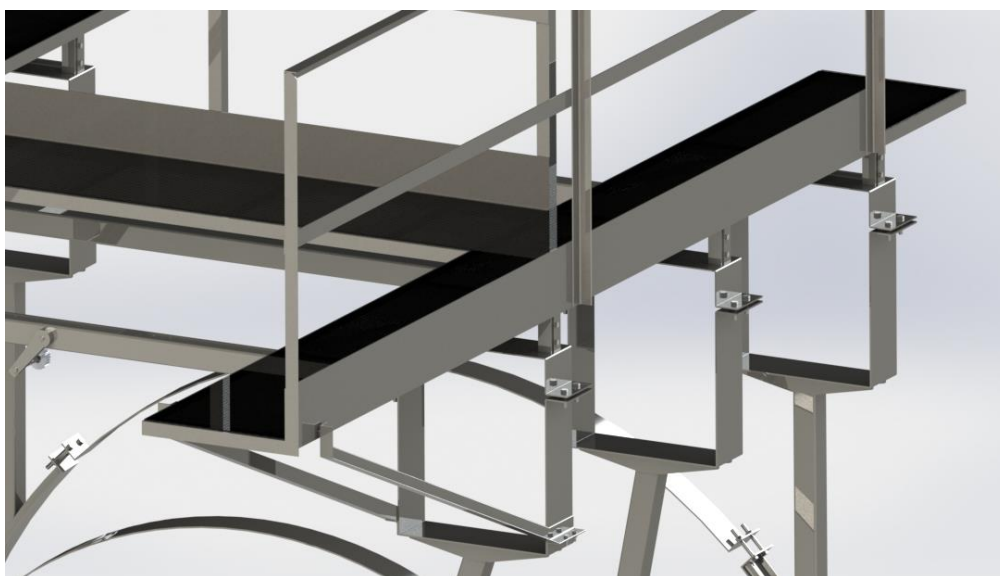


Figura 61: zunchos lado pontón (detalle anclaje de plataforma)

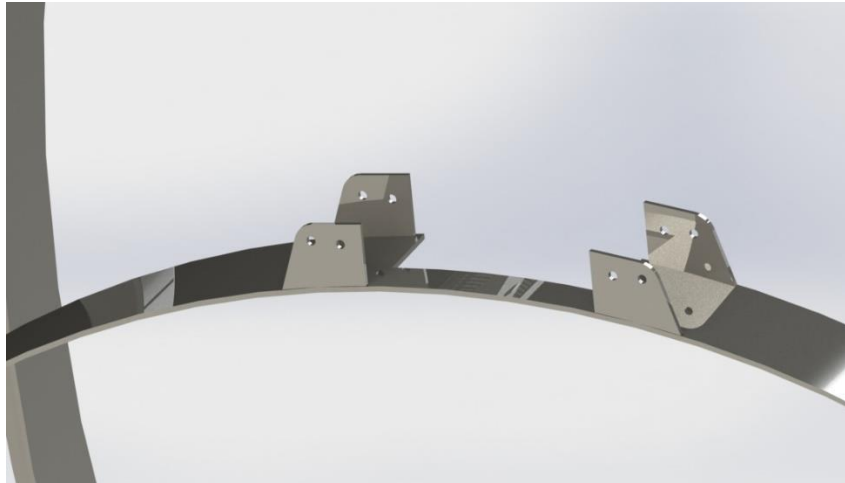


Figura 62: zuncho lado difusor (superior 1° tramo, detalle cartelas fijación eje intermedio)



Figura 63: cartelas refuerzos parte de abajo zuncho lado pontón y lateral zuncho lado difusor.

Los zunchos que soportan a los pontones fueron diseñados para poder desplazar libremente a los mismos en sentido longitudinal, permitiendo de esta manera una ubicación dinámica del punto de flotación, pudiendo adaptarlo según las condiciones del río (si consideramos velocidad aproximadamente constante en el ambiente de emplazamiento), incluso para posicionar el centro de flotación a cierta distancia del centro de gravedad y que así se pueda compensar el momento antagónico de la fuerza de empuje del agua que intenta inclinar hacia abajo la nariz de la turbina.

El sistema estructural se compone de caños comerciales cortados a medida y soldados sobre los distintos puntos de anclaje en los zunchos. Además, se agregaron al sistema dos pares de bielas (Figura 60) que soportan el extremo voladizo de la plataforma por donde puede acceder el operario a una mejor posición para la limpieza mecánica de la jaula antiempalizada. Debido a su forma de vincularse, mediante tornillería e independiente a la estructura y los zunchos, las bielas permiten apoyar el voladizo de la plataforma sin comprometer la posibilidad de desplazamiento de los pontones.

Difusor

Es un subsistema de crucial importancia, interviniente en el proceso de generación de energía. Su función principal es aumentar la cantidad de energía extraída por la turbina además de servirle de protección al rotor ante los elementos sólidos circundantes en el flujo. Fabricado a partir de material compuesto (fibra de vidrio en mezcla con resina Epoxy) y cubierto con una última capa de gelcoat que mejora el comportamiento ante el fluido circulante.

Se diseñó a partir de un perfil que fue seleccionado debido a su probada eficiencia hidrodinámica. Los parámetros del perfil usados son los siguientes:

Perfil (pt40-il) PT40 INVERTIDO

Max thickness 11.6% at 27.1% chord

Max camber 2.9% at 41.6% chord [extraído de biblioteca Airfoil tools]

- Inclinación positiva de 5° respecto a la horizontal, en los 3 tramos.
- Longitud de cuerda igual para los primeros 2 tramos y diferente para el tercero, considerando turbina de 1,5 m de diámetro ubicada en garganta de primer tramo, usando un gap (espacio entre pared interna del difusor y punto extremo teórico del álabe) de 5% del radio de la garganta aproximadamente. El espesor de pared es constante de 5 mm.
- Solapamiento entre tramos de unos 100 mm y slot de unos 100 mm medida entre borde de fuga y borde de ataque de 2 tramos contiguos.
- Diseño a partir de tres tramos ubicados relativamente respecto a las aletas perimetrales que sirven de tope. Primer tramo reforzado en la zona de anclaje del pivote de la jaula antiempalizada y de los topes inferiores. Las aletas también poseen los puntos de anclaje de los zunchos y del soporte pivot y tope inferior de la jaula antiempalizada.
- El primer tramo posee 3 planos en su pared interna distanciados 120° entre sí, donde se fijan los nervios que sostienen el rotor (a dichos efectos en esa zona el laminado se ejecuta con una planchuela ciega de $3/8$ " de espesor embebida, que luego será perforada y roscados esos agujeros mediante macho roscador para anclar las horquillas de sostén del rotor). En su parte superior este primer tramo posee una perforación para permitir el paso de la correa de transmisión.

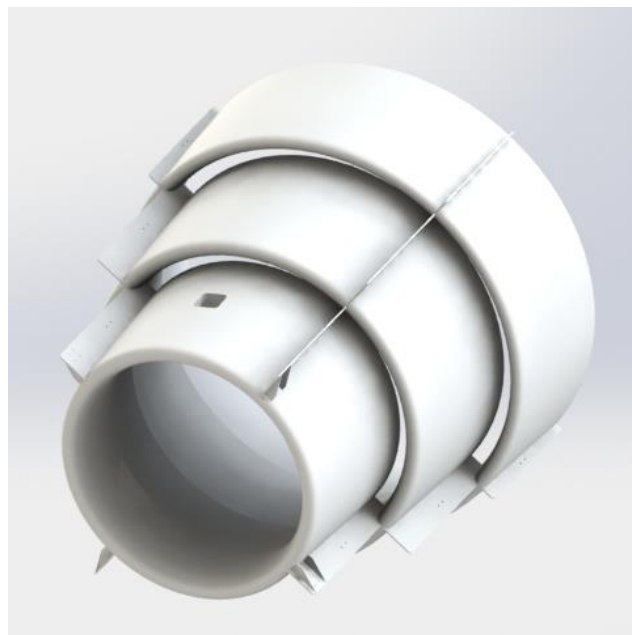


Figura 64: difusor

Tren de potencia

Elección del tipo de transmisión

En primera instancia podemos diferenciar las dos formas analizadas transmitir la potencia entre el eje del rotor de la turbina y el del generador eléctrico (GE); dichas formas son mediante una caja amplificadora, con un sistema de transmisión en su interior generalmente unido a un generador de inducción, y el acoplamiento directo mediante un eje al generador.

A continuación, se evalúan los pros y contras técnicos y desde el punto de vista fluido-dinámico de cada uno de los sistemas de modo de determinar cuál será seleccionado en nuestro proyecto.

CAJA AMPLIFICADORA

Ventajas

- Posibilidad de transmisión de grandes potencias
- Factibilidad de conversión de velocidades entre la entrada y la salida, lo que genera una mayor velocidad en el eje del generador eléctrico, y en consecuencia, mayor generación de potencia.
- Buena eficiencia general del sistema
- Poca necesidad de mantenimiento
- Menores costos de fabricación que el método de eje directo, debido a la estanqueidad generada por la caja que protege todos los elementos del sistema.

Desventajas

- Por tratarse de una transmisión mecánica, indefectiblemente estará sujeta a pérdidas, especialmente debido a la fricción, propias de la naturaleza de este tipo de transmisión de potencia.
- Desgaste en engranajes, que se traduce en pérdidas de eficiencia del sistema con el tiempo.
- Posibilidad de fallas en algún órgano del sistema
- Mayor peso del sistema
- La existencia de una caja o cuerpo externo voluminoso detrás del rotor generará perturbaciones de la estela generada en esa zona de la turbina, lo que se traduce en pérdidas hidrodinámicas mayores a las que existirían de no estar la caja en dicho lugar

ACOPLAMIENTO DIRECTO

Ventajas

- Mejor respuesta a la falla, ya que existen menos partes involucradas en el proceso de transmisión de potencia
- Menor peso y mayor sencillez del sistema
- Menor susceptibilidad a fallas
- Costos de mantenimiento mínimos
- Mejor eficiencia de transmisión, minimización de pérdidas por usar la mínima cantidad de partes necesarias

Desventajas

- Imposibilidad de modificar la velocidad de transmisión, por lo que la capacidad de generación se verá limitada a la velocidad de giro del rotor de la turbina

- Mayor incidencia de vibraciones por desalineaciones entre ejes, que pueden llevar a fallas en la transmisión.

Como conclusión del análisis, se puede decir que ambas formas de vincular el rotor de la turbina y el generador eléctrico son soluciones técnicamente factibles de ser instaladas en este proyecto, pero hay algunos detalles funcionales que hacen que una opción sobresalga respecto a la otra.

Se eligió el sistema de acoplamiento directo respecto a la instalación de una caja reductora montada sobre el eje del rotor debido a principalmente dos motivos: el agregado de numerosos sistemas adicionales para realizar el reenvío angular (por ser paralelos ambos ejes se necesitaban 2 cajas de reenvío angular), lo que aumenta considerablemente el peso agregado; y la dificultad de mantener la estanqueidad de las partes sumergidas.

Debido a lo anteriormente dicho es que se eligió un sistema de acople directo, que se realizará con un eje que en un extremo irá montado mediante chavetas al cubo del rotor, y en el otro extremo a dos poleas que transferirán por correa la potencia a un segundo mecanismo de transmisión (y de allí siguiendo hasta alcanzar la relación de ampliación deseada), con la premisa que el generador eléctrico se encuentre fuera del alcance del agua en todo momento del funcionamiento de la turbina.

Diseño del tren de potencia

La idea detrás del diseño del tren de potencia, siendo éste el conjunto de piezas encargadas de hacer llegar la potencia generada por el rotor hasta el generador eléctrico, es lograr un resultado que involucre la menor cantidad de partes para el proceso de transmisión a los fines de minimizar el mantenimiento necesario y el peso adicional sobre la turbina.

Para el tipo de transmisión elegida, las opciones comerciales disponibles son correas o cadenas, pero debido a que el eje del rotor se encuentra sumergido resulta impráctico utilizar la segunda opción debido a su necesidad de lubricación (al menos en las metálicas), lo que conllevaría agregar un sistema de aislamiento de la misma en el agua. Las cadenas plásticas son costosas y por eso se descartan también.

Es por esto que se opta por la opción de correas para la transmisión, en particular se eligen correas del tipo dentada o síncronas, ya que las correas lisas o tipo trapezoidales “poly V” no son aconsejables para las bajas velocidades de giro que la máquina generará durante el funcionamiento ya que introducirán grandes pérdidas por rozamiento responsables de disminuir considerablemente el rendimiento de la turbina.

Entre las características que poseen las correas dentadas que la hacen acordes para la aplicación que se busca se destacan:

- Gran capacidad en pequeño espacio
- Excepcionalmente ligeras si se emplean poleas de materiales no férricos
- Funcionamiento silencioso a bajas velocidades
- No se precisa lubricación, un punto importante en el trabajo que tendrá el sistema donde la lubricación será prácticamente imposible de realizar

Como existirá una diferencia espacial entre la ubicación del eje del rotor y el del generador, deben ser comunicados mediante sucesivos tramos de correas que permitan alcanzar la velocidad de giro deseada en el GE. Se optó por hacer el primer tramo con una ampliación 1:2 (desde rotor a eje intermedio, considerando 77 rpm teóricas de giro del rotor), posteriormente un tramo 1:1 que conecta el eje intermedio con el eje pre GE y donde se ubica un tensor con resorte de torsión (elemento flexible destinado a compensar diferencias en las distancias entre los ejes del GE y del rotor ante acciones dinámicas que hagan flexionar las patas que conectan los zunchos del lado pontón y difusor, manteniendo la correa siempre tensionada y evitando consecuentes fallas en la transmisión) y finalmente un tramo de ampliación 1:3,5 que conecta el eje pre GE con el eje GE. La ventaja del sistema intermedio con relación

1:1 es que, en caso de querer aumentar la velocidad de llegada al GE, puede introducirse en el eje intermedio una polea de mayor diámetro e iterar hasta alcanzar la relación deseada.

Se diseñó un sistema de doble polea sobre el eje del rotor, para que ante la eventual rotura de una correa la turbina no quede fuera de servicio (recordando que en este primer tramo aún no se efectuó la ampliación de velocidad de giro, entonces el torque es más alto que los tramos subsiguientes y la correa trabaja más exigida en esta sección). Las poleas y chavetas en ese punto fueron calculadas y diseñadas para transmitir individualmente la totalidad de la potencia generada.

Para el tramo de la correa de la primera multiplicación fuera del difusor (expuesta al flujo libre de agua) se instaló un cubrecorrea de PRFV vinculado mediante tornillos autoperforantes a los costados de la estructura soporte del eje intermedio para protegerla de impactos de elementos sólidos circundantes dado que el sistema anti-empalizada no logra cubrirla. En el tramo que sale del eje intermedio hasta el eje pre GE también se añade otro cubrecorrea de PRFV en forma de ‘V’ fijado mediante tornillos autoperforantes a las cartelas de refuerzo de la estructura soporte del conjunto GE.

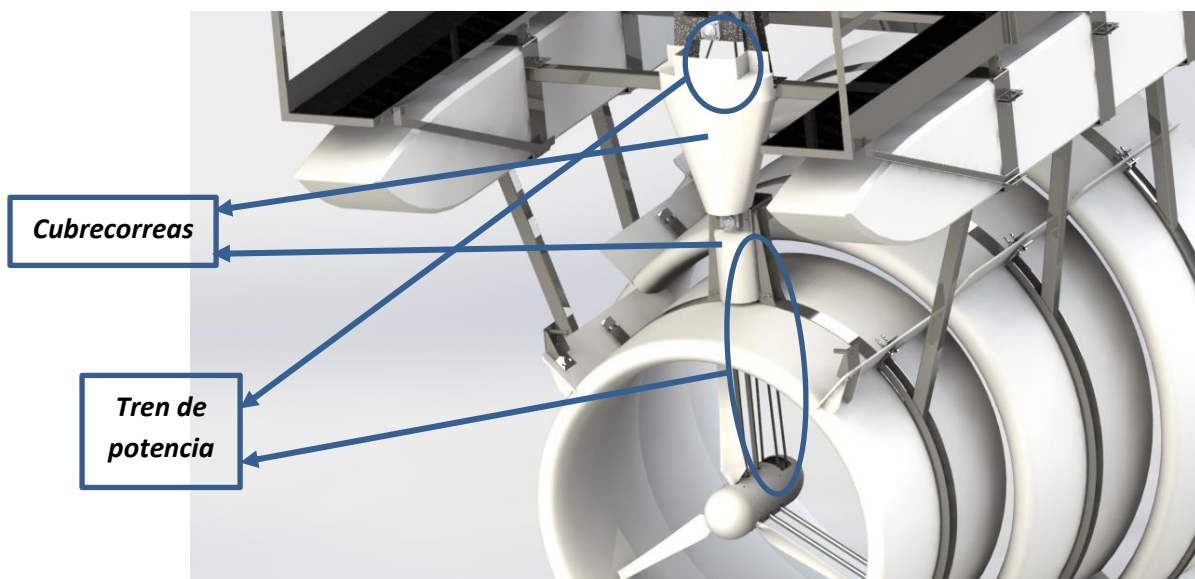


Figura 65: detalles tren de potencia

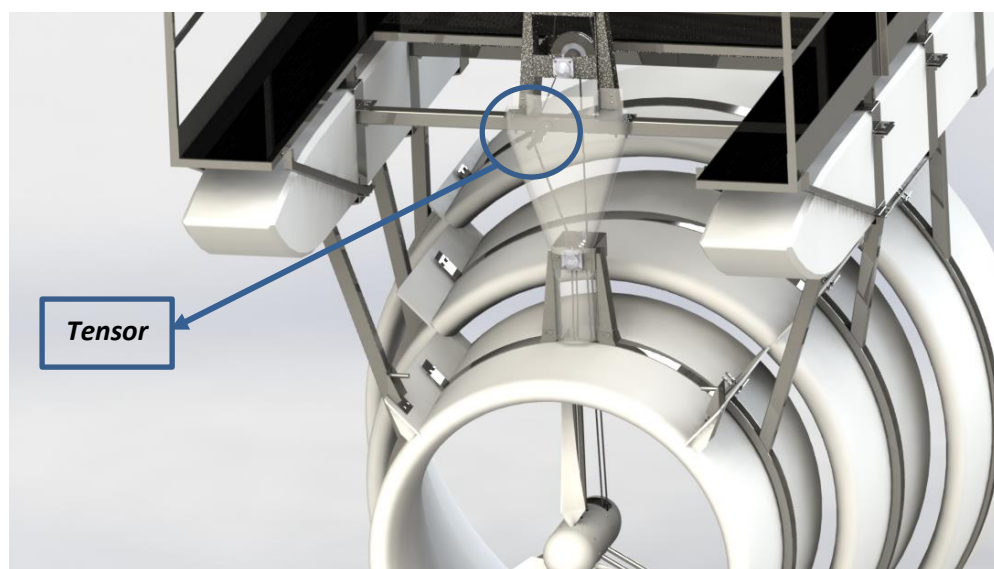


Figura 66: tensor

Eje intermedio

Diseñado a partir de una estructura soporte confeccionada con chapas plegadas, chapas de soporte y cartelas de refuerzo; sobre ella se montan las cajas porta-rodamientos que sostienen el eje. En los laterales de esta estructura soporte aparecen los agujeros para fijar el cubrecorrea con tornillos auto perforantes. Las poleas montadas con chavetas sobre el eje, mantienen su posición mediante tapas que traban contra anillos seeger.

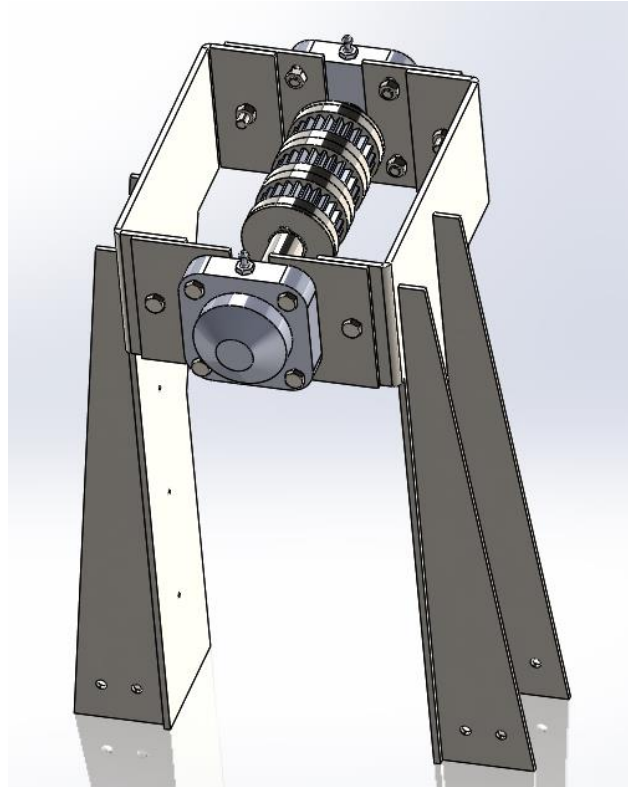


Figura 67: eje intermedio

Conjunto GE

El GE se monta sobre una base pivotante sostenida de una estructura soporte que también sostiene al eje pre GE; dicha base (que también posee ancladas las estructuras soporte del eje con la última polea de transmisión) es pivotada mediante una biela conectada en el extremo opuesto al pivote, de funcionamiento idéntico al de los nervios regulables que fijan el rotor al difusor. Con ese movimiento de giro de la base se logra el tensado de la correa del último tramo. El GE posee un eje roscado que acopla en un agujero roscado mecanizado en el extremo del eje que posee la polea de transmisión final (procurando que dicho roscado genere el ajuste de la unión en el sentido de giro de la polea) y trabado con una contratuerca. Se agregó un sistema anti-giro sobre la chapa base que permite mantener fija la carcasa del generador sin comprometer los rodamientos internos del mismo en caso de desalineaciones del eje.

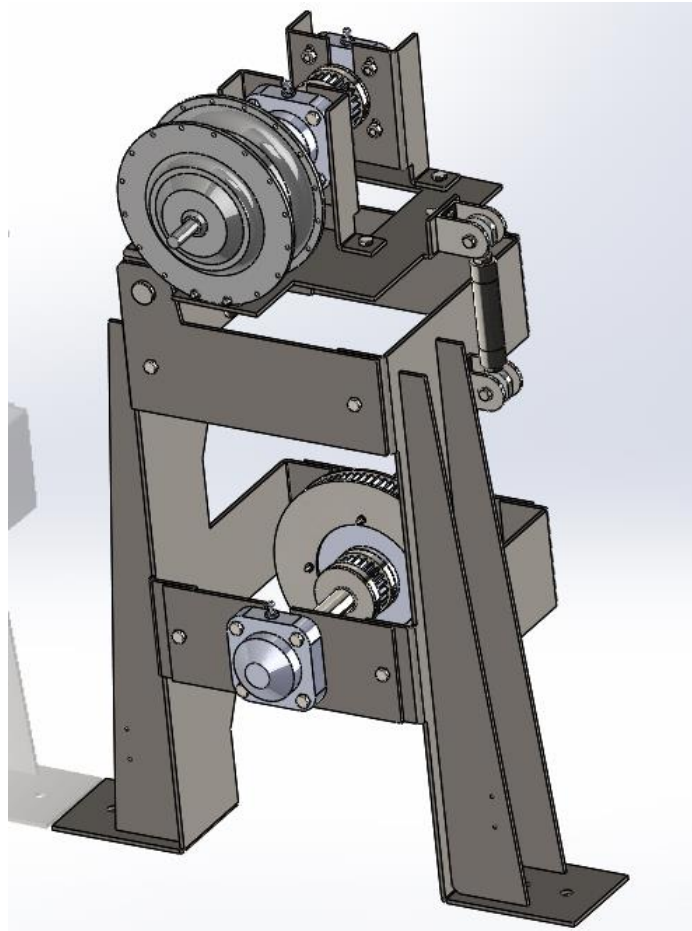


Figura 68: conjunto GE

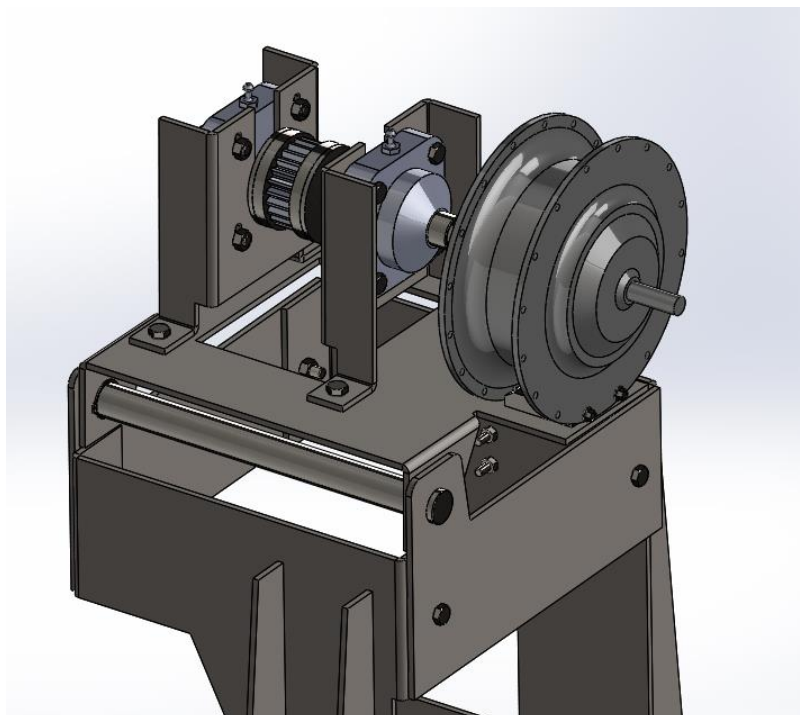


Figura 69: detalle base pivotante GE

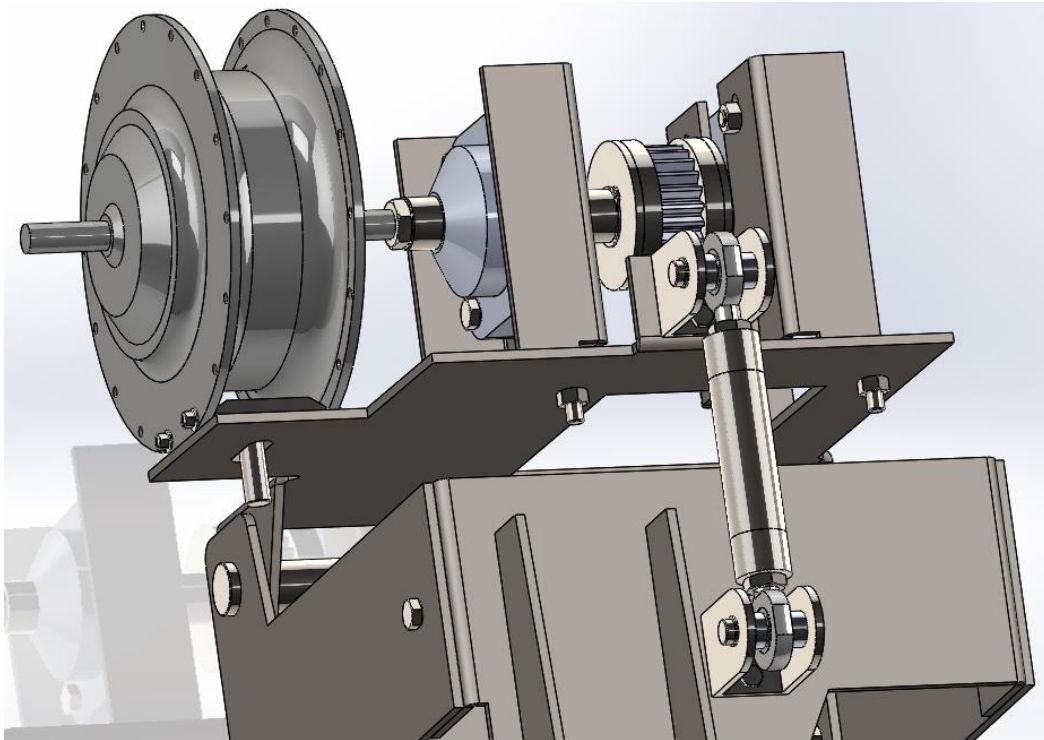


Figura 70: detalle anti giro GE, acople GE a eje polea final de transmisión y biela regulación de inclinación base GE.

Sistema de flotación.

Conjunto formado por dos pontones paralelos ubicados longitudinalmente a la turbina, configuración que mejora la estabilidad. Los mismos se encargan de mantener nivelada la turbina a una profundidad adecuada durante su operación, a los efectos de permitir o evitar el contacto con el agua de los distintos componentes según su función. Fabricados en una sola pieza de PRFV de 5 mm de espesor.

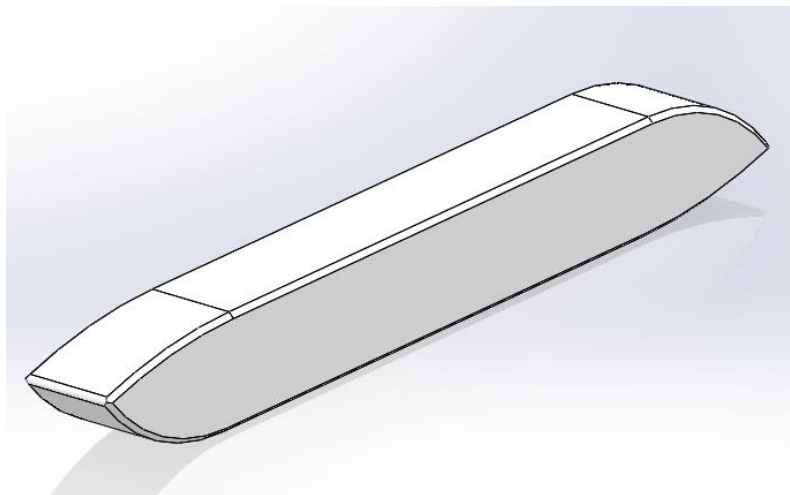


Figura 71: pontón de flotación

Rotor

Es el subsistema encargado de transformar la energía cinética del agua en mecánica transmitida a un eje. La misma será luego enviada al generador para transformarse en energía eléctrica.

Se trata del corazón de la turbina, el cual debe ser optimizado en su totalidad a los fines de hacerlo lo más eficiente posible. Todas las partes intervinientes fueron analizadas en profundidad, lográndose un conjunto con la menor cantidad de partes intervinientes posibles y que además es de fácil montaje y mantenimiento.

Todas las piezas estándar (sellos, rodamientos, aros, etc) fueron seleccionados entre catálogos para industria nacional a los efectos de ser fácilmente accesibles en caso de reposición. Además, se garantizó mediante el diseño del conjunto, el sellado del eje y sus accesorios, por lo que no habrá ingreso de agua hacia los mismos durante el funcionamiento, eliminando potenciales fallas que detengan la marcha de la turbina. Esto último responde al diseño de las tapas extremas del estator, el cuál comprende el uso de un o’ring que hace presión contra la brida extrema del mortero impidiendo el ingreso de agua del lado externo y del lado interno se coloca un retén de doble labio con resorte de acero para hacer contacto contra el eje.

El montaje del álabe al eje se realiza mediante una estrella. La misma está compuesta por un cuerpo macizo que se fija al eje con chaveta, y que tiene soldado tres caños terminados en una punta bridada. El sistema de alojamientos se compone por dos bridas concéntricas, una fija y una móvil, que poseen agujeros oblongos para permitir el ajuste del ángulo de pitch de la pala (0-10°) a efectos de modificar el punto de trabajo de la turbina.

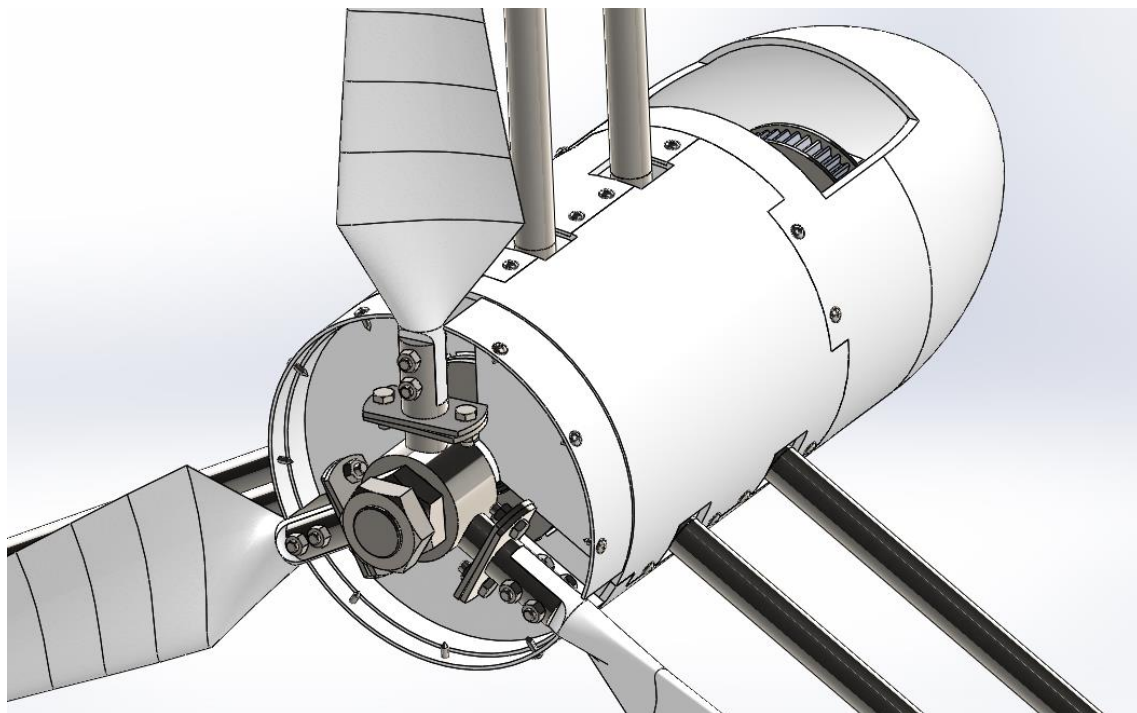


Figura 72: detalle bridas anclaje álabes

El estator (mortero) está compuesto por un caño comercial donde se mecanizan los alojamientos para los rodamientos (el ubicado en el lado del difusor es cónico de rodillos y soporta carga radial/axial absorbiendo la fuerza de empuje del agua sobre los álabes; el trasero es a bolas y solo soporta carga radial) y 2 bridas extremas donde se fijan por tornillería las tapas ciegas que sellan el conjunto. En su interior atraviesa el eje que posee en un extremo el rotor y en el otro las 2 poleas de transmisión de

potencia. El estator mencionado se vincula al primer tramo del difusor mediante nervios regulables en longitud y con rótulas en sus extremos (en uno filetes a izquierda y en otro filetes a derecha) permitiendo mediante el giro del cuerpo central variar la profundidad que se insertan en éste ambas rótulas y así cambiar la longitud del nervio en +/-, absorbiendo errores de forma en la fabricación del difusor y aun logrando el centrado del rotor. La vinculación de los nervios al difusor se realiza desde sus horquillas a través de tornillos que aprietan sobre una planchuela embebida en el laminado oportunamente agujereada y roscada mediante macho roscador. La siguiente imagen muestra un corte del sistema, observándose las tuercas de fijación extremas, las poleas y sus distanciadores, además de la configuración de las tapas de sellado del estator y el diseño de los nervios regulables.

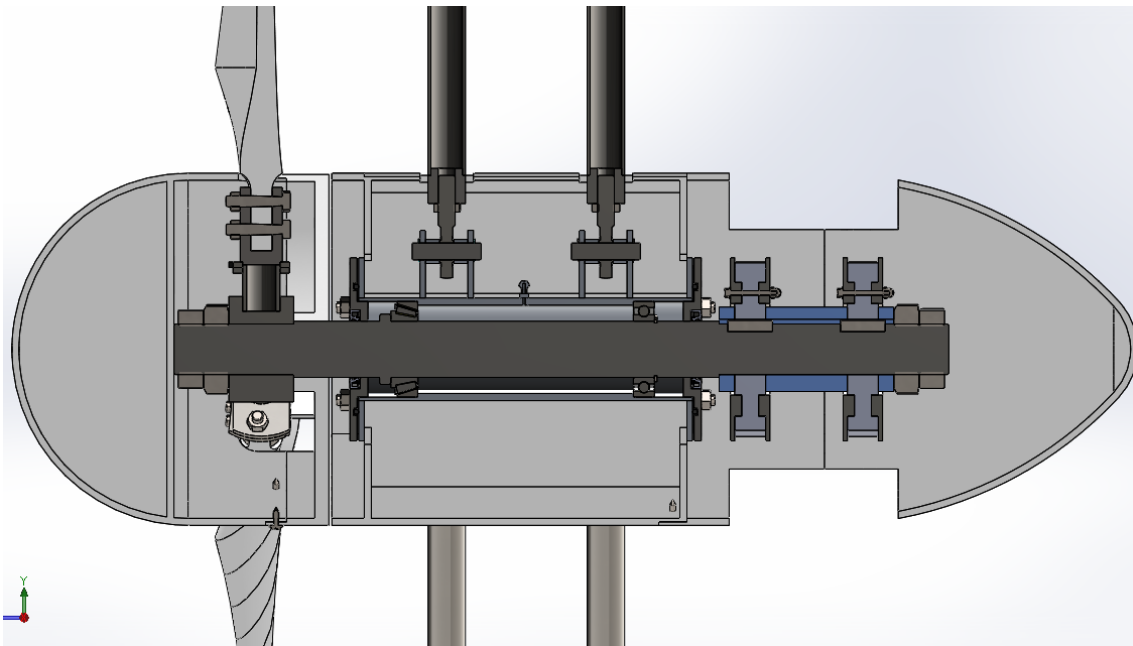


Figura 73: corte longitudinal rotor

El sistema se rodea con un conjunto de cobertores vinculados mediante tornillería autoperforante entre sí, para disminuir la invasión al flujo y conservar la vena fluida dentro del difusor evitando formación de vórtices; el mismo está compuesto por:

- Hub delantero + 3 tapas (conjunto solidario al eje móvil, por tanto, puede girar junto con el rotor)
- 3 cobertores centrales (conjunto fijo al estator)
- Hub trasero (conjunto fijo a los cobertores centrales, abierto en la parte superior para permitir el pasaje de la correa desde el rotor al eje intermedio y abierto en la parte inferior para permitir la libre caída de la correa en caso de cortarse alguna de ellas, evitando así posibles atascamientos con la polea y susceptibilidad de falla total del conjunto).

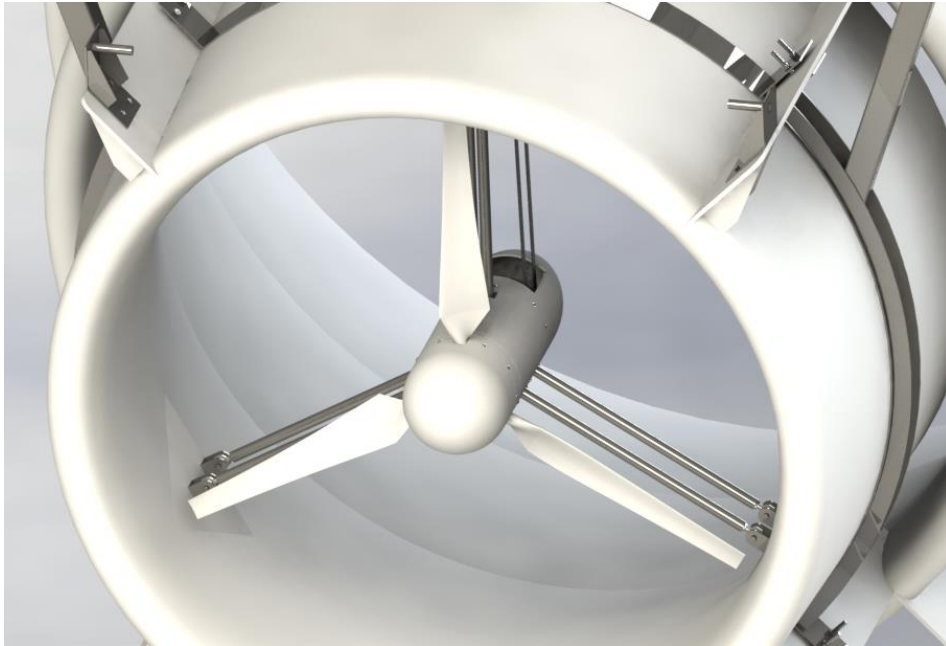


Figura 74: disposición rotor sobre difusor



Figura 75: detalle rotor y sistema cobertores

En cuanto a los álabes encargados de extraer el movimiento del agua, podemos mencionar que su geometría específica se realizó mediante el cálculo de los parámetros geométricos (variación de cuerda y torsion) en el software académico Open source QBlade.

Para nuestro NACA 9510 seleccionado (el que mejor C_l/C_d tuvo en los análisis primarios, y que mejor resultado dio de rendimiento en las simulaciones CFD), las coordenadas normalizadas (tomando longitud de cuerda $c = 1$ mm) se detallan a continuación:

NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	
Coordenadas X	Coordenadas Y
1.000000	0.000000
0.999054	0.000467
0.996218	0.001862
0.991499	0.004166
0.984912	0.007345
0.976473	0.011355
0.966208	0.016140
0.954145	0.021632
0.940320	0.027757
0.924774	0.034427
0.907554	0.041552
0.888714	0.049033
0.868314	0.056768
0.846420	0.064652
0.823105	0.072576
0.798448	0.080433
0.772535	0.088117
0.745458	0.095524
0.717315	0.102554
0.688211	0.109110
0.658257	0.115103
0.627570	0.120451
0.596270	0.125080
0.564487	0.128924
0.532351	0.131929
0.500000	0.134051
0.467574	0.135258
0.435215	0.135530
0.403070	0.134860
0.371284	0.133254
0.340004	0.130732
0.309375	0.127327
0.279538	0.123083
0.250634	0.118060
0.222796	0.112324
0.196151	0.105957
0.170821	0.099046
0.146918	0.091685
0.124545	0.083977
0.103798	0.076026
0.084761	0.067937
0.067508	0.059818
0.052104	0.051770
0.038604	0.043892
0.027051	0.036277
0.017482	0.029009
0.009922	0.022160
0.004389	0.015792
0.000892	0.009955
	0.004684

-0.000569	0.000000
0.000000	-0.003975
0.002542	-0.007128
0.006993	-0.009472
0.013323	-0.011027
0.021494	-0.011820
0.031461	-0.011884
0.043172	-0.011260
0.056569	-0.009994
0.071589	-0.008138
0.088164	-0.005749
0.106222	-0.002890
0.125688	0.000372
0.146486	0.003966
0.168535	0.007819
0.191755	0.011854
0.216064	0.015996
0.241377	0.020165
0.267612	0.024285
0.294682	0.028280
0.322501	0.032079
0.350979	0.035614
0.380026	0.038820
0.409549	0.041643
0.439451	0.044032
0.469636	0.045949
0.500000	0.047361
0.530439	0.048248
0.560847	0.048600
0.591111	0.048416
0.621120	0.047708
0.650760	0.046497
0.679913	0.044815
0.708465	0.042700
0.736296	0.040203
0.763292	0.037379
0.789337	0.034289
0.814319	0.031000
0.838127	0.027580
0.860654	0.024102
0.881799	0.020636
0.901463	0.017253
0.919554	0.014019
0.935986	0.010999
0.950682	0.008253
0.963568	0.005834
0.974583	0.003788
0.983671	0.002154
0.990788	0.000965
0.995897	0.000242
0.998973	0.000000
1.000000	

Tabla 16: coordenadas normalizadas perfil seleccionado

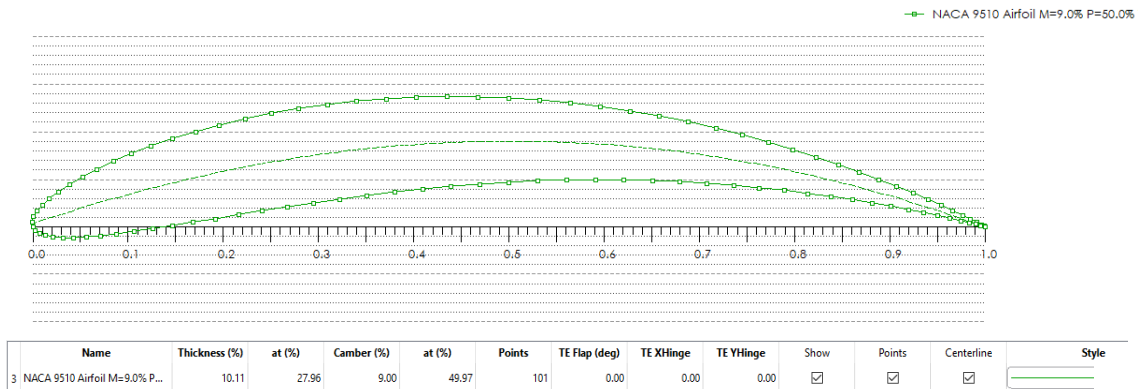


Figura 76: perfil graficado mediante las coordenadas detalladas en Tabla 16

Una vez cargadas las coordenadas del perfil, se procede a efectuar un análisis aerodinámico del mismo a través del solver XFOIL que trae incorporado Qblade. XFOIL es un programa interactivo para el diseño y análisis de perfiles aeronáuticos subsónicos aislados. Dadas las coordenadas que especifican la forma de un perfil 2D, los números de Reynolds y Mach, XFOIL puede calcular la distribución de presión en el perfil y, por lo tanto, las características de sustentación y arrastre (lift y drag).

Una vez elegido un grupo de perfiles, se procede a compararlos en Qblade a modo de cotejar cuál es el que mejor se comporta para las características deseadas en la turbina. Seleccionados los números de Reynolds y Mach, para obtener las gráficas correspondientes se corre el análisis con los siguientes parámetros mostrados a continuación.

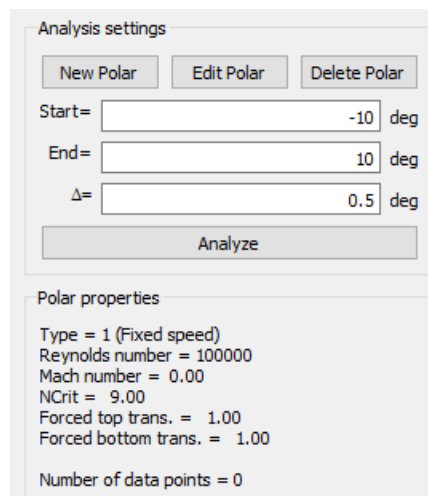


Figura 77: parámetros utilizados para el análisis.

El anterior análisis nos arroja las curvas, de las cuales prestamos especial interés la de C_l/C_d vs Alpha, ya que la premisa es seleccionar un perfil con alta relación C_l/C_d para maximizar el torque en nuestro rotor. A continuación, se muestra la curva para el NACA 9510, que fue el que mayor valor C_l/C_d arrojó ($C_l/C_d = 193.5$ para $\alpha = 4$) y por tanto el seleccionado para modelar el álabe que fue simulado en CFD.

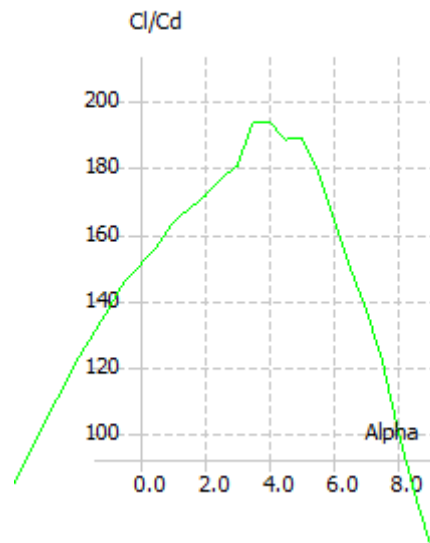


Figura 78: curva obtenida para el perfil seleccionado

Se discretiza el alabe en secciones para proceder a la optimización de su geometría según TSR=4, dejando que el software calcule la distribución de torsión según el Alpha de máxima relación Cl/Cd y la distribución de cuerda por método de Schmitz en todas las secciones donde interviene el perfil seleccionado desde raíz a punta (obviando las secciones de perfil circular de empotramiento en el rotor); los parámetros de optimización se ven en la ventana que se muestra a continuación.

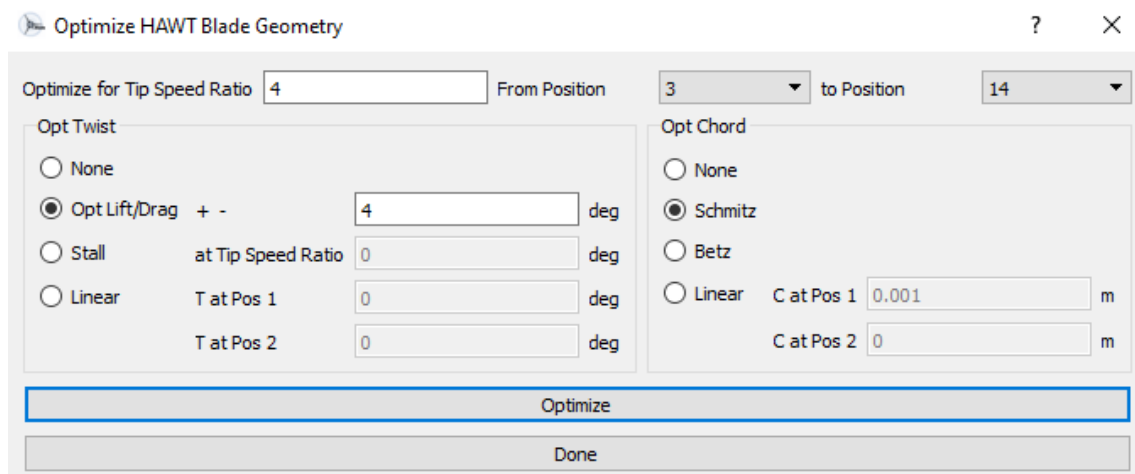


Figura 79: parámetros para cálculo de distribución de cuerda y torsión sobre el álabe.

Los resultados de la geometría final optimizada del álabe se muestran a continuación:

	Pos (m)	Chord (m)	Twist	Foil	Polar
1	0	0,03	0,5	Circular Foil	CD = 1.2 360 Polar
2	0,075	0,03	0,5	Circular Foil	CD = 1.2 360 Polar
3	0,15	0,121	24,5054	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M
4	0,2	0,111	19,0651	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M
5	0,25	0,10116	15,1199	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M
6	0,3	0,091723	12,1538	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M
7	0,35	0,0834245	9,85402	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M
8	0,4	0,0762342	8,02411	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M
9	0,45	0,0700235	6,53624	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M
10	0,5	0,0646469	5,30427	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M
11	0,55	0,059971	4,26829	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M
12	0,6	0,0558813	3,38553	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M
13	0,65	0,0522829	2,62467	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M
14	0,7	0,0490979	1,96232	NACA 9510 Airfoil M=9.0% P=50.0% T=10.0%	T1_Re1.000_M0.00_N9.0 360 M

Tabla 17: valores obtenidos de la optimización a través del software

Con los datos de la tabla anterior, se escalaron las coordenadas normalizadas del NACA 9510 y se modeló el álabe correspondiente, dándole un ángulo de pitch de 5° ya que fue la inclinación que arrojó el mejor resultado en las simulaciones

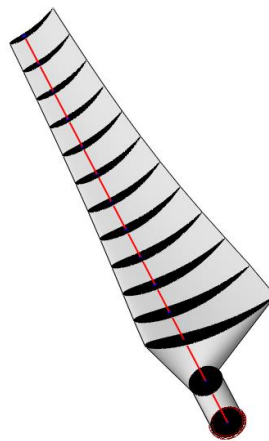


Figura 80: secciones transversales desde raíz a punta, alineadas en un eje que atraviesa los cg

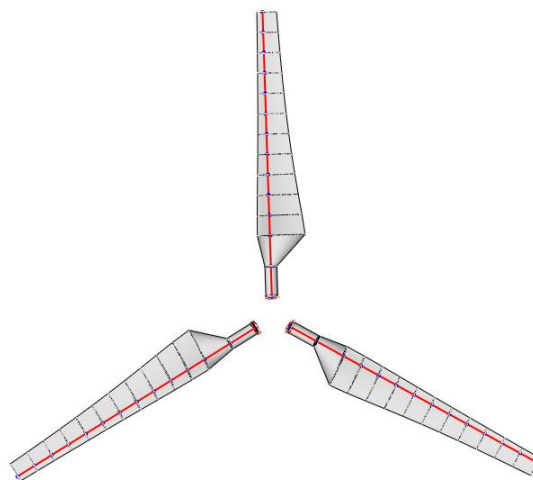


Figura 81: rotor esquemático tripala

Plataforma

Formada por 2 pasarelas longitudinales para acceso a ambos lados de la jaula antiempalizada y una transversal para acceso al generador. Se construye el ‘frame’ o marco resistente con perfiles angulares 1 ½”x1 ½”x1/8”, donde al mismo se fijan las barandas de seguridad para circulación peatonal, las cuales cumplen con recomendaciones de diseño presente en normas OSHA (altura de 110 cm la baranda superior, a 60 cm una baranda intermedia o inferior y un guardapiés de 15 cm de altura cuando se trate de plataformas protegidas por barandas perimetrales para evitar deslizamientos de pie ¹). Sobre el mismo se dispone una rejilla de metal tipo grating, asegurando capacidad peatonal antideslizante, buena relación peso/resistencia y limpieza adecuada ya que evita la acumulación de agua, lodos, etc. Su diseño permite una distribución de carga uniforme sobre la malla (superficie extendida de la rejilla) y eso la convierte en una excelente opción; fabricada a partir de una plancha de metal troquelada y estirada, en una sola pieza, por lo que no deshila (como las mallas tejidas o electrosoldada) y así pueden permitir el efectuado de diversos cortes copiando geometrías específicas sin perder su forma y cualidades primitivas. Los vértices inclinados incrementan la resistencia.

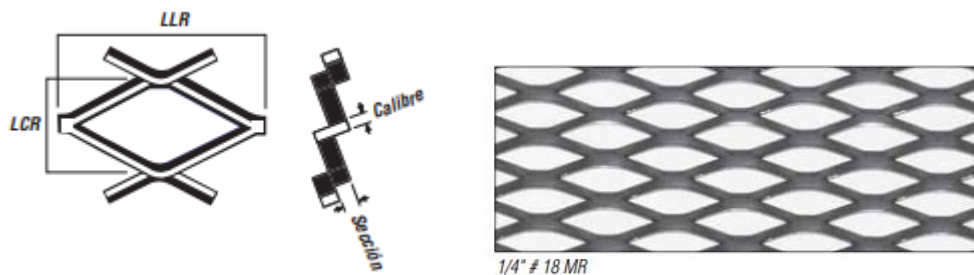


Figura 82: sección de la malla

Catálogo	Abertura de la malla				Espesor		Sección		Peso		Dimensión de la Hoja	
	LCR		LLR		Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Lbs/pie ²	Kgs./mts. ²	LCR	LLR
	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.							Ancho mts.	Largo mts.
1/4" #20 MR	0.25	6.4	1.00	25.4	0.036	0.91	0.073	1.8	0.86	4.20	1.22	2.44

Figura 83: dimensiones de la rejilla seleccionada. FUENTE: Catálogo metal desplegado LADESA

La malla solo necesita apoyo en el sentido longitudinal (diagonal mayor del rombo) economizando peso de perfiles extra. La instalación debe asegurar que la diagonal mayor de la abertura de diamante sea perpendicular a los soportes longitudinales, procurando que las orillas estén sujetas al frame para evitar movimientos relativos (en nuestro caso se efectúa soldadura por punto para fijar ambas partes).

¹ PRACTICA RECOMENDADA IAPG Instituto Argentino del Petróleo y Gas [PR IAPG – SCo – 06 – 2012 – 00 TRABAJO EN ALTURA]

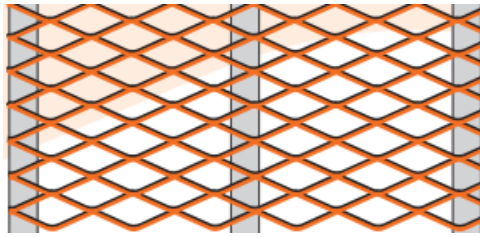


Figura 84: forma de disposición de la malla sobre apoyos.

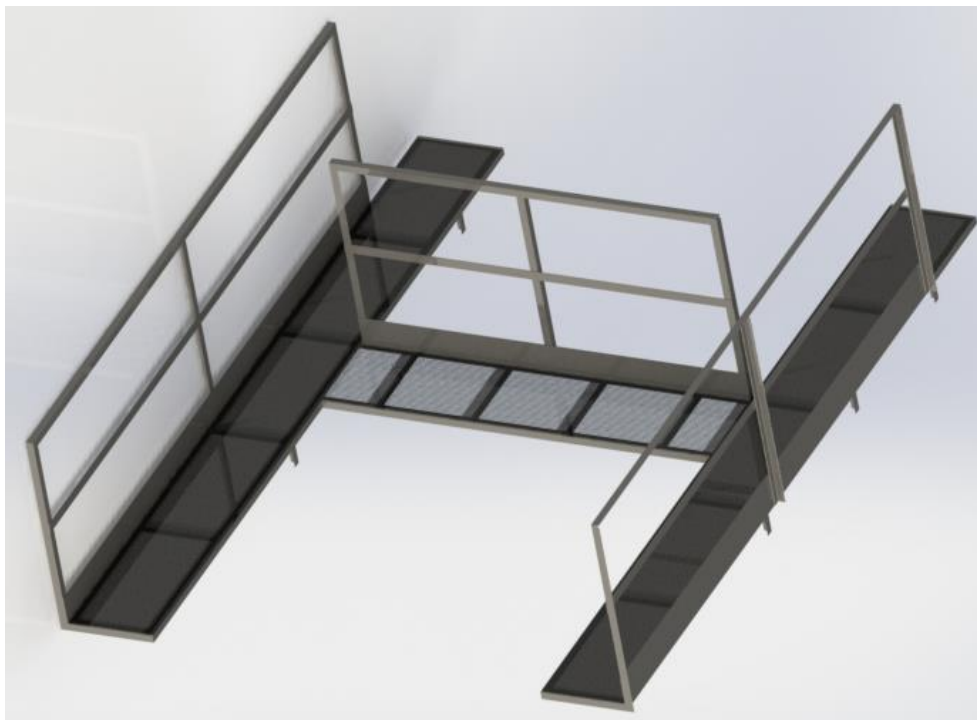


Figura 85: geometría final plataforma

Recubrimiento superficial: Es necesario proteger la integridad física de la plataforma debido a que estará expuesta a un ambiente agresivo durante toda su vida útil. Esto implica que se producirán acciones, mayormente del tipo química, que alterarán las propiedades del material con el tiempo pudiendo generar que algún elemento de la estructura falle.

Para evitar esto se interpone una capa o recubrimiento sobre la superficie de la estructura, que funciona como barrera aislante entre el metal y el entorno. Dichos recubrimientos pueden ser del tipo no metálico, como las pinturas; o del tipo metálico como por ejemplo la inmersión.

Para el caso de protección con pinturas, se supone al objeto metálico como situado en un área costera y marítima, con alta salinidad, de atmósfera agresiva y elevada humedad, por lo que se concluye que el nivel de exigencia es alto.

Por tanto, es aconsejable un chorreado grado Sa 2 ½. De acuerdo a esto, las consideraciones a tener en cuenta según grados estándar de preparación primaria de superficie con métodos de chorreado abrasivo son: Chorreado abrasivo hasta metal casi blanco, a fin de conseguir que por lo menos el 95% de cada porción de la superficie total quede libre de cualquier residuo visible. Chorreado muy cuidadoso. El chorro se mantiene sobre la superficie el tiempo necesario para asegurar que la cascarilla de laminación, herrumbre y materias extrañas son eliminados de tal forma que cualquier residuo aparezca sólo como

ligeras sombras o manchas en la superficie. Finalmente, se elimina el polvo de abrasivo con un aspirador, con aire comprimido limpio y seco o con un cepillo limpio.

Respecto al proceso de imprimación, se realiza con imprimación epoxi poliamida rica en zinc aplicando una capa de unas 50 micras. Después se aplican 2 capas de imprimación epoxi poliamida de capa gruesa que dejará una película seca de 220 micras. Se acaba con dos capas más de esmalte de poliuretano que dejará un espesor de unas 60-70 micras. Este proceso cumple la NORMA EN ISO 12944 en la categoría de corrosividad C5-M.

En el caso de protección del tipo metálico el método indicado es el galvanizado en caliente, ya que el proceso tiene como principal objetivo evitar la oxidación y corrosión que la humedad y la contaminación ambiental pueden ocasionar sobre el hierro, componente principal del acero. Un producto galvanizado por inmersión en caliente tiene una vida útil que varía entre 30 a 50 años, dependiendo del grado de exposición; además pueden galvanizarse desde pequeñas piezas, como bulones, hasta vigas de grandes dimensiones.

El proceso de galvanizado en caliente consta de tres instancias básicas: preparación, galvanizado e inspección de la superficie.

La preparación de la superficie es la instancia más importante al momento de aplicar cualquier revestimiento. Gran parte de los casos donde falla el revestimiento antes de que termine su vida útil prevista se dan por la preparación incorrecta o inadecuada de la superficie. Esta instancia cuenta con sus propios medios incorporados de control de calidad básicamente porque el zinc no reacciona con el acero no limpio. Cualquier falla o deficiencia en la preparación de la superficie será notable de inmediato cuando se retire el acero del baño de zinc, ya que las áreas no limpias permanecerán sin revestir y en ese caso se deben tomar medidas correctivas inmediatas. La preparación de la superficie para el galvanizado consta de tres pasos: 1) Desengrasado: Una solución alcalina caliente, un baño ácido leve o un baño de limpieza biológica elimina los contaminantes orgánicos como la tierra, las marcas de pintura, la grasa y el aceite de la superficie de acero. Los epoxis, los vinilos, el asfalto o la escoria de soldadura, que no pueden eliminarse mediante el desengrasado, deben quitarse antes del galvanizado mediante granallado, arenado u otros medios mecánicos. 2) Decapado: Una solución diluida de ácido sulfúrico caliente o ácido clorhídrico a temperatura ambiente elimina los óxidos de hierro (herrumbre) de la superficie de acero. Como una alternativa, este paso se puede lograr con limpieza abrasiva, chorro de arena o granalla. 3) Aplicación de flujos: El último paso de la preparación de la superficie en el proceso de galvanizado, se trata de una solución de cloruro de amonio de zinc que tiene dos propósitos; elimina cualquier óxido restante y deposita una capa protectora en el acero para impedir que se formen más óxidos en la superficie antes de la inmersión en el zinc fundido.

Durante la verdadera instancia de galvanizado del proceso, se sumerge por completo el material en un baño de zinc fundido. La química del baño está especificada en la B6 de la ASTM, y requiere al menos 98% de zinc puro mantenido a aproximadamente 449 °C. Mientras está sumergido en la caldera, el zinc reacciona con el hierro en el acero y forma una serie de capas inter-metálicas de aleación zinc/hierro. Una vez que se completa el crecimiento del revestimiento, se puede retirar los objetos del baño de galvanizado, y se elimina el exceso de zinc mediante drenaje, vibración y/o centrifugado.

La inspección del acero galvanizado en caliente es simple y rápida. Las dos propiedades del revestimiento analizadas a detalle son el aspecto y el espesor del mismo. Se puede realizar además cierta cantidad de pruebas físicas y de laboratorio para determinar el espesor, la uniformidad, la adherencia y el aspecto.

Recomendaciones adicionales de diseño

Sistema de anclaje de la unidad

Es importante explicar la manera en que la turbina se dispondrá de forma permanente en su sitio, evitando que la misma sea arrastrada fuera de su lugar de emplazamiento por las corrientes del río.

Si bien excede al alcance de nuestro proyecto la instalación y anclaje de la turbina, se aconseja usar una técnica que proviene de la industria naval llamada fondeo. “Fondear” significa fijar un ancla al fondo de la locación donde se quiere ubicar una embarcación mediante un cabo o cadena de manera que mantenga inmóvil la posición del barco.

Mientras que el fondeo de embarcaciones tiene un carácter fundamentalmente temporal, con el desarrollo de la industria petrolífera offshore se creó la necesidad de sistemas de anclaje permanentes para las instalaciones de exploración y producción.

Utilizaremos la información disponible para las aplicaciones de dicha industria de manera de adoptar un sistema de amarre similar para nuestro caso de estudio.

Luego de revisar los numerosos sistemas de anclaje que se proponen, observamos similitudes en la forma de trabajo de la turbina hidrocinética con los pozos perforadores semi-sumergibles, que suelen anclarse utilizando 8 puntos de amarre y 2 líneas de anclaje a cada columna del semi sumergible. En este caso se puede decir que los flotadores representan para la turbina lo que los semi-sumergibles para la instalación de perforación.



Figura 86: descripción gráfica de anclaje plataforma semi-sumergible

Si se realiza una comparación en las dimensiones cada uno de los sistemas en análisis, puede concluirse que debido al tamaño considerablemente menor de la turbina, es posible reducir los puntos de amarre a 2 y las líneas de anclaje a solamente una por punto instalado en la turbina.

Cabe aclarar que dentro de un sistema de anclaje se encuentran principalmente tres componentes principales: la línea de anclaje, los conectores y el punto de anclaje.

El punto de anclaje puede ser de distintos tipos, entre los cuales se encuentran el peso muerto, las anclas en sus distintas variantes y los pilotes. Debido a que se busca una instalación fija o pocas veces transportada, particular para el caso de la turbina, es que se opta por el peso muerto para anclar. La fijación en el punto determinado se fundamenta en su peso y en un cierto grado de rozamiento con el fondo. Hoy en día los materiales más utilizados en la fabricación de pesos muertos son el acero y hormigón.

Las líneas de anclaje tradicionales en aguas poco profundas están compuestas por cadenas o por cables de acero, que al estar sometidos a su propio peso adoptan forma de catenaria; esto significa que la línea llega al punto de anclaje en dirección horizontal y no se generan fuerzas verticales. Se elige el sistema de cadenas, utilizando el eslabón clásico de una cadena simple de forma toroidal, debido a que el uso de las mismas es ideal cuando se necesitan grandes resistencias o se prevé una abrasión excesiva de la línea, a la vez que representan un menor costo y mayor facilidad de adquisición en el mercado local.

En cuanto a los conectores se propone el uso de grilletes, que es un tipo de conector muy utilizado en la industria offshore. Consiste en un arco que se cierra mediante perno o pasador. Existen muchos tipos diferentes de argollas para distintas aplicaciones y se utilizan tanto en anclajes de tipo temporal como permanentes. Para utilizarlo en la turbina es necesario instalar previamente un punto de alojamiento sobre el cuerpo de la misma, de modo que allí se introduzca el perno o pasador.



Figura 87: grillete factible ser utilizado en la turbina

Tipo de fondeo: Se realizará un fondeo llamado “a flujo y reflujo”, que es aconsejable en ríos, arroyos o zonas donde la corriente puede cambiar a la dirección contraria y los espacios disponibles no permitan el borneo (movimiento en círculo con centro en la posición del punto de anclaje). Si bien en nuestro caso no hay limitación espacial, es preferible evitar este desplazamiento debido a que si el rotor de la turbina deja de coincidir con la dirección de la corriente disminuye el rendimiento hidrodinámico, y por ende la energía producida.

Para lograr esto se utilizan dos puntos de anclaje en una línea coincidente con la dirección de la corriente, una por proa y otra por popa, ubicando la turbina entre ambas. De esta manera se restringe el movimiento del dispositivo a únicamente dicha dirección y en un rango acotado, delimitado por el largo de las líneas

de amarre, asegurando una correcta colocación de la unidad para la extracción óptima de energía durante toda la operación de la turbina.

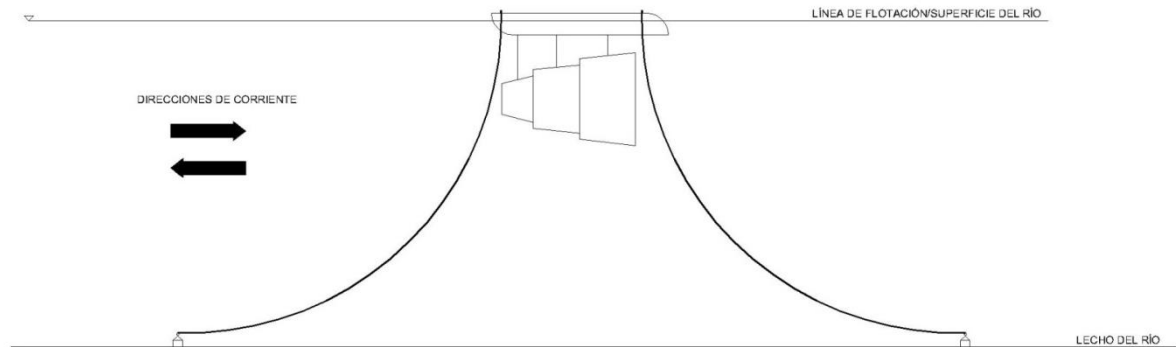


Figura 88: gráfica del fondeo a flujo y reflujos aplicado a la turbina

Respecto a la longitud de cadena a utilizar para el emplazamiento, en forma tradicional la mayoría de los autores aconseja emplear en condiciones promedio una longitud básica de cadena del orden de 3 a 4 veces la profundidad de agua en pleamar para instancias cortas y buen abrigo, y de 5 a 7 veces para estancias largas y peores condiciones de abrigo.

Para nuestro caso seleccionamos una longitud de 6 veces la profundidad de agua ya que se trata de una estancia permanente, y para contemplar grandes agitaciones temporales que puedan ocurrir en el río. Esto resulta en una longitud individual de 54 metros para cada uno de los dos tramos a ser instalados, dado que la profundidad de la zona de instalación es de aproximadamente 9 metros.

La consideración hecha permitirá asegurar que la línea de amarre mantenga la forma de catenaria, y de esta manera evitar introducir esfuerzos verticales que puedan generar tensiones externas sobre los puntos de anclaje de la turbina.

Articulación del soporte estructural de la turbina

Otra consideración importante que debe tenerse en cuenta para un correcto funcionamiento de la turbina es eliminar en cierta forma la rigidez del sostén estructural de la unidad, dándole un mayor grado de libertad para que acompañe el movimiento dinámico de las olas sobre el dispositivo. Además, el agua ejerce una fuerza de empuje axial sobre todas las superficies interpuestas en su camino, con lo que trasladando esa fuerza al punto fijo que lo consideramos el punto de anclaje del sistema al lecho del río, se genera un momento que tiende a inclinar la turbina hacia abajo transmitiendo ese esfuerzo al sistema estructural.

Es necesario que la turbina se adapte al embate de las olas del río acompañando el movimiento que las mismas le impongan, a los efectos de eliminar posibles golpes que tiendan a generar vuelcos o inestabilidades en la estructura que puedan traducirse en un funcionamiento incorrecto de ciertos sistemas de la unidad, en especial el sistema de transmisión de potencia.

Si por alguna razón motivada por la naturaleza del comportamiento del río se genera una fuerza de valor importante que golpeará a la turbina, es posible que el mismo la desestabilice pudiendo generar efectos adversos principalmente en el sistema de transmisión. Dichos efectos se plasman en fuerzas de flexión excesivas en los ejes, que resultarían en un doblado de los mismos, dejándolos inutilizables, o en la pérdida de la tracción mínima requerida sobre las correas que garantiza la transmisión de potencia.

Como conclusión, de no revisarse el diseño en este sentido existirían fallas de carácter grave que pondrían en riesgo la operación de la turbina. Para mitigar dichas fallas es que se proponen dos alternativas que minimicen este riesgo y que generen un cierto grado de dinamismo entre el ambiente donde se instala la unidad y en el funcionamiento de la misma.

Cabe aclarar que la premisa detrás de ambas opciones que se plantean a continuación es permitir que el conjunto formado por los distintos cuerpos del difusor junto con el sistema de transmisión de potencia y generación de energía tengan el mayor grado de libertad posible para acompañar el movimiento de las olas en dirección de la corriente. Además, dicho conjunto se debe desplazar de manera solidaria entre sí formando un bloque, para de esta manera evitar movimientos relativos entre sistemas que puedan generar los efectos adversos antes descriptos.

Aparte de lo anteriormente mencionado, el punto más importante detrás de este sistema de articulación es asegurar que la sección transversal del difusor donde se aloja al rotor, órgano encargado de extraer la energía cinética del flujo de agua, se encuentre en todo momento perpendicular a la dirección de la corriente para que la turbina trabaje siempre de manera óptima y evitar pérdidas en la energía producida.

Opción 1: Articulación con rótulas

La idea es articular los soportes que vinculan los zunchos (elementos que ciñen tanto los cuerpos del difusor como los flotadores) en los puntos de unión con los mismos. Para lograr esto se colocan rótulas que les permiten moverse en el sentido de la corriente, y de esta forma cada sección del difusor puede acompañar el movimiento del flujo debido a una disminución de rigidez en los puntos de articulación.

A continuación, se detallan gráficamente los puntos donde se instalan las articulaciones dentro de la estructura de la turbina.

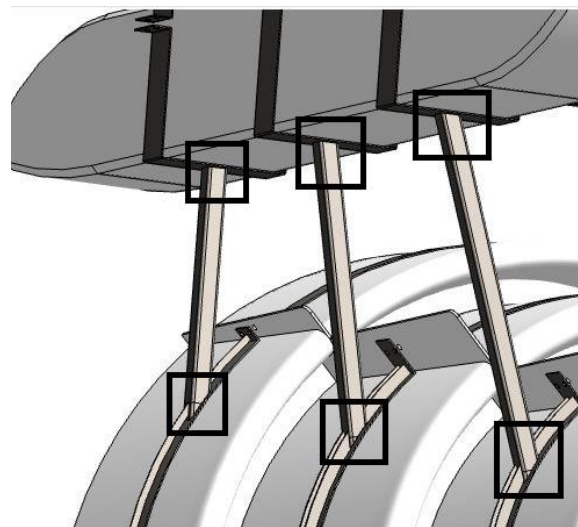


Figura 89: ubicación de las articulaciones en la unidad

Dichas articulaciones se realizan mediante una horquilla y un pasador, que son fáciles de conseguir comercialmente. El punto de fijación es una planchuela soldada entre dos secciones consecutivas de zuncho y abulonadas al cuerpo del difusor para darle mayor integridad a la unión. Se sueldan los perfiles que conforman el soporte estructural de la turbina en un extremo sobre las planchuelas y en el otro con alguno de los dos miembros que forman la articulación, ya sea la horquilla o el alojamiento del pasador.

Se muestra en la siguiente imagen el resultado del conjunto montado previamente descrito

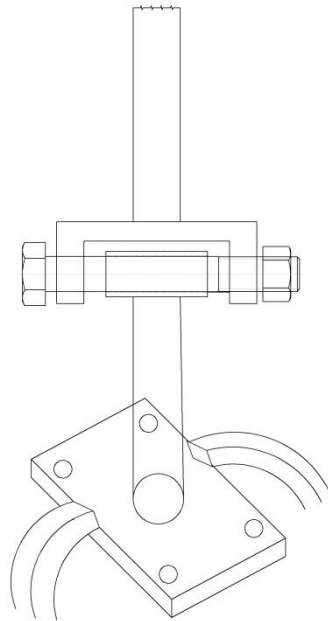


Figura 90: esquema de ejecución del sistema de articulación

La segunda consideración que debe hacerse es asegurar que los subsistemas de transmisión y generación se muevan de manera solidaria al difusor, ya que de no hacerlo existirán desalineaciones en las correas con las consecuencias anteriormente descritas. Esto se debe a que en el interior del primer cuerpo del difusor se encuentra montado el rotor, cuyo eje tiene conectado en su extremo un par de poleas que definen el inicio del sistema de transmisión de potencia.

De esta manera si se montan las restantes poleas y ejes de forma que se desplacen copiando el movimiento del primer cuerpo previamente mencionado se garantiza que las correas no perderán la tensión necesaria para la transmisión ni habrá desalineaciones que conlleven a fallas por cargas indebidas en los ejes.

Para poder lograr esto se fabrica una estructura adicional que trabaja como columna, alojando a todos los ejes de manera que se monten respecto a una referencia única y así asegurar el movimiento en forma de bloque de todo el sistema de transmisión.

El montaje de los ejes sobre la columna se ejecuta mediante placas abulonadas sobre las cuales se sueldan los mismos. Esto se debe a que dicha forma de instalación permite una fácil colocación y retiro de los ejes cuando sea necesario reemplazarlos o inspeccionarlos durante las tareas de mantenimiento. Con solo retirar los bulones se quita la placa que contiene al eje, se realizan las operaciones necesarias sobre el mismo y al momento de reinstalar se la vuelve a montar de la misma forma en que se la extrajo.

A continuación, se adjunta una imagen a los efectos de ilustrar el conjunto montado.

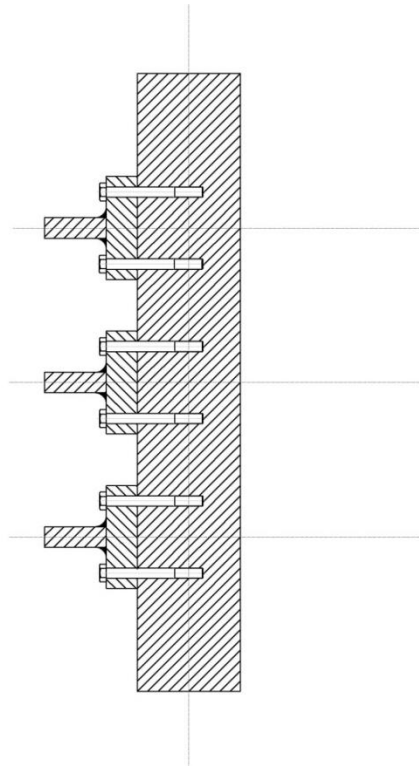


Figura 91: montaje de los ejes sobre la columna

Lo siguiente es conseguir que la columna copie el desplazamiento del rotor; para esto se la monta sobre el primer cuerpo del difusor soldándola al zuncho que lo envuelve. Se agregan zunchos adicionales en los dos tramos de difusor siguientes de manera que sobre ellos se suelden los respectivos alojamientos donde se alojarán los refuerzos que dan sostén a la columna.

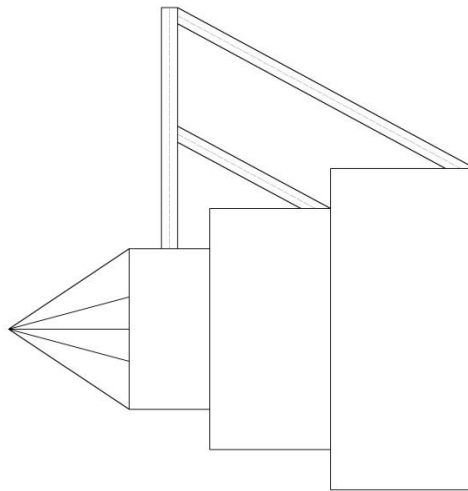


Figura 92: posicionamiento de la columna y los refuerzos sobre la turbina

Debido a que el montaje de la turbina debe hacerse in situ es recomendable realizar la mayoría de las uniones posibles mediante bulones en lugar de soldadas, es por esto que los acoplamientos de los refuerzos y de la columna se materializan de esta forma.

Se sueldan los alojamientos sobre zunchos adicionales que se colocan especialmente con el propósito de vincularlos al difusor. Los alojamientos tienen la misma sección que el perfil que van a ser instalados en

su interior, pero dimensiones mayores para cumplir dicho propósito. A su vez, los zunchos también se unen con bulones al cuerpo del difusor.

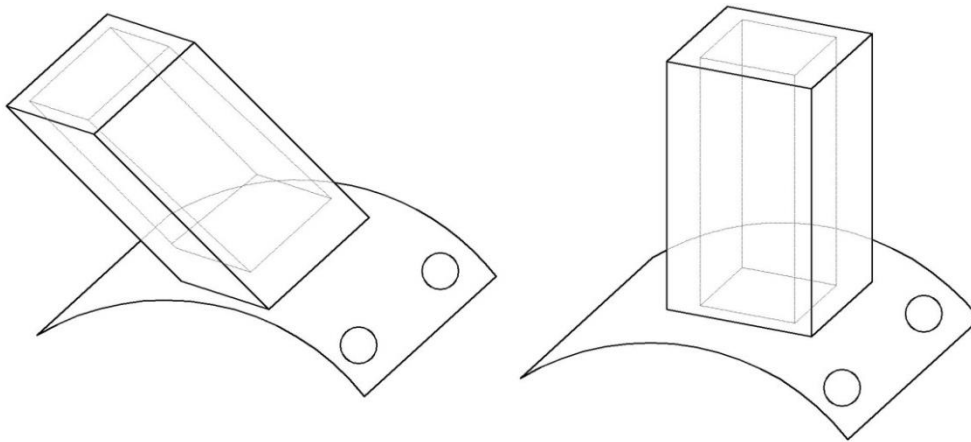


Figura 93: alojamientos inclinados y rectos para colocar refuerzos y columna respectivamente

Opción 2: Articulación con bielas

Recurriendo a un sistema de basculación, que permita absorber la fuerza de empuje variando la posición en altura de la turbina, manteniendo al rotor perpendicular al flujo para no perder rendimiento.

Para lograr esto el sistema de articulación funciona vinculando los brazos de soporte mediante un sistema de bielas que, además de unirlos, les permite desplazarse en la orientación previamente determinada.

Los brazos estructurales se convierten en bielas, al transformar la unión soldada de sus extremos por una realizada mediante pernos o pasadores. Dicha transformación permite que se desplace perpendicularmente a la dirección en que se monta el pasador.

El sistema deberá contar con una corredera, que limite en un cierto rango el recorrido en que se desplaza el difusor, ya que de no hacer esto se corre el riesgo que un movimiento demasiado grande desmonte las correas de su alojamiento en las poleas, inutilizando la turbina. Dicha corredera no es más que un pasador o perno alojado en una ranura de longitud previamente calculada en función del largo de las bielas y de la posición inicial y final de la turbina.

Cálculo de elementos de máquina

Los elementos de máquina calculados para este ejemplo de aplicación serán árboles y chavetas

Lo primero que se brinda es un índice de abreviaturas utilizadas en los cálculos, explicando a que refiere cada una.

- M_{t*} : Momento torsor. El subíndice a la derecha indica en qué sección se está calculando (En este caso, el ejemplo refiere a un momento torsor calculado sobre la sección *)
- M_{f*} : Momento flector. El subíndice a la derecha indica en qué sección se está calculando (En este caso, el ejemplo refiere a un momento flector calculado sobre la sección *)
- **P**: Potencia
- F_* : Fuerza. Al igual que en el caso de momentos torsor y flector, el subíndice a la derecha indica en que sección se está calculando la fuerza.
- σ_{rot} : Tensión normal de rotura
- σ_{fl} : Tensión normal de fluencia
- σ_{fa} : Tensión normal de fatiga
- $\sigma_{fa'}$: Tensión normal de fatiga corregida
- σ_e : Tensión normal equivalente
- σ_v : Tensión normal variable
- σ_{adm} : Tensión normal admisible
- τ_{fa} : Tensión tangencial de fatiga
- τ_{fl} : Tensión tangencial de fluencia
- τ_e : Tensión tangencial equivalente
- τ_m : Tensión tangencial media
- τ_{adm} : Tensión tangencial admisible
- K_a : Factor de acabado
- K_b : Factor de tamaño
- K_c : Factor de carga
- K_f : Factor de entalla en la fatiga
- d : Diámetro
- W_x : Módulo resistente a flexión
- W_p : Módulo resistente a torsión
- N : Coefficiente de diseño
- $(F_1 - F_2)$: Fuerza tangencial neta de la correa
- n : Número de revoluciones
- R : Radio

Cálculo de árboles

ARBOL PRINCIPAL

Se detalla a continuación el cálculo del árbol principal, el cual posee montado el rotor de la turbina.

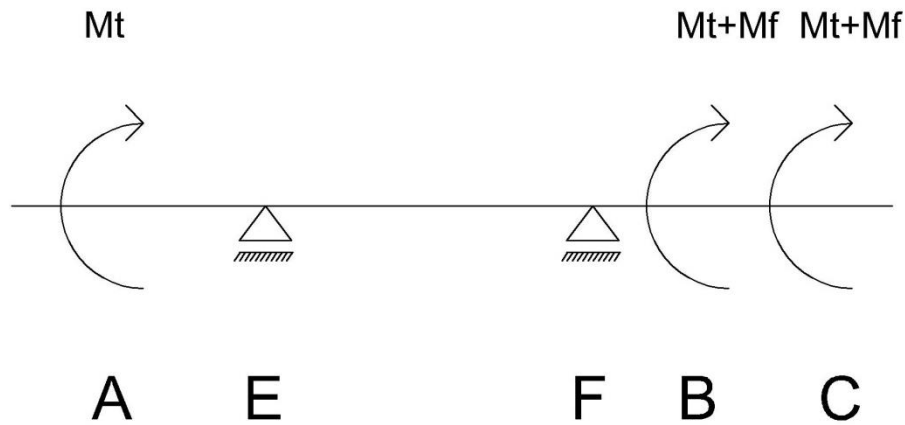


Figura 94: diagrama de cuerpo libre del árbol y componente montados

En el diagrama de cuerpo libre puede observarse el árbol y los componentes que se montan sobre él, el rotor se encuentra colocado en el punto A mientras que en los puntos B y C se instalan las poleas de transmisión.

Los datos iniciales para empezar a calcular son:

- $M_{t_A} = 51 \text{ (Nxm)}$
- $n = 77 \text{ (rpm)} = 8,06 \text{ (rad/s)}$
- $\phi_{rotor} = 1,5 \text{ (m)}$
- $\phi_{polea} = 0,1 \text{ (m)}$
- Material del árbol: Acero AISI 1045 laminado (endurecido)

La potencia mecánica se calcula como: $M_{t_A} \times n = 51 \text{ (N.m)} \times 8,06 \text{ (rad/s)}$
 $P = 411,06 \text{ (W)} \cong 0,5 \text{ (CV)}$

Con el dato de la potencia, calculamos el momento torsor generado por acción de las poleas, con la siguiente fórmula:

$$M_{t_{B-C}} = \frac{71620 \times P}{n} = \frac{71620 \times 0,5}{77} = 465,06 \text{ (kgxcm)}$$

A continuación, se calculan las fuerzas que los momentos torsores generan sobre las distintas secciones:

$$F_A = \frac{M_{t_A}}{\phi_{rotor}} = \frac{51 \text{ (Nxm)}}{1,5 \text{ (m)}} = 34 \text{ (N)} = 3,4 \text{ (kg)}$$

Para calcular las fuerzas generadas por el momento torsor generado por las poleas, si no se conoce el valor de las mismas, la bibliografía consultada (Diseño de Elementos de Máquina- Virgil Moring Faires) recomienda la siguiente ecuación:

$$F_{B-C} = \frac{P \times 71700}{R_{polea} \times n} = \frac{71700 \times 0,5 \text{ (CV)}}{5 \text{ cm} \times 77 \text{ (rpm)}} = 93 \text{ (kg)}$$

El siguiente paso es descomponer las fuerzas en dos planos: el vertical y el horizontal, a los efectos de calcular el aporte de cada una de ellas en los mismos.

1- Fuerzas en el plano vertical

- A: $F_A = 3,4 \text{ (kg)}$
- B: $F_B \times \sin 90 = 93 \text{ (kg)}$
- C: $F_C \times \sin 90 = 93 \text{ (kg)}$

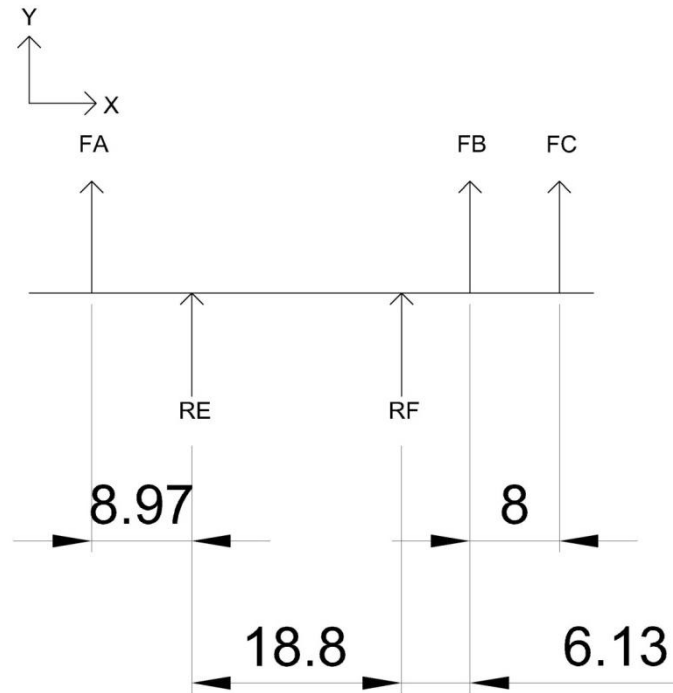


Figura 95: fuerzas en el plano vertical

En la imagen se observa el aporte de las fuerzas en el plano vertical, junto con las distancias (en cm) en que se encuentran cada una de ellas, junto con el sistema de referencias que se utilizan.

NOTA: Para el cálculo de los momentos flectores, se adoptan como positivos los momentos en sentido horario.

Las ecuaciones a utilizar para el cálculo de reacciones son las siguientes:

$$\sum M_f^E = F_A \times 8,97 - F_B \times 24,93 - F_C \times 32,93 - R_F \times 18,8 = 0$$

De esta ecuación se desprende que $R_F = -284,6 \text{ (kg)}$. El signo (-) indica que la dirección es la opuesta a la supuesta (la cual está indicada en la imagen). En este caso R_F es negativa y no positiva como se supuso inicialmente.

$$\sum F_Y = F_A - R_F + F_B + F_C + R_E = 0$$

El valor obtenido desde esta ecuación es $R_E = 95,2 \text{ (kg)}$. El signo positivo significa que se supuso de manera correcta el signo de la reacción inicialmente.

2- Fuerzas en el plano horizontal

$$A: F_A = 3,4 \text{ (kg)}$$

$$B: F_B \times \cos 90 = 0 \text{ (kg)}$$

$$C: F_C \times \cos 90 = 0 \text{ (kg)}$$

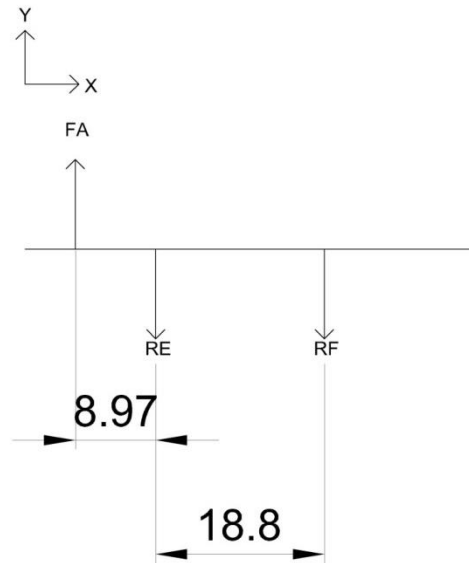


Figura 96: fuerzas en el plano horizontal

$$\sum F_x = F_A - R_F - R_E = 0$$

El valor que se obtiene de la ecuación es $R_E = R_F = 1,7 \text{ (kg)}$.

El paso a seguir es obtener el diagrama de esfuerzos cortantes en ambos planos, a los efectos de ver donde dichos esfuerzos cortan al eje (donde el esfuerzo cortante es igual a 0, ya que en dicho punto o puntos, el momento flector será máximo).

Se calcula el valor del momento flector en estos puntos, y con el valor obtenido es que luego se obtendrán las tensiones que los mismos generarán sobre el árbol.

Al igual que para el caso de las fuerzas, se trabaja en planos separados.

1- Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano vertical

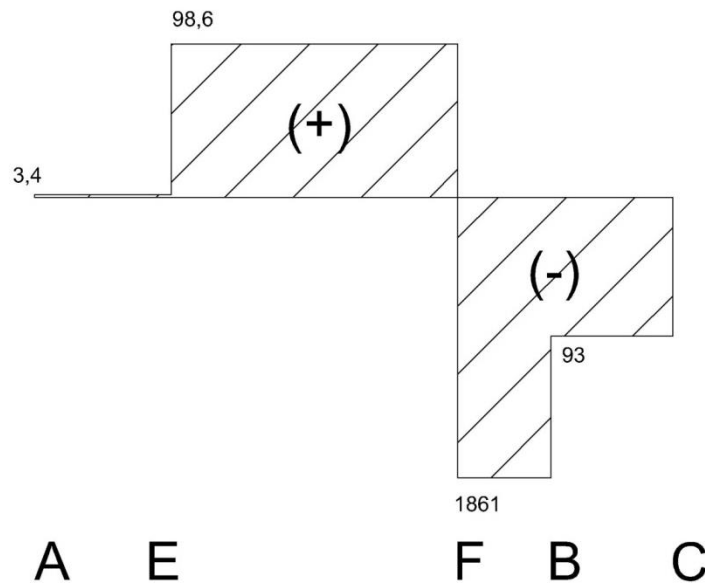


Figura 97: diagrama de esfuerzos de corte- Plano vertical

En base al diagrama, se observa que el cambio de signo (y por consiguiente, punto donde se produce el valor nulo del corte) se da en la sección F, es por esto que se calcula el valor del momento flector en dicha sección.

$$\sum M_f^F = F_B \times 6,13 + F_C \times 14,13 = \mathbf{1884,2 \text{ (kgxcm)}}$$

1- Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano horizontal

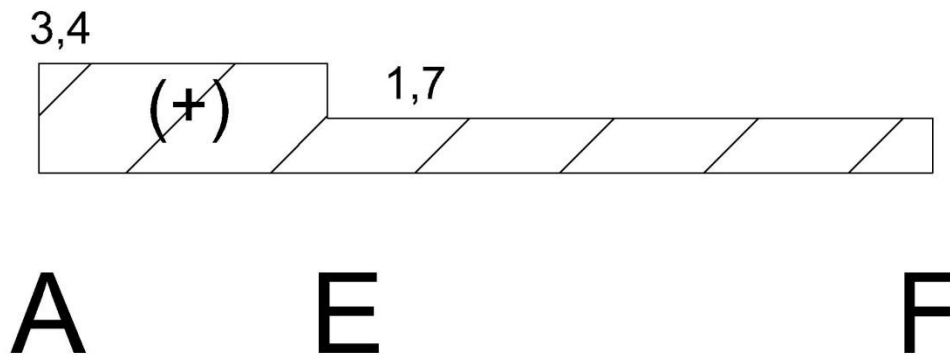


Figura 98: diagrama de esfuerzos de corte- Plano horizontal

Al igual que para el caso del plano vertical, en el plano horizontal el máximo momento flector se localiza en la sección F, donde calculamos su valor mediante la ecuación:

$$\sum M_f^F = F_A \times 27,77 + R_E \times 18,8 = \mathbf{126 \text{ (kgxcm)}}$$

El paso siguiente es calcular el momento flector resultante, producto de componer los valores obtenidos en ambos planos.

$$\text{Momento flector resultante: } M_f = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2} = \sqrt{(1884,2)^2 + 126^2}$$

$$\mathbf{M_f = 1888,4 \text{ (kgxcm)}}$$

Propiedades del material de fabricación del árbol

El material seleccionado para construir el árbol es acero AISI 1045, con un tratamiento de laminado para endurecerlo. Dicho acero es un material muy común en la ejecución de árboles y ejes.

Los datos del material se obtienen del libro de cabecera utilizado para realizar los cálculos: “Diseño de Elementos de Máquina” de Virgil Moring Faires.

A partir de la tabla AT 11 “Propiedades típicas del núcleo de aceros cementados”, de la página 751, se obtienen los siguientes datos para el material.

- $\sigma_{rot} = 6749 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$
- $\sigma_{fl} = 4148 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$

Para hallar la tensión de fatiga del material, se aplica la ecuación:

$$\sigma_{fa} = 0,5 \times \sigma_{rot}$$

Debido a que para un valor de tensión de rotura de hasta $140 \left(\frac{kg}{mm^2}\right)$ las fallas ocurren dentro de la zona limitada entre el 40% -60 % ($0,4 \sigma_{rot}$ - $0,6 \sigma_{rot}$), por lo que tomando el valor medio de dicha zona se obtiene la ecuación utilizada. Para nuestro caso $\sigma_{rot} = 0,68 \frac{kg}{mm^2}$, lo que justifica la elección de dicho criterio de cálculo.

- $\sigma_{fa} = 0,5 \times \sigma_{rot} = 3374,5 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$

Pero este valor corresponde a la tensión de fatiga inicial, la cual debe ser afectada por ciertos factores que condicionaran el comportamiento del material para nuestro caso especial de aplicación, los cuales se obtienen de la siguiente manera:

- $K_a = 0,6$. Se obtiene de la página 751 del libro, mediante una gráfica en la cual se ingresa en el eje X con el valor de σ_{fl} (se usa el valor más cercano, en este caso $\sigma_{fl} = 4218 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$, y se corta con la curva de funcionamiento bajo agua ordinario. El valor de K_a se encuentra en el eje Y.
- $K_b = 0,85$. Se encuentra en la página 150, que aconseja tomar este valor para probetas menores a 2".
- $K_c = 0,8$. Este valor se sugiere en la página 145 del libro, que se toma en ausencia de valores de ensayo.

Por lo que el valor corregido de tensión de fatiga, y por lo tanto el que se usa para calcular, se obtiene de la siguiente forma:

$$\sigma_{fa'} = \sigma_{fa} \times K_a \times K_b \times K_c$$

- $\sigma_{fa'} = 1376,8 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$. Este es el valor de tensión de fatiga que se utilizará para calcular

Se calcula a continuación las tensiones equivalentes, tanto normales como tangenciales:

1- Tensiones normales equivalentes

$$\sigma_e = \sigma_v \times K_f$$

$$\sigma_v = \frac{M_f}{W_x} = \frac{1884,2 (kg \times cm)}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

- $K_f = 2$. Dicho valor surge de la página 751 del libro. Se selecciona para chaveta de perfil, y para material laminado sometido a flexión

$$\sigma_e = \frac{38380}{d^3}$$

2- Tensiones tangenciales equivalentes

$$\tau_e = \frac{\tau_m}{\tau_{fl}} \times \tau_{fa}$$

- $\tau_{fa} = 0,6 \times \sigma_{fa} = 826,1 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$. Dicha relación surge de la página 144 del libro
- $\tau_{fl} = 0,6 \times \sigma_{fl} = 2488,8 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$. Relación extraída de la página 309 del libro

$$\tau_m = \frac{M_t}{W_p} = \frac{522 (kg \times cm)}{\frac{\pi d^3}{16}}$$

$$\tau_e = \frac{882,4}{d^3}$$

A continuación, aplicamos la teoría del esfuerzo cortante octaédrico para calcular el diámetro del eje.

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{fa}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_e}{\tau_{fa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Tomando un coeficiente de cálculo $N=1,5$; la ecuación resulta:

$$\frac{1}{1,5} = \left[\left(\frac{38380}{d^3} \right)^2 + \left(\frac{882,4}{826,1} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Operando y despejando, el diámetro resulta:

$$d = 3,47 (cm)$$

Redondeando el valor

$$d = 3,5 (cm) = 35 (mm)$$

ARBOL INTERMEDIO

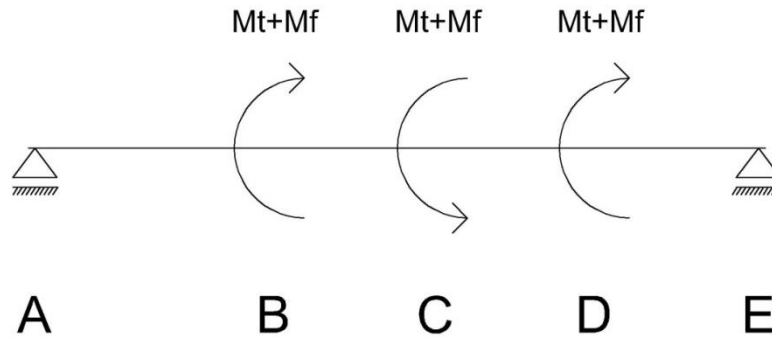


Figura 99: diagrama de cuerpo libre del árbol

Los datos iniciales son:

- $M_{tA} = 51 \text{ (Nxm)}$
- $n = 154 \text{ (rpm)} = 16,01 \text{ (rad/s)}$
- $\phi_{poleas} = 0,05 \text{ (m)}$
- Material del árbol: Acero AISI 1045 laminado (endurecido)

Potencia mecánica

$$P = M_{tA} \times n = 51 \text{ (N.m)} \times 16,01 \text{ (rad/s)}$$

$$P = 821,1 \text{ (W)} \cong 1,07 \text{ (CV)}$$

Momento torsor generado por acción de las poleas:

$$M_{tB-C} = \frac{71620 \times P}{n} = \frac{71620 \times 1,07}{154} = 498 \text{ (kgxcm)}$$

Fuerzas generadas por los momentos torsores de las poleas sobre las distintas secciones:

$$F_{B-C} = \frac{P \times 71700}{R_{polea} \times n} = \frac{71700 \times 1,07 \text{ (CV)}}{2,5 \text{ cm} \times 154 \text{ (rpm)}} = 199 \text{ (kg)}$$

En este caso no es necesario descomponer las fuerzas en planos, ya que la dirección de tensión de las correas es en sentido vertical, y en ausencia de otro componente que genere fuerzas, solo se analiza en dicho plano.

1- Fuerzas en el plano vertical

$$B: F_B \times \sin 90 = 398 \text{ (kg)}$$

$$C: F_C \times \sin 90 = 398 \text{ (kg)}$$

$$D: F_D \times \sin 90 = 398 \text{ (kg)}$$

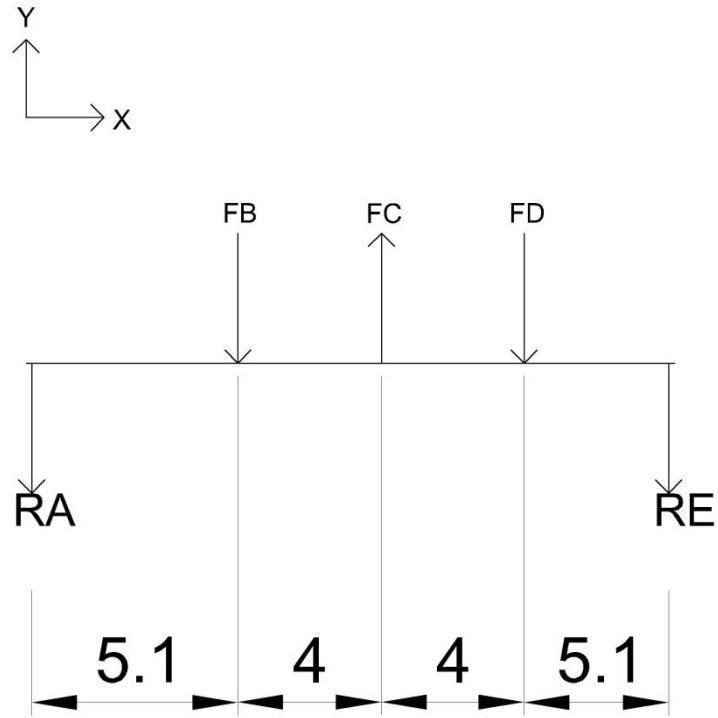


Figura 100: fuerzas en el plano vertical

$$\sum M_f^E = F_B \times 5,1 - F_C \times 9,1 + F_D \times 13,1 + R_E \times 18,2 = 0$$

De esta ecuación se desprende que: $R_E = -99,5 \text{ (kg)}$

$$\sum F_Y = -R_A - F_B + F_C - F_D + R_E = 0$$

Lo que resulta en $R_A = -99,5 \text{ (kg)}$

2- Fuerzas en el plano horizontal

$$B: F_B \times \cos 90 = 0 \text{ (kg)}$$

$$C: F_C \times \cos 90 = 0 \text{ (kg)}$$

$$D: F_D \times \cos 90 = 0 \text{ (kg)}$$

Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano vertical

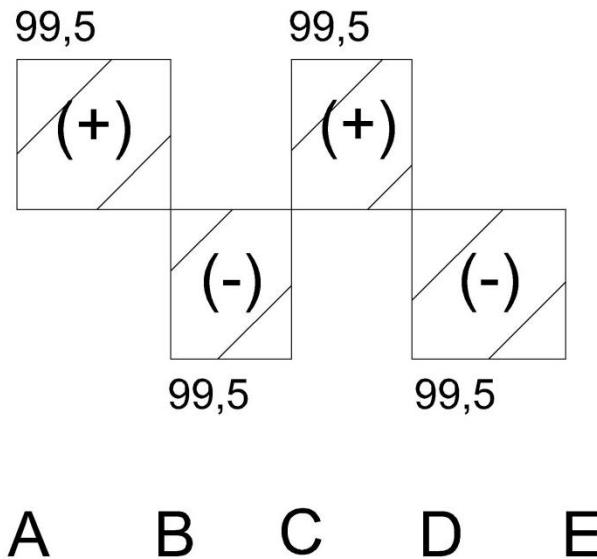


Figura 101: diagrama de esfuerzos de corte- Plano vertical

Se calculan los valores de momento en cada punto donde el diagrama corta al eje:

$$\sum M_f^B = R_A \times 5,1 = 507,45 \text{ (kgxcm)}$$

$$\sum M_f^C = R_A \times 9,1 - F_B \times 4 = 109,45 \text{ (kgxcm)}$$

$$\sum M_f^D = |-R_E \times 5,1| = 507,45 \text{ (kgxcm)}$$

Se selecciona el valor mayor calculado, a los efectos de asegurar la integridad del árbol una vez construido e instalado.

$$M_f = 507,45 \text{ (kgxcm)}$$

Se utiliza el mismo material que el empleado para el cálculo del árbol principal, por lo que se utilizan los mismos valores en sus propiedades que para el caso anterior.

3- Tensiones normales equivalentes

$$\sigma_e = \sigma_v \times K_f$$

$$\sigma_v = \frac{M_f}{W_x} = \frac{507,45 \text{ (kg x cm)}}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

- $K_f = 2$. Dicho valor surge de la página 751 del libro. Se selecciona para chaveta de perfil, y para material laminado sometido a flexión

$$\sigma_e = \frac{10338}{d^3}$$

4- Tensiones tangenciales equivalentes

$$\tau_e = \frac{\tau_m}{\tau_{fl}} \times \tau_{fa}$$

- $\tau_{fa} = 0,6 \times \sigma_{fa} = 826,1 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$. Dicha relación surge de la página 144 del libro
- $\tau_{fl} = 0,6 \times \sigma_{fl} = 2488,8 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$. Relación extraída de la página 309 del libro

$$\tau_m = \frac{M_t}{W_p} = \frac{498 \text{ (kg x cm)}}{\frac{\pi d^3}{16}}$$

$$\tau_e = \frac{842}{d^3}$$

A continuación, aplicamos la teoría del esfuerzo cortante octaédrico para calcular el diámetro del eje.

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{fa}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_e}{\tau_{fa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Tomando un coeficiente de cálculo $N=1,5$; la ecuación resulta:

$$\frac{1}{1,5} = \left[\left(\frac{10338}{\frac{d^3}{1376,8}} \right)^2 + \left(\frac{842}{\frac{d^3}{826,1}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Operando y despejando, el diámetro resulta:

$$d = 2,25 \text{ (cm)}$$

Redondeando el valor

$$d = 2,3 \text{ (cm)} = 23 \text{ (mm)}$$

ARBOL SUPERIOR

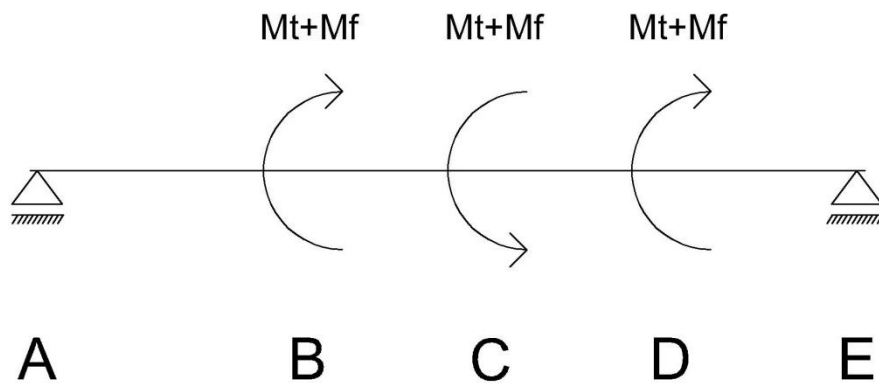


Figura 102: diagrama de cuerpo libre del árbol

Los datos iniciales son:

- $M_{tA} = 51 \text{ (Nxm)}$
- $n = 539 \text{ (rpm)} = 56,4 \text{ (rad/s)}$
- $\phi_{poleas B-C} = 0,175 \text{ (m)}$
- $\phi_{polea D} = 0,05 \text{ (m)}$
- Material del árbol: Acero AISI 1045 laminado (endurecido)

Potencia mecánica

$$P = M_{tA} \times n = 51 \text{ (N.m)} \times 56,4 \text{ (rad/s)}$$

$$P = 2876,4 \text{ (W)} \cong 3,7 \text{ (CV)}$$

Momento torsor generado por acción de las poleas:

$$M_{tB-C} = \frac{71620 \times P}{n} = \frac{71620 \times 3,7}{539} = 491,6 \text{ (kgxcm)}$$

Fuerzas generadas por los momentos torsores de las poleas sobre las distintas secciones:

$$F_{B-D} = \frac{P \times 71700}{R_{polea} \times n} = \frac{71700 \times 3,7 \text{ (CV)}}{8,75 \text{ cm} \times 539 \text{ (rpm)}} = 56 \text{ (kg)}$$

$$F_C = \frac{P \times 71700}{R_{polea} \times n} = \frac{71700 \times 3,7 \text{ (CV)}}{2,5 \text{ cm} \times 539 \text{ (rpm)}} = 197 \text{ (kg)}$$

1- Fuerzas en el plano vertical

$$B: F_B \times \sin 90 = 56 \text{ (kg)}$$

$$C: F_C \times \sin 90 = 197 \text{ (kg)}$$

$$D: F_D \times \sin 90 = 56 \text{ (kg)}$$

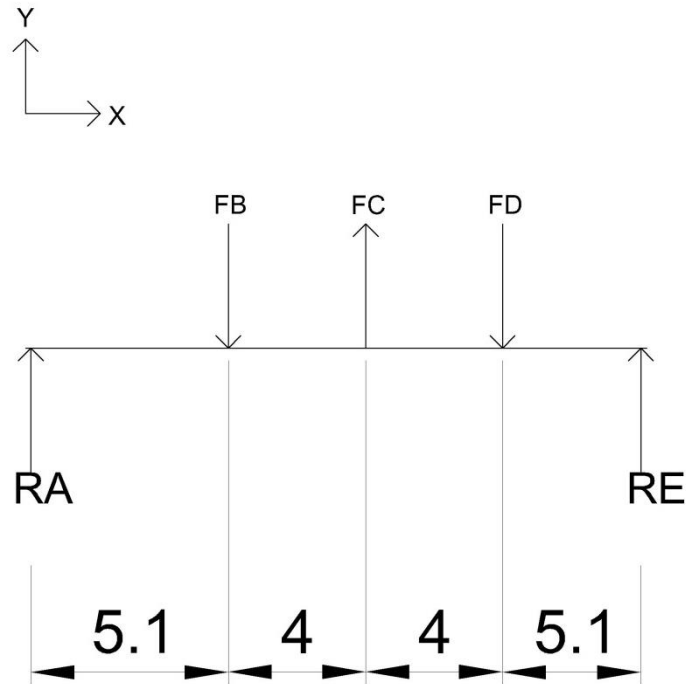


Figura 103: fuerzas en el plano vertical

$$\sum M_f^E = F_B \times 5,1 - F_C \times 9,1 + F_D \times 13,1 - R_E \times 18,2 = 0$$

De esta ecuación se desprende que: $R_E = -42,5 \text{ (kg)}$

$$\sum F_Y = R_A - F_B + F_C - F_D - R_E = 0$$

Lo que resulta en $R_A = -42,5 \text{ (kg)}$

2- Fuerzas en el plano horizontal

$$B: F_B \times \cos 90 = 0 \text{ (kg)}$$

$$C: F_C \times \cos 90 = 0 \text{ (kg)}$$

$$D: F_D \times \cos 90 = 0 \text{ (kg)}$$

Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano vertical

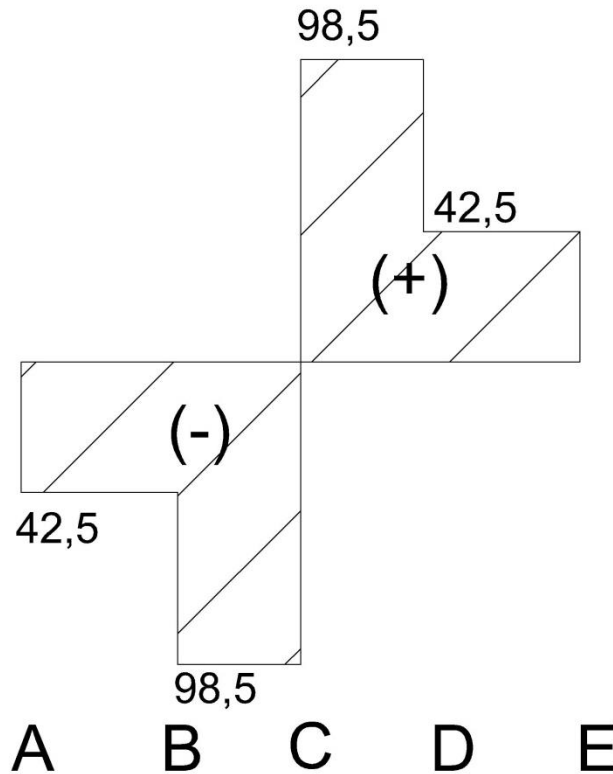


Figura 104: diagrama de esfuerzos de corte- Plano vertical

Se calculan los valores de momento en cada punto donde el diagrama corta al eje:

$$\sum M_f^C = F_D \times 4 + R_E \times 9,1 = 610,75 \text{ (kgxcm)}$$

$$M_f = 610,75 \text{ (kgxcm)}$$

Se utiliza el mismo material que el empleado para el cálculo del árbol principal, por lo que se utilizan los mismos valores en sus propiedades que para el caso anterior.

Tensiones normales equivalentes

$$\sigma_e = \sigma_v \times K_f$$

$$\sigma_v = \frac{M_f}{W_x} = \frac{610,75 \text{ (kg x cm)}}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

- $K_f = 2$. Dicho valor surge de la página 751 del libro. Se selecciona para chaveta de perfil, y para material laminado sometido a flexión

$$\sigma_e = \frac{12442}{d^3}$$

Tensiones tangenciales equivalentes

$$\tau_e = \frac{\tau_m}{\tau_{fl}} \times \tau_{fa}$$

- $\tau_{fa} = 0,6 \times \sigma_{fa} = 826,1 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$. Dicha relación surge de la página 144 del libro
- $\tau_{fl} = 0,6 \times \sigma_{fl} = 2488,8 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$. Relación extraída de la página 309 del libro

$$\tau_m = \frac{M_t}{W_p} = \frac{491,6 \text{ (kg x cm)}}{\frac{\pi d^3}{16}}$$

$$\tau_e = \frac{831}{d^3}$$

A continuación, aplicamos la teoría del esfuerzo cortante octaédrico para calcular el diámetro del eje.

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{fa}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_e}{\tau_{fa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Tomando un coeficiente de cálculo $N=1,5$; la ecuación resulta:

$$\frac{1}{1,5} = \left[\left(\frac{12442}{1376,8} \right)^2 + \left(\frac{831}{826,1} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Operando y despejando, el diámetro resulta:

$$d = 2,4 \text{ (cm)}$$

Redondeando el valor

$$d = 2,5 \text{ (cm)} = 25 \text{ (mm)}$$

Cálculo de chavetas

Todos los componentes serán fijados en los árboles mediante chavetas, por lo que es necesario calcular cada una de ellas, a los efectos de asegurar el correcta montaje y funcionamiento de los mismos.

La chaveta tendrá una sección transversal ($b \times t$) que será función del diámetro del árbol, y se calculará la longitud que debe tener a partir de la fuerza que ejerza el componente montado sobre el árbol.

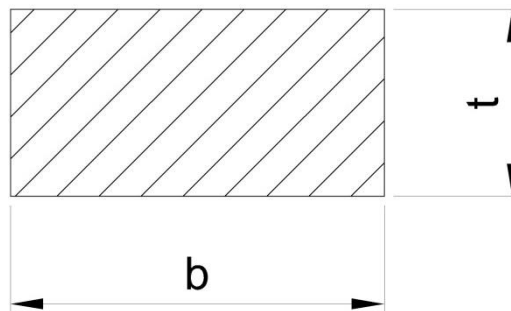


Figura 105: sección de la chaveta

Chaveta árbol principal

Los datos iniciales son:

- $\phi_{\text{árbol}} = 35 \text{ (mm)}$
- $n = 77 \text{ (rpm)}$
- $P = 0,5 \text{ (CV)}$
- $N = 1,5$

1- Unión con el rotor

De la página 767 del libro, a partir de la tabla AT 19, se obtienen los valores de b y t de acuerdo al diámetro del árbol.

Para un diámetro de árbol de 35 (mm), las dimensiones de la chaveta son:

$$b = 7,9 \text{ (mm)}$$

$$t = 6,4 \text{ (mm)}$$

El momento torsor para calcular es:

$$M_{t_{rotor}} = 51 \text{ (Nxm)} = 510 \text{ (kgxcm)}$$

La fuerza que genera dicho momento sobre el árbol es igual a:

$$F = \frac{M_{t_{rotor}}}{\frac{\phi_{\text{árbol}}}{2}} = \frac{510 \text{ (kgxcm)}}{1,75 \text{ (cm)}} = 291 \text{ (kg)}$$

Para fabricar la chaveta debe elegirse un material que sea menos duro que el material del árbol, para que la chaveta funcione como fusible en el caso que por algún motivo se introduzca en la unión un esfuerzo extremo; de suceder esto debe ser la chaveta la que falle y no el árbol.

Se selecciona como material Acero SAE 1020, con un tratamiento de laminado simple. Las propiedades del mismo se extraen de la tabla AT 7, de la página 744 del libro, y son las siguientes:

- $\sigma_{rot} = 4569 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$
- $\sigma_{fl} = 3374 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$

Al igual que para el cálculo de árboles, se utiliza la siguiente relación:

$$\tau_{fl} = 0,6 \times \sigma_{fl}$$

$$\tau_{fl} = 2024 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

Las tensiones que se utilizan para calcular la chaveta, deben ser afectadas por el coeficiente de cálculo, resultando en

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fl}}{N} = 1349,3 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{N} = 2249,3 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

La chaveta debe calcularse sometida tanto a fuerzas de corte como de aplastamiento, que son las fuerzas que actúan durante su funcionamiento.

- Verificación por corte

$$F = b \times l \times \tau_{adm}$$

$$l = \frac{F}{b \times \tau_{adm}}$$

$$l = 0,02 \text{ (cm)}$$

- Verificación por aplastamiento

$$F = \frac{t}{2} \times l \times \sigma_{adm}$$

$$l = \frac{F}{\frac{t}{2} \times \sigma_{adm}}$$

$$l = 0,4 \text{ (cm)}$$

Se elige la longitud mayor, ya que verifica tanto a corte como aplastamiento

Dimensiones de chaveta: 7,9 (mm) x 6,4 (mm) x 4 (mm)

2- Unión con las poleas

Para el mismo árbol de diámetro 35 (mm), las dimensiones de la chaveta son:

$$b = 7,9 \text{ (mm)}$$

$$t = 6,4 \text{ (mm)}$$

El momento torsor para calcular es:

$$M_{t_{poleas}} = \frac{71620 \times P}{n} = \frac{71620 \times 0,5}{77} = 465,06 \text{ (kgxcm)}$$

La fuerza que genera dicho momento sobre el árbol es igual a:

$$F = \frac{M_{t_{poleas}}}{\frac{\phi_{\text{árbol}}}{2}} = \frac{465,6 \text{ (kgxcm)}}{1,75 \text{ (cm)}} = 266 \text{ (kg)}$$

Se utilizará el mismo material para todas las chavetas, por lo que los valores de τ_{adm} y σ_{adm} se mantendrán constantes.

- Verificación por corte

$$l = \frac{F}{b \times \tau_{adm}}$$

$$l = 0,25 \text{ (cm)}$$

- Verificación por aplastamiento

$$l = \frac{F}{\frac{t}{2} \times \sigma_{adm}}$$
$$l = 0,37(cm)$$

Dimensiones de chaveta: 7,9 (mm) x 6,4 (mm) x 3,7 (mm)

Chaveta árbol intermedio

Los datos iniciales son:

- $\phi_{\text{árbol}} = 23 (mm)$
- $n = 154 (rpm)$
- $P = 1,07 (CV)$
- $N = 1,5$

Unión con las poleas

Para el árbol de diámetro 23 (mm), las dimensiones de la chaveta son:

$$b = 6,4 (mm)$$
$$t = 4,8 (mm)$$

El momento torsor para calcular es:

$$M_{t_{poleas}} = \frac{71620 \times P}{n} = \frac{71620 \times 1,07}{154} = 498 (kgxcm)$$

La fuerza que genera dicho momento sobre el árbol es igual a:

$$F = \frac{M_{t_{poleas}}}{\frac{\phi_{\text{árbol}}}{2}} = \frac{498 (kgxcm)}{1,15 (cm)} = 433 (kg)$$

Se utilizará el mismo material para todas las chavetas, por lo que los valores de τ_{adm} y σ_{adm} se mantendrán constantes.

- Verificación por corte

$$l = \frac{F}{b \times \tau_{adm}}$$
$$l = 0,58 (cm)$$

- Verificación por aplastamiento

$$l = \frac{F}{\frac{t}{2} \times \sigma_{adm}}$$
$$l = 0,92(cm)$$

Dimensiones de chaveta: 6,4 (mm) x 4,8 (mm) x 9,2 (mm)

Chaveta árbol superior

Los datos iniciales son:

- $\phi_{\text{árbol}} = 25 (mm)$
- $n = 539 (rpm)$
- $P = 3,7 (CV)$
- $N = 1,5$

Unión con las poleas

Para el árbol de diámetro 23 (mm), las dimensiones de la chaveta son:

$$b = 6,4 (mm)$$
$$t = 4,8 (mm)$$

El momento torsor para calcular es:

$$M_{t_{poleas}} = \frac{71620 \times P}{n} = \frac{71620 \times 3,7}{539} = 492 (kgxcm)$$

La fuerza que genera dicho momento sobre el árbol es igual a:

$$F = \frac{M_{t_{poleas}}}{\frac{\phi_{\text{árbol}}}{2}} = \frac{492 (kgxcm)}{1,25 (cm)} = 398 (kg)$$

Se utilizará el mismo material para todas las chavetas, por lo que los valores de τ_{adm} y σ_{adm} se mantendrán constantes.

- Verificación por corte

$$l = \frac{F}{b \times \tau_{adm}}$$
$$l = 0,46 \text{ (cm)}$$

- Verificación por aplastamiento

$$l = \frac{F}{\frac{t}{2} \times \sigma_{adm}}$$
$$l = 0,74 \text{ (cm)}$$

Dimensiones de chaveta: 6,4 (mm) x 4,8 (mm) x 7,4 (mm)

ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO

A continuación, se detalla el estudio económico realizado a los efectos de determinar la inversión inicial necesaria para la fabricación de la turbina, junto con el análisis de viabilidad realizado sobre la unidad considerándola como un proyecto de inversión para empresas interesadas en la producción de energía, ya sea para comercialización de la misma como así también para abastecimiento propio.

Inversión inicial

Lo primero que debe realizarse es el análisis de inversión inicial necesaria para la turbina a fabricar, considerando para su estudio a la misma en función a las partes que la conforman, pudiendo ser éstas materias primas (materiales de construcción) como componentes y piezas prefabricados que se montan en la unidad y que contribuyen a su funcionamiento.

En resumen, se obtuvieron los siguientes valores:

- Para la fabricación de todas las partes realizadas en material laminado se estimó, basado en un presupuesto solicitado a una empresa especializada en el rubro, que la inversión necesaria es: \$160.000.

Dicho valor surge de la sumatoria entre \$60.000 en concepto de materiales y \$100.000 en mano de obra.

- Todos los componentes prefabricados a adquirir para ser montados en la unidad, siendo estos: generador e inversor eléctrico, cables de conexión eléctrica, correas, rodamientos, etc. al momento en que se hizo la búsqueda de sus precios, arrojaron un total de \$50.000.
- En cuanto a las piezas fabricadas en acero inoxidable, el cálculo arrojó que se utiliza media tonelada de dicho material. Se empleó para calcular un valor en material de US\$ 4,25 por kilo, lo que da un costo total de US\$ 2125 para el proyecto. Al momento en que se realiza esta estimación, dicha cifra tiene un equivalente aproximado en moneda nacional de \$212500.

Además, se debe sumar la mano de obra necesaria para la fabricación de las piezas, lo que comprende los procesos de corte, plegado, rolado, soldadura, entre otros. Para calcular se estiman las horas necesarias y el precio unitario de cada una. Se computaron 1000 horas de trabajo, a un precio unitario de \$500 la hora.

En conclusión, el precio final entre material y mano de obra para la realización de las piezas en acero será de \$712500.

La inversión inicial requerida para la fabricación de la turbina será entonces de \$922500, o US\$ 9225.

Análisis de viabilidad del proyecto

Debido a que no se encontraron antecedentes de inversión similares para comparar con nuestro proyecto, se decidió hacer un análisis usando valores actuales extraídos de fuentes oficiales del país.

Se utilizan como referencia los precios promedio ofertados por diferentes empresas dentro del marco del plan RenovAr, para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos; dicho importe es de US\$ 103,6 MW/h, que llevado a otra unidad de comparación resulta en US\$ 0,1036 kW/h. Si se considera a la turbina trabajando las 24 horas diarias sin parar durante todos los días del año (contando 30 días mensuales, a los efectos de absorber las horas en que se detiene por mantenimiento), se obtiene un ingreso anual aproximado de US\$ 895.

Se supone además un costo anual de mantenimiento del 5% de los ingresos durante el mismo período.

El análisis se realiza para un lapso de 20 años, que es el plazo que se otorga a los proyectos dentro del plan RenovAr.

Además, el cálculo se realiza sin considerar préstamo externo.

En la tabla a continuación se resumen los valores antes comentados (calculados en dólares a los fines de tener una referencia común, ya que el precio de la energía se encuentra en dicha divisa) y los resultados obtenidos después de calcular.

	Período 0	Período 1	Período 2	Período 3	Período 4	Período 5	Período 6	Período 7	Período 8	Período 9	Período 10
Ingresos anuales		895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00
Costos de mantenimiento		-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75
Inversión inicial	-9225,00										
Flujo neto de caja	-9225,00	850,25	850,25	850,25	850,25	850,25	850,25	850,25	850,25	850,25	850,25
Flujo neto acumulado	-9225,00	-8374,75	-7524,50	-6674,25	-5824,00	-4973,75	-4123,50	-3273,25	-2423,00	-1572,75	-722,50
VAN (5%)	1370,99										
TIR	7%										

Período 11	Período 12	Período 13	Período 14	Período 15	Período 16	Período 17	Período 18	Período 19	Período 20
895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00
-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75	-44,75
850,25	850,25	850,25	850,25	850,25	850,25	850,25	850,25	850,25	850,25
127,75	978,00	1828,25	2678,50	3528,75	4379,00	5229,25	6079,50	6929,75	7780,00

Tabla 18: resumen de datos y resultados obtenidos para cálculo VAN y TIR

Conclusiones que se desprenden de los valores de **Valor Actual Neto (VAN)** y **Tasa Interna de Retorno (TIR)** obtenidos:

- El valor del VAN indica que el proyecto se amortiza durante el año número 11, ya que a partir de ese período los flujos de caja acumulados comienzan a ser positivos.
- La segunda conclusión que debe hacerse respecto al resultado del VAN es que se trata de un proyecto de inversión en un tipo de tecnología que actualmente no posee gran rinde económico en el país, pero cabe la aclaración que el dispositivo se diseña para tener una vida útil que alcanzará el período de amortización y además se espera que en el futuro se valoricen más las tecnologías renovables para desarrollos nacionales, con lo que el cálculo podría variar.
- El valor obtenido de la TIR representa una rentabilidad acotada pero positiva, que justifica en fin invertir en el proyecto, por lo que nuevamente cabe la aclaración que se trata de un proyecto de generación de energía renovable, que por su naturaleza será menos competitivo que, por ejemplo, su par de generación convencional basada en hidrocarburos, y además adiciona el hecho de tratarse de una tecnología naciente en nuestro país, con las incertidumbres económicas que esto genera.

Como conclusión final del análisis, el proyecto generará ganancias en el largo plazo. Una vez superado el umbral de amortizar la inversión inicial, que está en aproximadamente los once años de funcionamiento, la unidad comienza a generar ganancias que superan los costos de producción, ya que las únicas inversiones adicionales requeridas son aquellas orientadas al mantenimiento y que representan un porcentaje pequeño respecto al costo inicial. Puede decirse entonces que se trata de una inversión pensando a futuro, no solo desde el aspecto ambiental y social, sino también económico.

ANEXOS

ANEXO 1: Matriz energética mundial: caso puntual Unión Europea

Casi 70% de la superficie terrestre está cubierta de agua y aproximadamente dos mil millones de personas en el mundo carecen de un suministro eléctrico estable, mientras que cerca del 70% del potencial hidroeléctrico mundial continúa a la espera de ser explotado.

La energía hídrica es la fuente renovable más grande y barata del mundo; y es además la forma más eficiente de producir electricidad. Aproximadamente el 18% de la electricidad del mundo es provista por esta vía. La tendencia hacia métodos de generación hidráulica ha ido en incremento en las últimas décadas como se muestra en el siguiente gráfico:

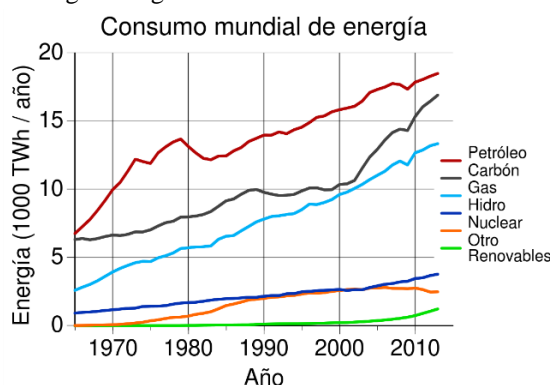


Figura 106: progresión del consumo mundial de energía durante las últimas décadas

En el marco de la situación actual de los progresos en el mercado y del apoyo político dado a la generación de electricidad a partir de fuentes de energía renovables, se puede alcanzar el objetivo actual de proyección de capacidad instalada de electricidad renovable RES-Electricity para 2020, dentro de las cuales se encuentra la Hidrocinética, estimaciones mostradas en la tabla a continuación:

Type of energy	2002 Eurostat	2006 Eurostat	Annual growth rate 2002–2006	Projection 2010	Annual growth rate 2006–2010	Projection 2020	Annual growth rate 2010–2020
Wind	23.1GW	47.7GW	19.9	80GW	13.8	180gW	8.5
Hydro	105.5GW	106.1GW	0.2	111GW	1.1	120GW	0.8
Photo-voltaic	0.35GWp	3.2GWp	73.9	18GWp	54.0	150GWp	23.6
Biomass	10.1GW _e	22.3GW _e	21.9	30GWp	7.7	50GW _e	5.2
Geo-thermal	0.68GW	0.7GW	0.7	1GW	9.3	4GW	14.9
Solar thermal	–	–	–	1GW	–	15GW	31.1
elect.	–	–	–	–	–	–	–
Ocean	–	–	–	0.5GW	–	2.5GW	17.5

Source: EREC (2008)

Tabla 19: proyección de capacidad instalada para cada tipo de energía renovable. Fuente: EREC

Para los países de la Unión Europea, se establecen objetivos nacionales obligatorios establecidos en la Directiva (2005 y 2020), calculados sobre la base de la participación de 2005 de cada país más un aumento del 5,5% por Estado miembro, así como un aumento adicional ponderado por el PIB para llegar a las cifras que se describen en el cuadro que figura a continuación, lo cual requiere planes de acción nacionales de los Estados miembros que indiquen cómo tienen la intención de alcanzar sus metas y la

reducción de los obstáculos administrativos y reglamentarios al crecimiento de las energías renovables, la mejora de la información y la formación y el acceso de las energías renovables a la red.

	Share of energy from renewable sources in final consumption of energy, 2005	Target for share of energy from renewable sources in final consumption of energy, 2020
Belgium	2.2%	13%
Bulgaria	9.4%	16%
The Czech Republic	6.1%	13%
Denmark	17.0%	30%
Germany	5.8%	18%
Estonia	18.0%	25%
Ireland	3.1%	16%
Greece	6.9%	18%
Spain	8.7%	20%
France	10.3%	23%
Italy	5.2%	17%
Cyprus	2.9%	13%
Latvia	34.9%	42%
Lithuania	15.0%	23%
Luxembourg	0.9%	11%
Hungary	4.3%	13%
Malta	0.0%	10%
The Netherlands	2.4%	14%
Austria	23.3%	34%
Poland	7.2%	15%
Portugal	20.5%	31%
Romania	17.8%	24%
Slovenia	16.0%	25%
The Slovak Republic	6.7%	14%
Finland	28.5%	38%
Sweden	39.8%	49%
United Kingdom	1.3%	15%

Source: EREC (2008)

Tabla 20: objetivos de generación renovable planteados para países europeos. Fuente: EREC

Dentro de la contribución de las renovables al consumo eléctrico, vemos la gran preponderancia que posee el sector hidroeléctrico, lo que fundamenta aún más el desarrollo de tecnologías hidrocinéticas que complementen el aprovechamiento de la densidad energética disponible en flujos hídricos respecto a las ya instaladas.

	2005 Eurostat TWh	2006 Eurostat TWh	2010 Projections TWh	2020 Targets TWh
Wind	70.5	82.0	176	477
Hydro ²	346.9	357.2	360	384
Photovoltaic	1.5	2.5	20	180
Biomass	80.0	89.9	135	250
Geothermal	5.4	5.6	10	31
Solar thermal	–	–	2	43
elect.				
Ocean	–	–	1	5
TOTAL RES	504.3	537.2	704	1370
Total Gross	3320.4	3361.5		
Electricity				
Generation EU-27				
(Trends to 2030–Baseline) ³			3568	4078
(Combined RES and EE) ⁴				3391
	15.2%	16.0%	19.7%	33.6–40.4%

Source: EREC (2008)

Tabla 21: aporte de la energía hidroeléctrica a la generación renovable. Fuente: EREC

Para los países de la Unión Europea se detalla a continuación un gráfico que indica las estimaciones de nuevos desarrollos en la categoría Small Hydro Power (SHP) en la que se enmarca nuestro proyecto; la capacidad de crecimiento es amplia:

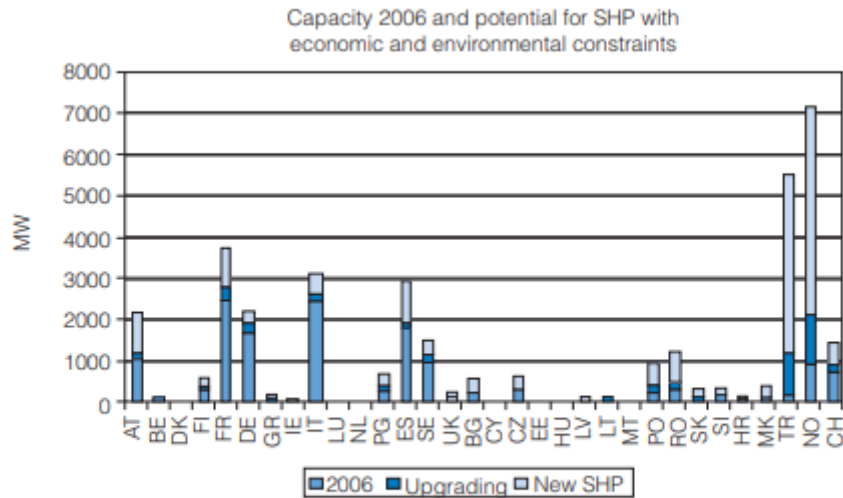


Figure 9.4 SHP capacity and future potential, 2006
Source: ESHA

Figura 107: estimaciones de generación hidroeléctrica a pequeña escala. Fuente: ESHA

ANEXO 2: *Desarrollos comerciales actuales en turbinas hidrocinéticas y segmento de mercado apuntado*

En las tablas a continuación se resumen desarrollos que han sido probados y lanzados al mercado, por lo que existe en ellos garantía de confiabilidad en la performance de generación. Se realizó una distinción en turbinas de pequeña y gran generación, según la potencia eléctrica entregada por las mismas; y se graficó dicha potencia en función de las velocidades de agua para lograr las mismas, donde el punto final de cada recta es el óptimo donde se alcanza la máxima potencia y para que velocidad se la logra.

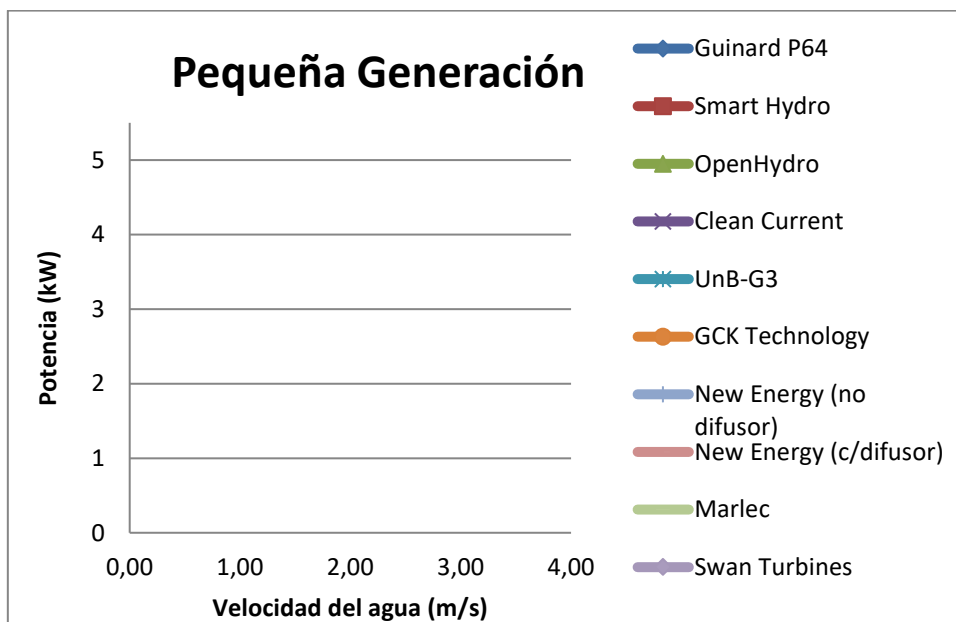


Figura 108: modelos comerciales pequeña generación

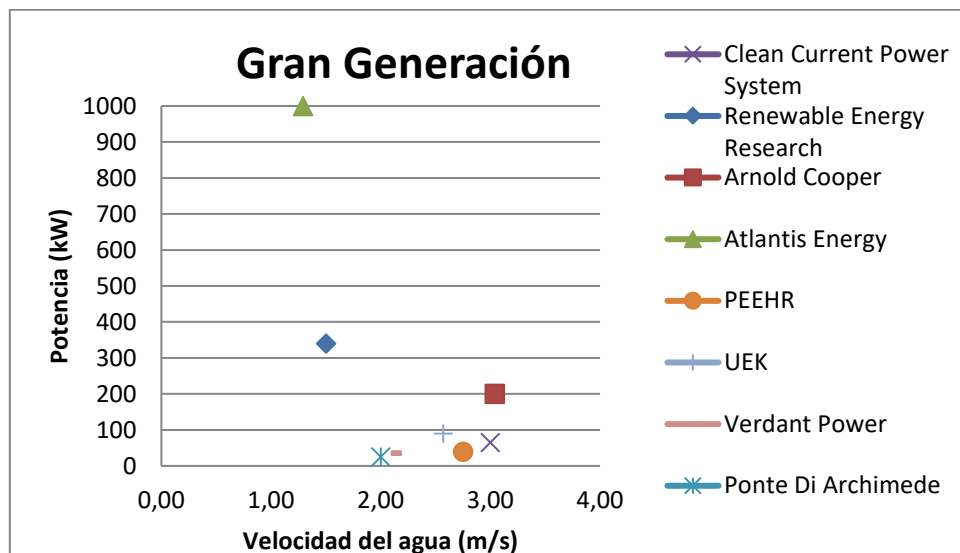


Figura 109: modelos comerciales gran generación

Dado que nuestro trabajo se enfoca en turbinas de micro generación, descartamos la tabla de gran generación, ya que se trata de turbinas de dimensiones y potencias fuera de nuestro rango de análisis.

Analizando más en profundidad la tabla de pequeña generación, se realizó una búsqueda en detalle del rango de potencia y velocidad dentro del cual trabajará nuestro dispositivo, específicamente una potencia de 1 a 2 kW, capaz de suplir las cargas residenciales de un hogar tipo, con velocidades de agua para la zona de instalación de 1 a 2 (m/s).

Con dichos datos, realizamos una acotación del espacio de búsqueda dentro de los desarrollos comerciales actuales, de modo de saber contra qué modelo contrastar nuestro trabajo una vez terminado, a los fines de comparar los resultados obtenidos.

Habiendo descartado ciertos modelos debido a, tanto una mayor potencia de generación o velocidad de trabajo, podemos decir que las turbinas contrastables para nuestro estudio son: Marlec y GCK Technology directamente, además de Open Hydro y Smart Hydro con un leve ajuste o escalamiento de los parámetros de comparación.

Por lo que, teniendo una comparación entre modelos, se realizó una primera aproximación entre turbinas para estimar la potencia específica que cada una puede entregar, relacionando la potencia entregada por el dispositivo y el diámetro de entrada que necesita tener para poder hacerlo. De esta manera podemos situar a nuestra turbina dentro de un grupo más acotado y cuyo análisis final sea lo más exacto posible.

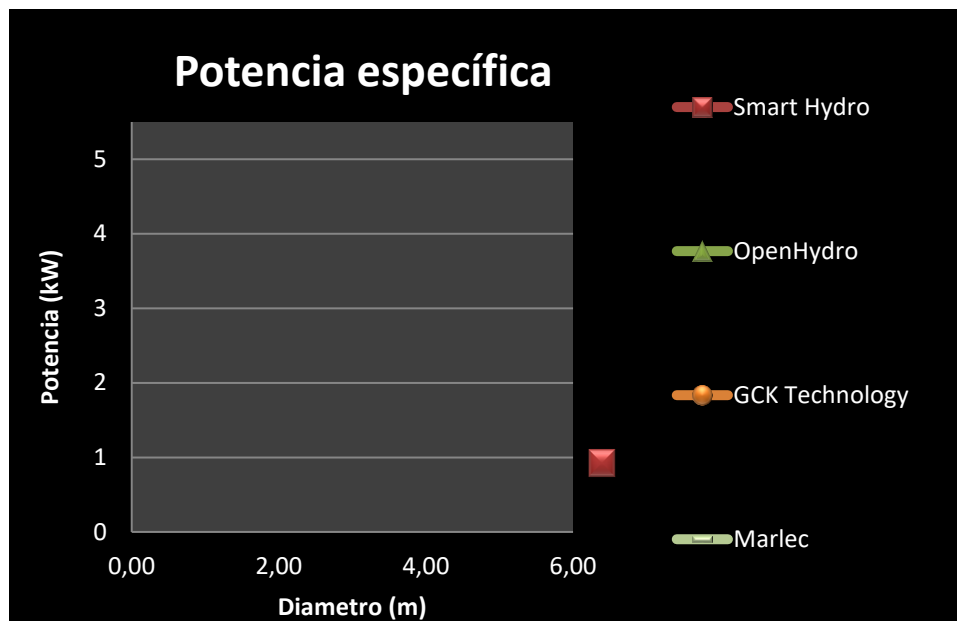


Figura 110: potencia específica de tecnologías comparables a nuestra unidad

Las conclusiones que se desprenden del análisis de la tabla de potencias específicas son las siguientes:

- La turbina Smart Hydro es la que genera la mayor potencia entre las analizadas con el menor diámetro, es decir que estamos en presencia de un modelo altamente eficiente y debemos aspirar a conseguir un rendimiento similar en nuestro trabajo; por lo que nuestro horizonte en lo que respecta a funcionamiento es acercarnos a dichos valores de referencia brindados por este dispositivo.
- Las turbinas GCK y Marlec logran rendimientos similares, cercanos a 1 kW de potencia entregada con diámetros de turbina menores a dos metros. Se pueden considerar como nuestro punto de partida al momento de optimizar el modelo generado, es decir, tomar la performance de generación de estas turbinas como la base sobre la cual empezar a mejorar los valores obtenidos.
- La turbina Open Hydro escapa a nuestro análisis, ya que las dimensiones de esta para el nivel de generación deseado son dificultosas de manejar al momento de instalarla, y es muy propensa a tener fallas de funcionamiento debido a la profundidad de agua donde será emplazada; por lo que se usa como un ejemplo, pero no como una referencia al momento de diseñar.

ANEXO 3: Resultados Académico-Comerciales de Referencia en el área hidrocinéticas

- **Khan et al. (2008)** se concentraron en los sistemas de conversión de energía corriente de los ríos y proporcionaron una revisión de la literatura y la tecnología sobre la tecnología de turbinas hidrocinéticas y los desafíos a los que se enfrenta. Algunos desafíos son el diseño de la pala del rotor y la cubierta, el sellado de agua y la cavitación de palas. La aplicabilidad de la cubierta en la tecnología de turbinas hidrocinéticas se mencionó como una ventaja en comparación con la tecnología de turbinas eólicas. Una cubierta también se puede utilizar como una estructura para flotar la turbina en el agua o para instalarla en el lecho del río o como una carcasa para los componentes del generador (Drouen et al., 2007).
- **Khan et al. (2009)** revisaron diferentes conceptos de aprovechamiento de la energía cinética de las corrientes de agua, incluidos los sistemas de turbinas y no turbinas. El documento revisa los métodos de conversión de energía existentes y futuros y los diferentes factores involucrados en la tecnología, como los sistemas de diseño, operación y control. Basándose en el estudio que llevaron a cabo en 76 sistemas de turbinas y configuraciones de rotor diferentes, las turbinas de eje horizontal y vertical tienen la mayor popularidad con un

número respectivo de aplicación del 43% y 33% entre todos. Se hizo una buena clasificación en las turbinas hidrocinéticas y los esquemas de aumento utilizados para mejorar la potencia de salida de las turbinas de eje vertical y horizontal. Los autores concluyeron que aún es necesario realizar una investigación y un desarrollo sustanciales antes de que se pudiera comercializar la tecnología de las turbinas hidrocinéticas.

- **Myers y Bahaj (2006)** realizaron un estudio experimental sobre una turbina de eje horizontal de 40 cm de diámetro y tripala en un canal de agua circulante. Midieron la potencia de salida de la turbina para diferentes ángulos de paso de la pala a diferentes velocidades de flujo. Los resultados de un código de momento de elemento de álabe comercial también se compararon con los resultados experimentales y se observaron diferentes niveles de discrepancia. Concluyeron que se requieren más investigaciones sobre el efecto del ángulo de desalineación y el retraso de la pérdida en el rendimiento de una turbina hidrocinética.

Al contrario que los aerogeneradores aumentados con difusor, sólo se han informado de unas pocas obras en la literatura abierta sobre turbinas hidrocinéticas de eje horizontal cubiertas. A falta de una teoría coherente para elegir una entrada y una salida para una turbina hidrocinética cubierta (Lawn, 2003), se informan de diferentes diseños con resultados diferentes pero inconsistentes sobre la eficacia de un difusor.

- **Lawn (2003)** investigó turbinas hidrocinéticas cubiertas utilizando una teoría unidimensional que trata un conducto como una contracción o una expansión aguas arriba o aguas abajo de una turbina. Demostró que se puede obtener una mejora de más del 30% con el rendimiento óptimo de una turbina sin cubrir con una cubierta. Concluyó que la mejora significativa de la potencia reportada en la literatura está asociada con condiciones no óptimas para turbinas sin cubrir.
- **Gaden (2007)** estudió la mejora de potencia de las turbinas hidrocinéticas cubiertas utilizando simulaciones CFD tridimensionales. Simuló la pala del rotor utilizando el modelo de marco de referencia giratorio y probó diferentes configuraciones para el modelo de cubierta. Se encontró una cubierta con una entrada cilíndrica y un difusor de medio ángulo de 20° con una relación de área de salida de 1,56 para mejorar la potencia de salida de la turbina en un factor de 1,5. Comparando algunos modelos de cubierta, más tarde declaró que una entrada cilíndrica degrada el rendimiento de la turbina.
- **Scherillo et al. (2011)** realizó estudios experimentales y numéricos sobre turbinas hidrocinéticas cubiertas. La geometría de un difusor con una sección transversal de hydrofoil con un ángulo de paso de 26° y una relación de área de salida a garganta de 1,7 se obtuvo en un proceso de optimización numérica. Los experimentos de túnel de viento y tanque de remolque mostraron que la cubierta mejora el coeficiente de potencia máxima de la turbina en un factor de 2 que es un aumento del 7,5% cuando el coeficiente de potencia se calcula utilizando el diámetro de salida del difusor. También se examinó el efecto del ángulo de desalineación en el rendimiento de la turbina cubierta y se observó que la potencia de la turbina no cambia con ángulos de desvío inferiores a 10° .
- **Lokocz (2012)** realizó estudios experimentales sobre una turbina hidrocinética de eje horizontal cubierta en un tanque de remolque. Utilizó dos diseños de palas diferentes para turbinas cubiertas y sin cubrir y una cubierta cilíndrica con una sección transversal de perfil NACA 4412. Los resultados experimentales mostraron una ligera reducción en el rendimiento de la turbina cubierta. La razón se indica como el bajo coeficiente de empuje de la cubierta debido a su diseño no óptimo. Además, no se vio ningún cambio significativo en el rendimiento de la pala del rotor utilizada en la turbina cubierta y sin ella.

En el área de aplicación comercial se observan diversos diseños de turbinas envueltas. Varias empresas han desarrollado turbinas hidrocinéticas cubiertas en pruebas de campo para aplicaciones de arroyos de marea y ríos.

- **Clean Current Power System Inc.** desarrolla turbinas de corriente de río y marea para diferentes velocidades y profundidades de agua. La turbina de río más grande con rotor tripala de 3,5 m de diámetro tiene una potencia nominal de 65 kW a una velocidad de agua de 3 m/s. La turbina utiliza una cubierta de 3,1 m de largo que tiene una entrada cilíndrica de 3,5 m de diámetro y una salida ovalada de 3,5 m de alto por 4,6 m de ancho. Las turbinas de marea están equipadas con un rodamiento basculante central para seguir la dirección del flujo y los cambios de mareas. Clean Current se ha desplegado actualmente y está probando una turbina en el Centro de Pruebas de Turbinas Hidrocinéticas Canadienses en el río Winnipeg.
- **OpenHydro** fabrica turbinas de marea de centro abierto con un generador integrado colocado en la cubierta. El rotor giratorio de baja velocidad junto con el funcionamiento sin lubricante de la turbina minimiza los riesgos para la vida marina. Una unidad de 6 m de diámetro es capaz de proporcionar suficiente energía para 150 hogares promedio y evitar la emisión de 450 toneladas de CO₂ al año. Desplegaron una unidad de 1 MW en la Bahía de Fundy en 2009.
- **Renewable Energy Research** fabrica turbinas envueltas bajo el nombre de TREK. La turbina TREK-I tiene una potencia máxima de 340 kW con un diámetro de 3,6 m y una cubierta de 7,5 m de largo con un peso de 36 t. La turbina necesita una profundidad mínima de 5,5 m de agua para la instalación y tiene una velocidad de corte de 1,5 m/s. RER desplegó una unidad TREK-I en el río Saint Laurence en 2010.
- **Lunar Energy** propuso una turbina de marea bidireccional con un conducto Venturi simétrico conocido como Turbina de marea Rotech. Una unidad de 1 MW tiene una hoja de rotor de 11,5 m de diámetro con una cubierta de 19,2 m de largo y pesa 2500 t. Está diseñado para asentarse en el fondo marino a una profundidad de más de 40 m. Diseñaron y patentaron una unidad de 2,4 MW en 2012.
- **INVAP-UNCUYO:** El proyecto surge a un año de la instalación de una miniturbina hidrocinética colocada en el tramo Luján de Cuyo del canal San Martín. Está trabajando para desarrollar turbinas de 40 KW de potencia para instalar en canales de riego en Mendoza, fabricada con componentes nacionales (salvo componentes de conversión de energía alterna a continua y nuevamente a alterna para inyectar a la red, e imanes permanentes). Sin embargo, al tratarse de una conexión 'en isla', es decir, sin contacto al tendido eléctrico, la autoridad detalla que están gestionando con la Compañía Administradora del Mercado Eléctrico Mayorista (Cammesa) el volcado a la red de la energía eléctrica que se obtenga.

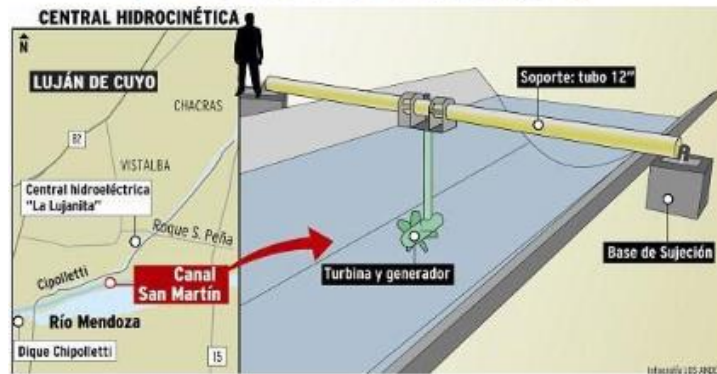


Figura 111: aplicación académica. Turbina INVAP-CUYO

ANEXO 4: Teorema de Froude-Rankine

En el siguiente desarrollo se probará que la velocidad v_2 en el plano rotor acorde a la teoría de Betz es la media aritmética entre las velocidades aguas arriba y aguas debajo de la turbina. El empuje puede ser expresado mediante la teoría del momento lineal:

$$T = \dot{m}(v_1 - v_3)$$

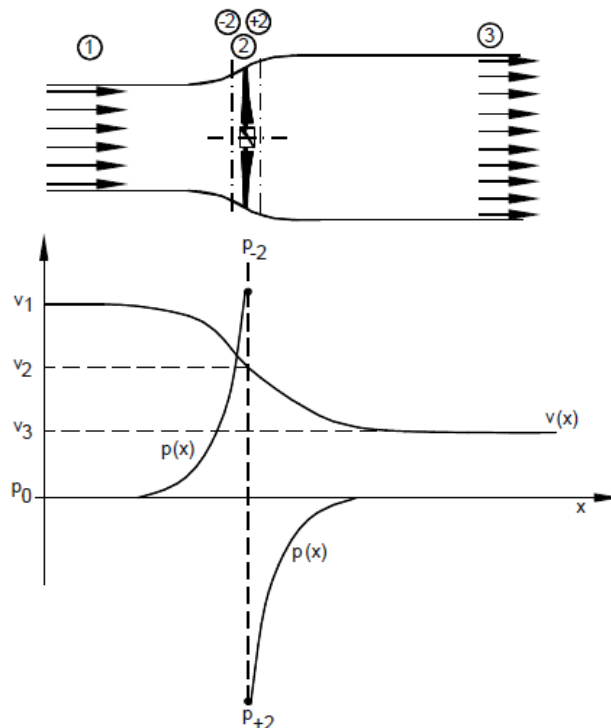


Figura 112: distribución de velocidades y presiones a lo largo de la turbina

Alternativamente, puede ser derivado de la ecuación de Bernoulli (balance de energía), la cual aplicamos a ambos lados del plano rotor:

$$p_1 + \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 = p_{-2} + \frac{\rho}{2} \cdot v_{-2}^2$$

$$p_{+2} + \frac{\rho}{2} \cdot v_{+2}^2 = p_3 + \frac{\rho}{2} \cdot v_3^2$$

El subíndice -2 denota el plano inmediatamente anterior al rotor, y +2 el inmediatamente posterior. Por continuidad, la velocidad inmediatamente antes y después del rotor debe ser la misma, $v_{-2} = v_{+2}$. Además, la presión estática lejos aguas arriba y lejos aguas abajo es la misma (presión a la profundidad de emplazamiento), $p_1 = p_3$.

$$\frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_3^2) = p_{-2} - p_{+2}$$

Acorde a las consideraciones energéticas mencionadas, el empuje resulta de la diferencia en la presión estática a ambos lados del rotor:

$$T = A \cdot (p_{-2} - p_{+2})$$

Reemplazando el flujo másico con la expresión $\dot{m} = \rho A v_2$ en la ecuación original de empuje y combinando eso en las ecuaciones anteriores, obtenemos para la velocidad v_2 en el plano del rotor:

$$v_2 = \frac{(v_1 + v_3)}{2}$$

ANEXO 5: Teoría del perfil (hidrodinámica)

Si consideramos un *hydrofoil simétrico* que recibe flujo desde el borde de ataque (leading edge) a velocidad w , cuando el ángulo de ataque es $\alpha_A = 0^\circ$ no existe sustentación, solo arrastre.

La fuerza de sustentación L resulta de un ángulo de ataque mayor a cero y es proporcional al área del álabe (longitud de cuerda c por el ancho b), y al cuadrado de la velocidad w .

El coeficiente de sustentación $c_L = c_L(\alpha_A)$ denota la dependencia respecto al ángulo de ataque α_A , al igual que el coeficiente de arrastre $c_D = c_D(\alpha_A)$, los cuales son determinados generalmente por experimentos en túneles de viento.

Inicialmente, el incremento en c_L (y en la fuerza de sustentación) es lineal con el aumento del ángulo de ataque (rango $0^\circ < \alpha_A < 10^\circ$). Entonces, la curva se aplana antes de alcanzar su valor máximo. A mayores ángulos de ataque, el flujo se separa del perfil: la sustentación se reduce en este rango ($\alpha_A > 15^\circ$), mientras c_D , y la fuerza de arrastre, se incrementan rápidamente con α_A .

$$L = c_L(\alpha_A) \frac{\rho}{2} w^2 (c b)$$

$$D = c_D(\alpha_A) \frac{\rho}{2} w^2 (c b)$$

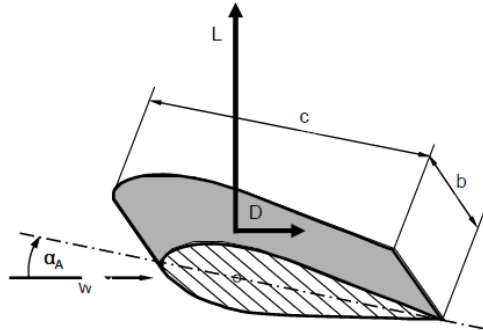


Figura 113: fuerzas de sustentación y arrastre en un perfil hidrodinámico

El flujo sobre la superficie superior del hydrofoil (suction side) es más rápido que sobre la superficie inferior (pressure side) ya que cubre una mayor distancia. En base a la ecuación de Bernoulli esto resulta en una baja presión sobre el lado superior. La integración de $p ds$ alrededor del contorno del perfil nos da la fuerza de sustentación L y de arrastre D como componentes de la fuerza total F :

$$F = \sqrt{L^2 + D^2}$$

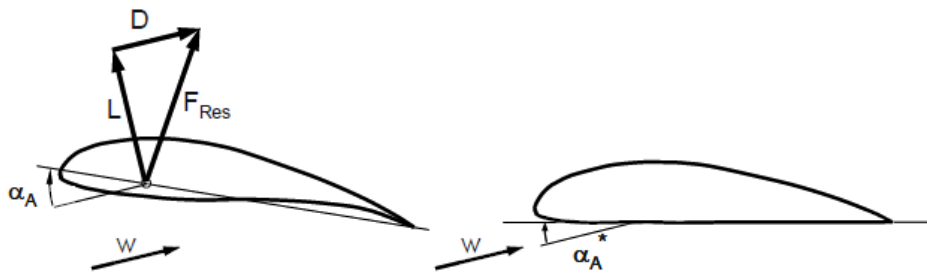


Figura 114: fuerzas sustentación/arrastre sobre perfil

$$dP = z \Omega r dU$$

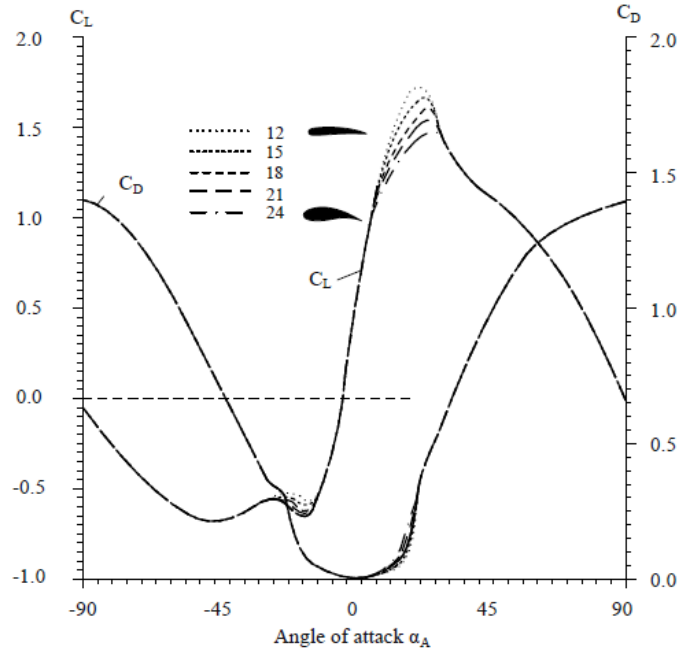


Figura 115: curvas de coeficientes de lift y drag para perfil asimétrico (NACA 4412 a 4424)

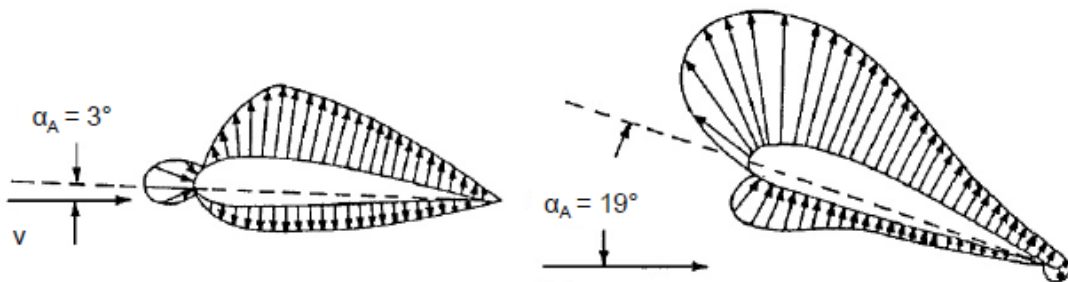


Figura 116: distribución de presiones sobre un perfil, para pequeño y gran ángulo de ataque

Mientras el flujo esté unido, esta fuerza F actúa para un punto entre 25 y 30% de la longitud de cuerda del perfil. Si el flujo es separado, este punto se mueve hacia atrás (hacia el borde de fuga, trailing edge); durante condiciones de fuerte pérdida se encuentra aproximadamente sobre $c/2$ lo cual es factible para $\alpha_A = 90^\circ$.

En las mediciones catalogadas de perfiles asimétricos es importante comprobar si el ángulo de ataque se mide desde el borde de reposo (que a menudo será el caso de los perfiles con un lado inferior recto), o de la línea de cuerda entre el centro de la nariz del borde de ataque y el borde de fuga.

En cualquier caso, el punto de cero sustentación ($c_L = 0$), se encuentra en el rango de ángulos de ataque negativos. Para $\alpha_A = 0^\circ$ hay sustentación debido a la comba del perfil.

En la siguiente sección se usará la siguiente relación lift/drag:

$$\varepsilon(\alpha_A) = \frac{L}{D} = \frac{c_L(\alpha_A)}{c_D(\alpha_A)}$$

Su máximo valor ε_{\max} (usualmente encontrado en el rango $c_L = 0.8$ a 1.1 , para ángulos de ataque moderados) es una medida de la calidad hidrodinámica del perfil. Perfiles de alta calidad mantienen un $\varepsilon_{\max} = 60$ y superior; un disco plano puede alcanzar un valor $\varepsilon_{\max} = 10$.

ANEXO 6: Pérdidas en perfil (hidrodinámica)

Profile losses

Las pérdidas del perfil son causadas por las fuerzas de arrastre. Pueden ser ignoradas cuando determinamos la geometría de alabe óptima. Sin embargo, deben tenerse en cuenta cuando hacemos el balance de potencia. La potencia real para un elemento de álabe es:

$$= z \Omega r \left[\frac{\rho}{2} w^2 c dr (c_L \sin \phi - c_D \cos \phi) \right]$$

la cual considera el arrastre (drag). Si la turbina fuera ideal y no hubiera arrastre ($c_D = 0$):

$$dP_{ideal} = z \Omega r \frac{\rho}{2} w^2 c dr c_L \sin \phi$$

La relación dP/dP_{ideal} arroja la eficiencia del perfil:

$$\eta_{Profile} = 1 - \frac{c_D}{c_L} \frac{1}{\tan \phi} = 1 - \frac{1}{\epsilon} \frac{1}{\tan \phi} = 1 - \frac{3}{2} \frac{r}{R} \frac{\lambda_D}{\epsilon}$$

Las pérdidas para la sección anular considerada son proporcionales al λ_D y al radio r

$$\xi_{Profile} = \frac{3}{2} \frac{r}{R} \frac{\lambda_D}{\epsilon}$$

esas pérdidas se incrementan con la proximidad a la punta, pero son inversamente proporcionales al radio lift/drag. Ya que la mayor porción de potencia es extraída en las secciones periféricas del álabe, las turbinas diseñadas con un alto TSR requieren alta calidad en perfiles ($\epsilon_{max} > 50$) para esta zona del álabe. En las secciones internas del rotor, y para turbinas diseñadas con un bajo TSR, la calidad de los perfiles no es un problema (en esa situación está enmarcado nuestro diseño).

Si un único tipo de perfil es usado para la longitud total del álabe, con un ángulo de ataque fijo α_A , la relación ϵ es independiente del radio local r . Es posible integrar explícitamente la potencia (y las pérdidas del perfil) a lo largo del radio:

$$P = \frac{16}{27} \frac{\rho}{2} v_1^3 \int_0^R \eta_{Profile} 2 \pi r dr = \frac{16}{27} \frac{\rho}{2} v_1^3 \int_0^R \left(1 - \frac{3}{2} \frac{r}{R} \frac{\lambda_D}{\epsilon} \right) 2 \pi r dr$$

$$P = \frac{16}{27} \frac{\rho}{2} v_1^3 \pi R^2 \left[1 - \frac{\lambda_D}{\epsilon} \right]$$

Tip losses

Estas pérdidas generan una reducción de la fuerza de sustentación hacia la punta del álabe. La superposición del flujo alrededor de la punta del alabe con el agua atacando, crea un vórtice en expansión que es arrastrado aguas abajo por el flujo. Cuanto más esbelto es el alabe, tanto más se asemeja a un álabe de longitud infinita ($R/c = \infty$) para el cual los valores de c_L y c_D de los catálogos de perfiles son válidos.

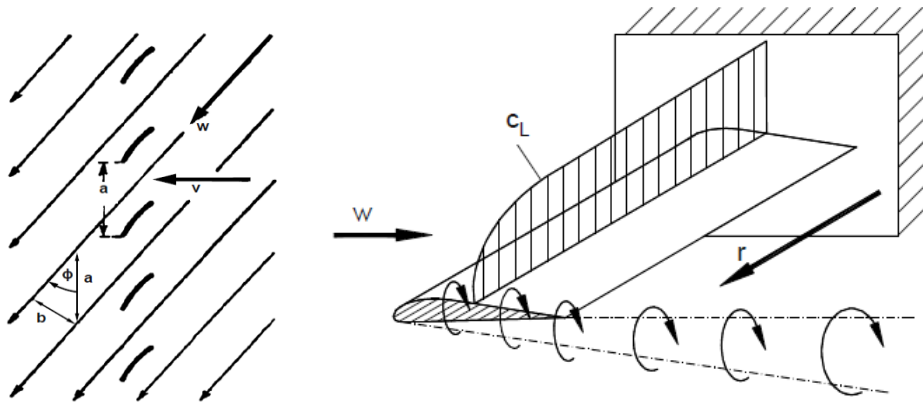


Figura 117: transición de fluido entre zonas de alta y baja presión en la punta del álabe, generando vórtices

Para considerar esas pérdidas para un álabe de longitud infinita, Betz introduce un diámetro efectivo D' dentro del actual diámetro D . Basado en el método de aproximación de Prandtl puede ser determinado como sigue:

$$D' = D - 0.44 b$$

donde b es la proyección de la distancia a entre las puntas de los álabes aledaños sobre un plano perpendicular a la dirección de la velocidad relativa w ,

$$a = \frac{\pi D}{z}, \quad b = \frac{\pi D}{z} \sin \phi$$

Si se introducen las relaciones para los triángulos de velocidades en la zona de la punta del álabe:

$$w \sin \phi = v_2 \quad ; \quad w^2 = (\Omega R)^2 + v_2^2$$

y tomando $v_2 = 2 v_1/3$ para el punto de diseño, el diámetro reducido D' es dado por:

$$D' = D \left(1 - 0.44 \frac{2\pi}{3z} \frac{1}{\sqrt{\lambda_D^2 + \frac{4}{9}}} \right)$$

Ya que la potencia es proporcional al diámetro al cuadrado, la eficiencia del flujo alrededor de la punta del álabe es:

$$\eta_{\text{Tip}} = \left(\frac{P'}{P} \right) = \left(\frac{D'}{D} \right)^2 = \left(1 - \frac{0.92}{z \sqrt{\lambda_D^2 + \frac{4}{9}}} \right)^2$$

Para condición de diseño $\lambda_D > 2$, lo anterior puede simplificarse como:

$$\eta_{\text{tip}} \approx 1 - \frac{1.84}{z \lambda_D}$$

A grandes rasgos, las pérdidas de punta son inversamente proporcionales al producto $z \lambda_D$:

$$\xi_{tip} \approx \frac{1.84}{z \lambda_D}$$

Wake losses

Estas pérdidas resultan de la extracción de torque sobre el plano activo de rotación. El principio de acción-reacción significa que la fuerza tangencial dU crea un torque en sentido contrario a la rotación, al nivel r .

Mientras más pequeño es el λ_D de diseño, más alto es el torque.

$$dP = \underbrace{z}_{\text{number of blades}} \cdot \underbrace{dU}_{\text{tangential component of the aerodynamic force}} \cdot \underbrace{\Omega r}_{\text{local circumferential velocity}}$$

Figura: Componentes de las pérdidas

La turbina con un alto TSR de diseño extrae potencia para una alta velocidad angular Ω y comparativamente pequeño torque $r dU$. La turbina con un bajo TSR de diseño lo hace al revés: su velocidad angular es baja y consecuentemente el torque hidrodinámico es alto, por lo que la rotación de la estela aguas abajo será más notoria.

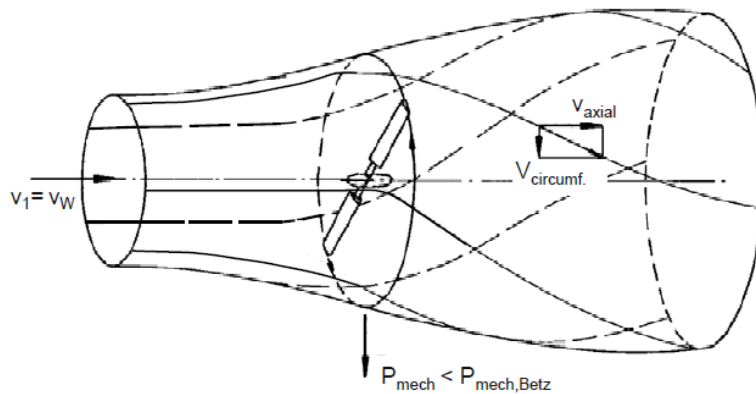


Figura 118: evolución de las velocidades a través de la turbina

Además, en contraste con Betz, las pérdidas aguas abajo ahora no sólo se deben a la velocidad axial v_3 lejos aguas abajo, sino que hay también un componente circunferencial $v_{circumf.}$. En el flujo aguas abajo causando pérdidas adicionales (pérdidas por rotación de estela).

Para turbinas con una alta relación de velocidad de punta, $\lambda_D > 3$, esas pérdidas son muy bajas. Pero para turbinas con baja relación de velocidad de punta, no es alcanzable el coeficiente $C_{P,Betz} = 0.59$. Debido a las pérdidas inevitables del remolino, sólo pueden alcanzar un coeficiente máximo más bajo de C_P .

ANEXO 7: Correcciones Método BEM

Se necesitan aplicar 2 correcciones al algoritmo BEM mencionado en el Marco Teórico. La primera es llamada corrección por factor de pérdida de punta de Prandtl, la cual corrige la hipótesis de número infinito de álabes; la segunda llamada corrección de Glauert es una relación empírica entre el coeficiente de empuje c_T y el factor de inducción axial a para $a \geq 0.4$, donde la relación derivada de la teoría de momento 1-D no es de gran validez.

Uno debe ser cuidadoso cuando integra las fuerzas tangenciales para obtener el torque total sobre el eje, ya que las fuerzas tangenciales por longitud pT_i son conocidas para cada segmento anular ubicado al radio r_i pero se asume variación lineal entre 2 posiciones contiguas r_i y r_{i+1} . La carga pT entre r_i y r_{i+1} es:

$$pT = A_i r + B_i$$

$$A_i = \frac{P_{T,i+1} - P_{T,i}}{r_{i+1} - r_i}$$

$$B_i = \frac{P_{T,i} r_{i+1} - P_{T,i+1} r_i}{r_{i+1} - r_i}$$

EL torque dM para un elemento infinitesimal de álabes de espesor dr es:

$$dM = r p_T dr = (A_i r^2 + B_i r) dr$$

Y la contribución $M_{i,i+1}$ al torque total sobre el eje según la variación lineal de la fuerza tangencial considerada es:

$$M_{i,i+1} = \left[\frac{1}{3} A_i r^3 + \frac{1}{2} B_i r^2 \right]_{r_i}^{r_{i+1}} = \frac{1}{3} A_i (r_{i+1}^3 - r_i^3) + \frac{1}{2} B_i (r_{i+1}^2 - r_i^2).$$

El torque total es la suma de las contribuciones individuales $M_{i,i+1}$ a lo largo del álabes y extendiéndolo al número total de álabes:

$$M_{tot} = B \sum_{i=1}^{N-1} M_{i,i+1}.$$

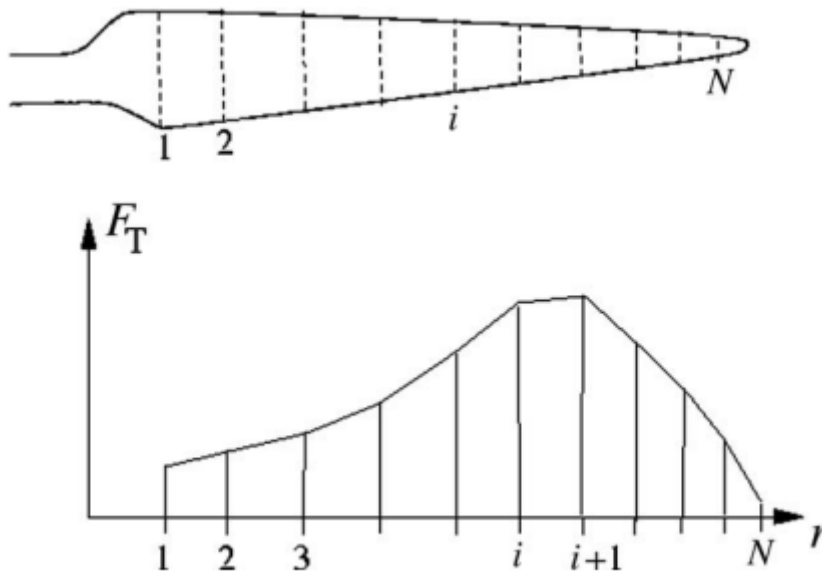


Figura 119: discretización del álabes en secciones

Corrección por factor de Prandtl

Para un rotor con número finito de álabes, el esquema de vórtices en la estela es diferente del idealizado para un rotor de álabes infinitos. Para corregir ese error, Prandtl derivó un factor F:

$$dT = 4\pi r \rho V_o^2 a(1-a)Fdr$$

$$dM = 4\pi r^3 \rho V_o \omega(1-a)a'Fdr.$$

F es computado como:

$$F = \frac{2}{\pi} \cos^{-1}(e^{-f})$$

$$f = \frac{B}{2} \frac{R-r}{r \sin \phi}$$

B es el número de álabes, R es el radio total del rotor, r es el radio local y ϕ es el ángulo de flujo. Con lo anterior, los factores de inducción quedan del siguiente modo:

$$a = \frac{1}{\frac{4F \sin^2 \phi}{\sigma C_n} + 1}$$

$$a' = \frac{1}{\frac{4F \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1}$$

Las ecuaciones anteriores son las finalmente usadas para determinar los coeficientes de inducción en el Paso 6 del algoritmo de BEM e inicialmente se agrega la tarea extra de determinar el factor F, después del Paso 2.

Corrección de Glauert para altos valores del factor de inducción axial 'a'

Cuando el factor de inducción axial alcanza valores cercanos a aproximadamente 0.4, la teoría de momento 1-D comienza a tener errores y debe reemplazarse por relaciones empíricas, como muestra la figura adjunta.

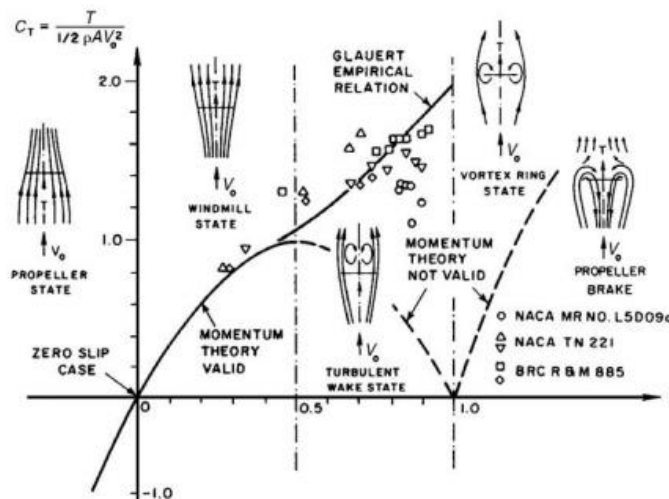


Figura 120: relaciones empíricas utilizadas y valores para los que se las emplea

Diferentes relaciones empíricas entre el coeficiente de empuje c_T y a pueden ser logradas mediante mediciones, por ejemplo:

$$C_T = \begin{cases} 4a(1-a)F & a \leq \frac{1}{3} \\ 4a(1 - \frac{1}{4}(5-3a)a)F & a > \frac{1}{3} \end{cases}$$

$$C_T = \begin{cases} 4a(1-a)F & a \leq a_c \\ 4(a_c^2 + (1-2a_c)a)F & a > a_c \end{cases}$$

La última expresión es encontrada en Spera (1994) y a_c es aproximadamente 0.2. F es el factor de pérdida de punta de Prandtl.

Para un volumen de control anular, tenemos:

$$C_T = \frac{dT}{\frac{1}{2}\rho V_o^2 2\pi r dr}$$

$$C_T = \frac{(1-a)^2 \sigma C_n}{\sin^2 \phi}$$

Si $a < a_c$:

$$4a(1-a)F = \frac{(1-a)^2 \sigma C_n}{\sin^2 \phi}$$

$$a = \frac{1}{\frac{4F \sin^2 \phi}{\sigma C_n} + 1}$$

Si $a > a_c$:

$$4(a_c^2 + (1-2a_c)a)F = \frac{(1-a)^2 \sigma C_n}{\sin^2 \phi}$$

$$a = \frac{1}{2} \left[2 + K(1-2a_c) - \sqrt{(K(1-2a_c)+2)^2 + 4(Ka_c^2 - 1)} \right]$$

$$K = \frac{4F \sin^2 \phi}{\sigma C_n}$$

En orden a computar correctamente las velocidades inducidas para pequeñas velocidades de flujo, las ecuaciones anteriores para a deben reemplazar a la obtenida en (*) de la teoría de momento 1-D.

ANEXO 8: Diseño perfiles 'antisinging'

Algunas hélices en servicio producen un ruido agudo, a menudo conocido como canto ('singing'). Este sonido es típicamente un tono armónico claro muy similar al de una copa de vino que suena (otros sonidos, que se han atribuido al canto, se han caracterizado como "grunting" o "sawing"; estos sonidos son muy probablemente diferentes en la naturaleza que el tono de llamada considerado aquí). Este sonido busca eliminarse/mitigarse en objetos rotantes como propulsores o en nuestro caso la turbina.

Circulación de fluidos y desprendimiento de vórtice

La forma en que vibra un objeto que recibe una corriente de fluido (agua, en este caso) depende de los remolinos alternos creados alrededor del objeto por el flujo. El paso del tono es la frecuencia de estos vórtices alternos. El flujo de fluido comienza a curvarse alrededor del cuerpo (A). Los Eddies (vórtices) se crean detrás del cuerpo (B). Cualquier asimetría en la dirección del flujo o en la forma del cuerpo hará que los vórtices de separación configuren remolinos secuenciales. La fuerza del vórtice desequilibrado en

el cuerpo impartirá una fuerza lateral en el cuerpo – promoviendo aún más la asimetría de flujo y forma, y el desarrollo de vórtices alternos (C).

Finalmente, se establece un sistema bien portado de remolinos y fuerzas alternas, dando como resultado el tono audible de canto que escuchamos (D).

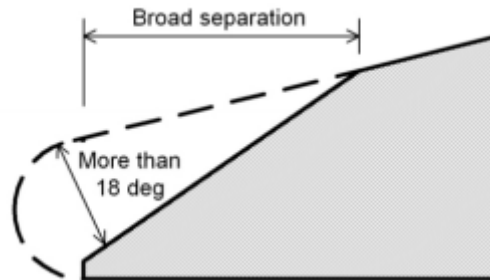


Figura 121: detalle borde antisinging

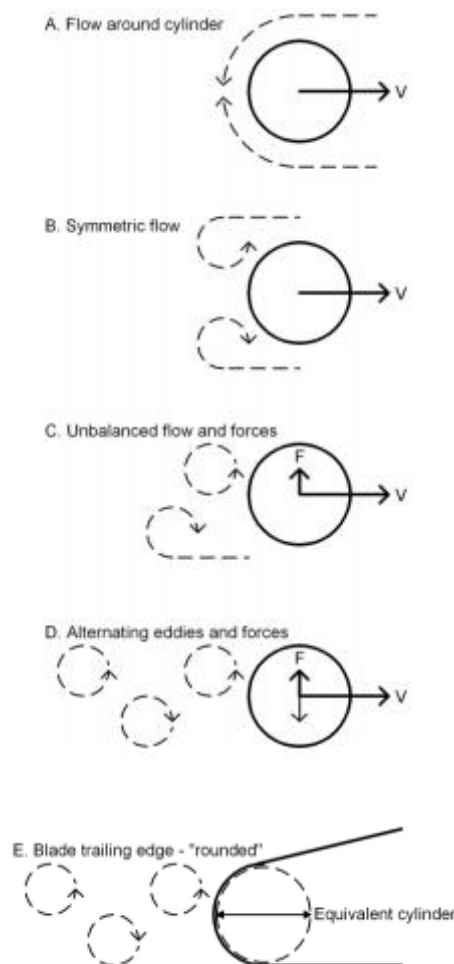


Figura 122: vórtices creados alrededor de distintos cuerpos

El borde de la hélice como el cuerpo de canto

La base del uso de este modelo para el canto de hélices es que un borde final redondeado corresponde al cuerpo circular – un "cilindro equivalente".

Predicción de un posible canto

La frecuencia del tren de vórtices –que deriva en su 'singing' característico– se puede predecir usando un coeficiente adimensional llamado Número de Strouhal:

$$Sn = f * d / v \quad \text{or,} \quad f = Sn * v / d$$

Sn = Strouhal number

f = audible frequency [Hz]

d = effective diameter of rounded trailing edge

v = kinematic viscosity of water

El Número de Strouhal puede estar relacionado con el número local de Reynolds del borde final de diámetro efectivo [Saunders, 1957]. Esta relación se presentó como un gráfico en la referencia.

Se ha sugerido que el rango de frecuencia práctico del canto audible es de aproximadamente 10 a 1200 Hz, aunque el rango audible podría ser tan alto como 12,000 Hz [Saunders, 1957]. Por lo tanto, podemos utilizar el número Reynolds del diámetro de borde efectivo para encontrar el número Strouhal, que a su vez se utiliza para predecir si la frecuencia podría ser audible.

Mitigación del 'singing'

El canto es una función del diámetro y las rpm de la hélice, la velocidad del objeto (en nuestro caso nula por estar fija la turbina) y el tamaño del borde final (espesor) y la "redondez". No podemos hacer mucho sobre el diámetro, las rpm o la velocidad, pero podemos modificar la geometría del borde. Esta ha sido la estrategia para todos los esfuerzos para eliminar el canto. El "borde anti-singing" – un chaflán del borde de arrastre, típicamente en el lado de succión- tiene la intención de evitar la creación de remolinos de flujo curvados separando limpiamente el flujo de la pala. El gráfico siguiente ilustra la geometría deseada de un "borde anti-singing".

Muchas fuentes recomiendan que el borde anti-singing se aplique desde el radio del 40% (0.4R) completamente a la punta [Carlton, 1993]. También se ha observado que la erosión del borde de la hoja es un riesgo si el nuevo borde se hizo demasiado delgado.

REFERENCIAS

Carlton, J.S. and Fitzsimmons, P.A.; "Hydrodynamic aspects of ship propulsion – results of service experience", Transactions IME, Vol. 105, Part 4, 1993.

Saunders, H.E, Hydrodynamics in Ship Design, SNAME, 1957.

<https://hydrocompinc.com/wp-content/uploads/documents/HC138-SingingPropellers.pdf>

ANEXO 9: Criterios de selección de componentes estándar

Para la selección de los componentes estándar se tuvieron en cuenta dos premisas fundamentales: la disponibilidad en el mercado local y la utilización de medidas/dimensiones comerciales, a los efectos de garantizar el mantenimiento de la turbina disminuyendo costos y tiempos que suponen los repuestos importados o de dimensiones especiales.

Los componentes fueron seleccionados a partir de los catálogos de las siguientes empresas:

- Rodamientos: SKF
- Acero inoxidable: Inoeste S.A

- O-Ring: Parker
- Retenes: DBH
- Rótulas: Rod Ends – SKF
- Caja porta rodamientos: PIAZ
- Correas: Gates
- Malla metal desplegado: Ladesa
- Chavetas: OPAC

ANEXO 10: Cálculos adicionales

Cálculo de fuerza de izaje

A continuación, se detalla el proceso de cálculo de las fuerzas intervinientes en el levantamiento de la reja anti- empalizada, a los efectos de saber el peso que deberá elevar el operario para realizar la limpieza mecánica del sistema.

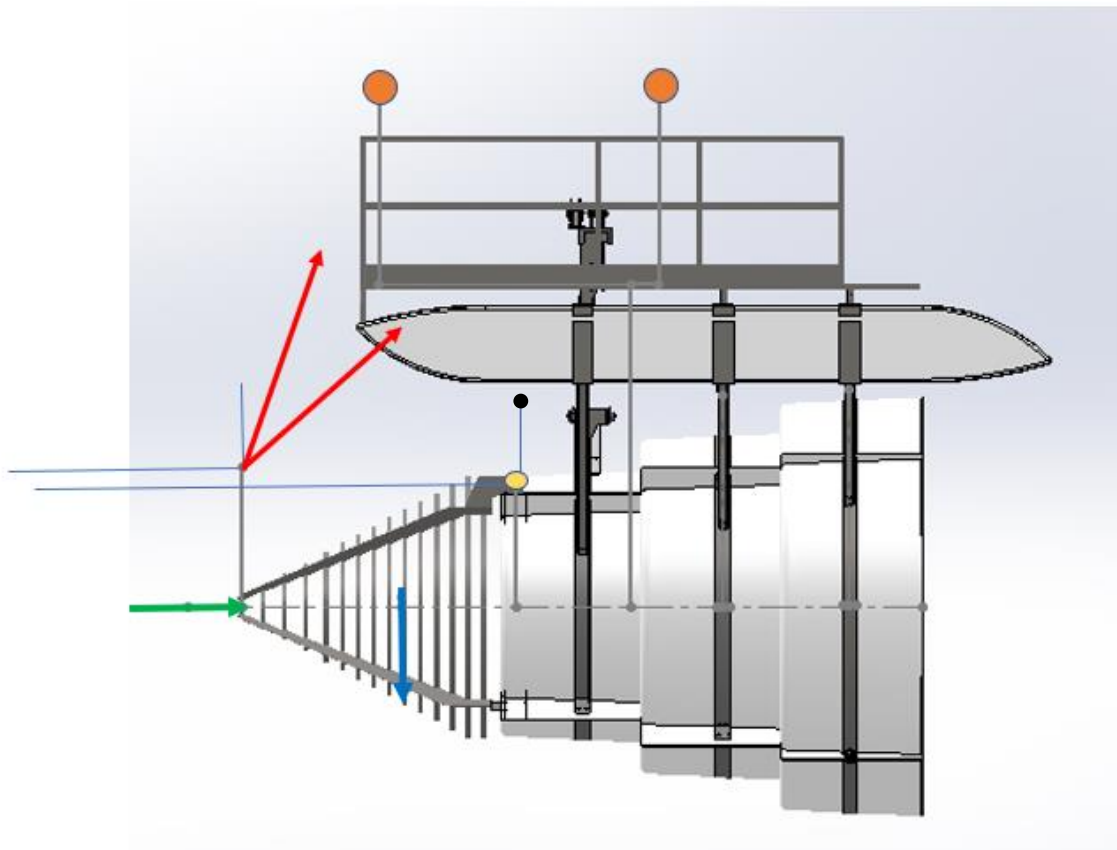


Figura 123: fuerzas intervinientes en el izaje

La flecha verde indica la fuerza de empuje del agua sobre la jaula, la cual se considerará nula al momento de calcular. A su vez, la flecha celeste corresponde al peso propio de la jaula aplicado sobre su centro de gravedad; mientras que las flechas rojas corresponden a la fuerza que deberá igualar el operario para elevar la estructura (se graficaron con dos ángulos distintos, $42,23^\circ$ y $70,15^\circ$, pero en los cálculos se detalla el valor que arroja la menor fuerza resultante, en este caso el primer ángulo mencionado, además el segundo ángulo es erróneo considerarlo en el plano mostrado ya que es un ángulo espacial en diagonal,

formado entre la línea de izaje y el grillete de la jaula mientras el operario se encuentra en uno de los extremos de las pasarelas longitudinales de la plataforma).

A continuación, se plantea la igualdad de momentos respecto a O (punto amarillo en la imagen), entre el generado por la reja y el que debe imprimir el usuario sobre la línea de izaje para vencer el anteriormente mencionado.

$$M_o = F_E * 0,89115 \text{ m} + 70,827 \text{ kg} * 0,81546 \text{ m} = F_H * \cos \theta * m + F_H * \sin \theta * l$$

Siendo:

θ : Ángulo entre la línea de acción fuerza de izaje y la horizontal = 42,23°

m: Distancia vertical entre O y la línea de aplicación de la fuerza = 108,85 mm

l: Distancia horizontal entre O y la línea de aplicación de la fuerza= 1951,56 mm

c: Distancia entre el centro de gravedad de la reja y el punto de aplicación de la fuerza = 815,46 mm

Del resultado de dicha igualación de momentos se obtiene que la fuerza F_H tiene un valor de 41,48 Kg, lo que resulta un valor factible a ser elevado por un operario.

Cálculo de flotación

Se realizó el cálculo antes mencionado para estimar la profundidad que se sumerge cada pontón, y de esta manera poder saber si el sistema de flotación podrá soportar el resto de la estructura que se cuelga de los mismos.

Se igualan a continuación el peso soportado de la turbina, y el volumen de agua desplazado por la misma; en función de la altura. Vale aclarar que se calculará, para ubicarnos en el lado de la seguridad, sin considerar el aporte que realiza el difusor a la flotación, el cual actúa aliviando el peso a sostener por los pontones.

Los datos son los siguientes:

- Peso a sostener: 600 Kg
- Densidad del agua: 1000 Kg/m³
- Volumen individual de cada pontón: 5 m * 0,45 m * H
- Gravedad: 9,81 m/s²

Igualando el peso y el volumen desplazado

$$600 \text{ (Kg)} * 9,81 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 5 \text{ m} * 0,45 \text{ m} * H * 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 9,81 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

Por lo que resulta $H = 0,27 \text{ m} = 27 \text{ cm}$, pero al considerar que se instalan dos pontones resulta en 13,5 cm; que es la profundidad que se hundirá cada pontón.

Dicha profundidad representa un cuarto de la altura total de cada pontón, por lo que toda la turbina flotará sin problemas.

Verificación estructural plataforma

Normas de diseño

- AISC 360-10 – Specification for Structural Steel Buildings – Load and Resistance Factor Design (LRFD).

Definición de la geometría

El modelo de la plataforma con todas las cargas actuantes se realiza en el software STAAD Pro V8i, donde se ingresa la geometría mostrada en la Figura 124, según planos HKT-07-01-PP / HKT-14-PP / HKT-15-PP. Para modelar se establece la grilla de nodos y se conectan con elementos de viga (beams), se asignan vínculos rígidos en los puntos de anclajes a los zunchos de los pontones.

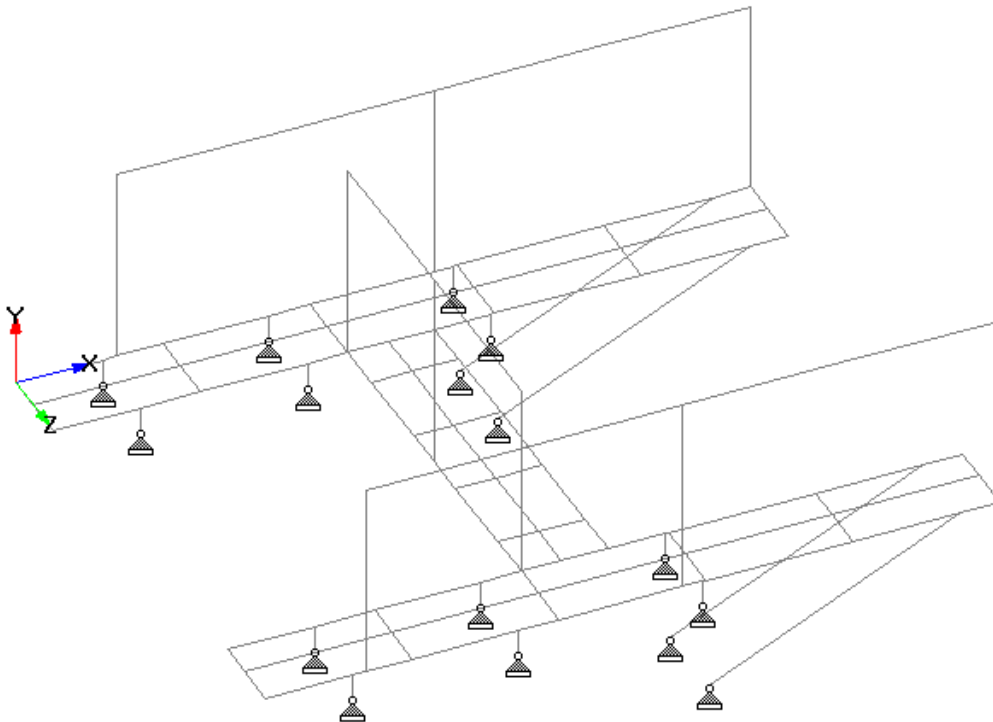


Figura 124: geometría unifilar modelada en Staad Pro V8i

Los esfuerzos admisibles para la verificación son determinados automáticamente por el software bajo los lineamientos de la Especificación AISC 360-10 según el método LRFD.

Tipo de material y sección

Para los miembros creados en el software, se asignan desde las librerías de perfiles para Acero laminado en caliente (European profiles/Angle), el tamaño 40x40x3mm para toda la estructura; las propiedades mecánicas características del material usado se muestran en la tabla a continuación:

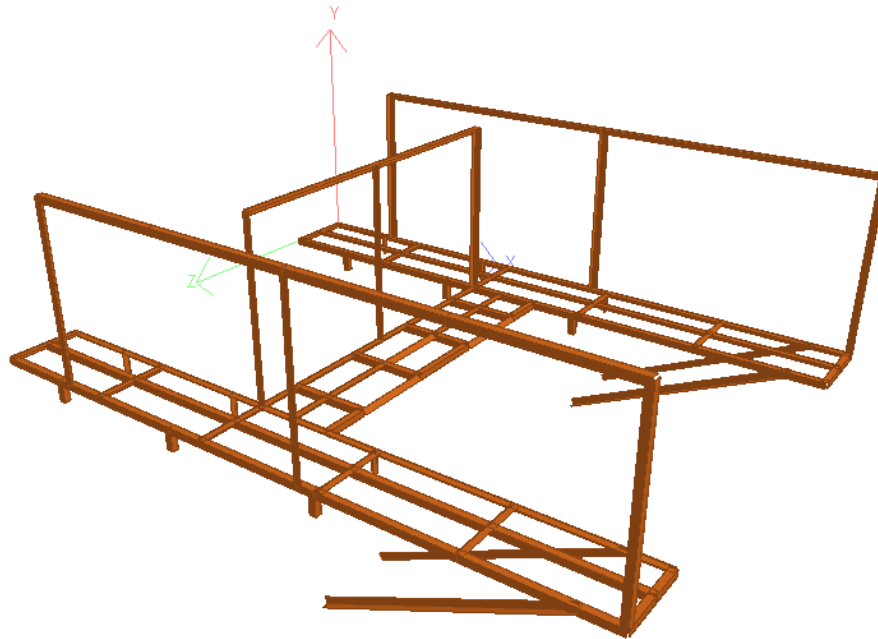


Figura 125: render de la geometría y perfiles cargada en Staad Pro V8i

PROPIEDADES DE MATERIALES		
Propiedad	Símbolo	Perfiles
Material	-	ASTM A36
Límite de fluencia mínima, MPa	Sy	250
Resistencia a la tracción, MPa	Su	400
Módulo de elasticidad longitudinal, GPa	E	200

Tabla 22: datos del material de perfiles

Definición y asignación de cargas

En vistas a que no aplican para la estructura cargas de nieve, sismo, viento (no es preponderante) ni sobrecargas operativas, y bajo las condiciones en que se encuentra la plataforma en servicio se consideran las siguientes cargas aplicadas:

- Peso propio de la estructura (P_p), mayorado en un 3% por considerar el peso de la malla de metal desplegado que no se modela en el software.
- Peso de un individuo (P_i) de **100 kg** considerado apoyado sobre los puntos más desfavorables en la estructura (extremos de las pasarelas longitudinales cercanos al sistema antiempalizada, durante maniobras de limpieza mecánica de la jaula, y punto medio de la pasarela transversal ante maniobras de mantenimiento en el generador eléctrico).

Como combinaciones de carga se considera la simultaneidad de las 2 anteriores, teniendo en cuenta los casos de ubicación de la persona de manera separada; se resumen en la siguiente tabla (P_{i1} ubicada en extremo pasarela longitudinal derecha / P_{i2} ubicada en punto medio pasarela transversal / P_{i3} ubicada en extremo pasarela longitudinal izquierda):

COMBINACIONES DE CARGA			
Nombre	L/C (STAAD.Pro)	Tipo	Combinación
CC1	4	Servicio	Pp + Pi1
CC2	7	Servicio	Pp + Pi2
CC3	8	Servicio	Pp + Pi3

Tabla 23: combinaciones de carga consideradas en servicio

Verificación de secciones

La verificación de las secciones estructurales de la plataforma se realiza con el software STAAD.Pro V8i, bajo los lineamientos de la Especificación AISC 360-10 – Specification for Structural Steel Buildings – LRFD. Para ello el software reconoce el tipo de esfuerzo en cada miembro e investiga el cumplimiento de la siguiente relación (ratio) para determinar la aprobación o no del código estructural adoptado:

$$RI = \text{Solicitud máxima miembro} / \text{Solicitud admisible} \leq 1,0$$

En la siguiente tabla se resume los resultados de la verificación, bajo las condiciones modeladas:

Beam	Analysis Property	Design Property	Actual Ratio	Allo wabl e Ratio	Normaliz ed Ratio (Actual/ Allowabl e)	Clause	L/C	Ax cm2	Iz cm4	Iy cm4	Ix cm4
1	L40X40X3	L40X40X3	0.011	1.000	0.011	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
2	L40X40X3	L40X40X3	0.013	1.000	0.013	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071
3	L40X40X3	L40X40X3	0.014	1.000	0.014	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
4	L40X40X3	L40X40X3	0.011	1.000	0.011	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
5	L40X40X3	L40X40X3	0.045	1.000	0.045	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
6	L40X40X3	L40X40X3	0.042	1.000	0.042	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
7	L40X40X3	L40X40X3	0.044	1.000	0.044	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
8	L40X40X3	L40X40X3	0.044	1.000	0.044	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
9	L40X40X3	L40X40X3	0.033	1.000	0.033	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
10	L40X40X3	L40X40X3	0.048	1.000	0.048	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071
11	L40X40X3	L40X40X3	0.324	1.000	0.324	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071
12	L40X40X3	L40X40X3	0.178	1.000	0.178	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
13	L40X40X3	L40X40X3	0.351	1.000	0.351	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
14	L40X40X3	L40X40X3	0.164	1.000	0.164	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
15	L40X40X3	L40X40X3	0.121	1.000	0.121	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
16	L40X40X3	L40X40X3	0.151	1.000	0.151	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
17	L40X40X3	L40X40X3	0.042	1.000	0.042	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
18	L40X40X3	L40X40X3	0.044	1.000	0.044	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071
19	L40X40X3	L40X40X3	0.167	1.000	0.167	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
20	L40X40X3	L40X40X3	0.136	1.000	0.136	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
21	L40X40X3	L40X40X3	0.129	1.000	0.129	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
22	L40X40X3	L40X40X3	0.164	1.000	0.164	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
23	L40X40X3	L40X40X3	0.076	1.000	0.076	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071
24	L40X40X3	L40X40X3	0.054	1.000	0.054	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071

25	L40X40X3	L40X40X3	0.075	1.000	0.075	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
26	L40X40X3	L40X40X3	0.051	1.000	0.051	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
27	L40X40X3	L40X40X3	0.041	1.000	0.041	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
28	L40X40X3	L40X40X3	0.043	1.000	0.043	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071
29	L40X40X3	L40X40X3	0.145	1.000	0.145	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
30	L40X40X3	L40X40X3	0.148	1.000	0.148	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
31	L40X40X3	L40X40X3	0.141	1.000	0.141	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
32	L40X40X3	L40X40X3	0.154	1.000	0.154	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
33	L40X40X3	L40X40X3	0.034	1.000	0.034	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
34	L40X40X3	L40X40X3	0.050	1.000	0.050	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071
35	L40X40X3	L40X40X3	0.547	1.000	0.547	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071
36	L40X40X3	L40X40X3	0.220	1.000	0.220	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
37	L40X40X3	L40X40X3	0.441	1.000	0.441	Eq. H3-8	6	2.350	1.430	5.736	0.071
38	L40X40X3	L40X40X3	0.279	1.000	0.279	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
39	L40X40X3	L40X40X3	0.129	1.000	0.129	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
40	L40X40X3	L40X40X3	0.289	1.000	0.289	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
41	L40X40X3	L40X40X3	0.413	1.000	0.413	Eq. H3-8	7	2.350	1.430	5.736	0.071
42	L40X40X3	L40X40X3	0.147	1.000	0.147	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
43	L40X40X3	L40X40X3	0.092	1.000	0.092	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
44	L40X40X3	L40X40X3	0.181	1.000	0.181	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
45	L40X40X3	L40X40X3	0.406	1.000	0.406	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
46	L40X40X3	L40X40X3	0.406	1.000	0.406	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
47	L40X40X3	L40X40X3	0.393	1.000	0.393	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
48	L40X40X3	L40X40X3	0.392	1.000	0.392	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
49	L40X40X3	L40X40X3	0.391	1.000	0.391	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
50	L40X40X3	L40X40X3	0.396	1.000	0.396	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
51	L40X40X3	L40X40X3	0.178	1.000	0.178	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
52	L40X40X3	L40X40X3	0.107	1.000	0.107	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
53	L40X40X3	L40X40X3	0.206	1.000	0.206	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
54	L40X40X3	L40X40X3	0.050	1.000	0.050	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
55	L40X40X3	L40X40X3	0.160	1.000	0.160	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
56	L40X40X3	L40X40X3	0.175	1.000	0.175	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
57	L40X40X3	L40X40X3	0.233	1.000	0.233	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
58	L40X40X3	L40X40X3	0.239	1.000	0.239	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
59	L40X40X3	L40X40X3	0.180	1.000	0.180	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
60	L40X40X3	L40X40X3	0.233	1.000	0.233	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
61	L40X40X3	L40X40X3	0.075	1.000	0.075	Eq. H1-1b	5	2.350	1.430	5.736	0.071
62	L40X40X3	L40X40X3	0.275	1.000	0.275	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
63	L40X40X3	L40X40X3	0.288	1.000	0.288	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
64	L40X40X3	L40X40X3	0.154	1.000	0.154	Eq. H3-8	7	2.350	1.430	5.736	0.071
65	L40X40X3	L40X40X3	0.219	1.000	0.219	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
66	L40X40X3	L40X40X3	0.173	1.000	0.173	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
67	L40X40X3	L40X40X3	0.206	1.000	0.206	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
68	L40X40X3	L40X40X3	0.651	1.000	0.651	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071

69	L40X40X3	L40X40X3	0.212	1.000	0.212	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
70	L40X40X3	L40X40X3	0.179	1.000	0.179	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
71	L40X40X3	L40X40X3	0.066	1.000	0.066	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
72	L40X40X3	L40X40X3	0.070	1.000	0.070	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
73	L40X40X3	L40X40X3	0.140	1.000	0.140	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
74	L40X40X3	L40X40X3	0.165	1.000	0.165	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
75	L40X40X3	L40X40X3	0.231	1.000	0.231	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
76	L40X40X3	L40X40X3	0.247	1.000	0.247	Eq. H3-8	7	2.350	1.430	5.736	0.071
77	L40X40X3	L40X40X3	0.312	1.000	0.312	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
78	L40X40X3	L40X40X3	0.249	1.000	0.249	Eq. H1-1b	5	2.350	1.430	5.736	0.071
79	L40X40X3	L40X40X3	0.133	1.000	0.133	Eq. H3-8	7	2.350	1.430	5.736	0.071
80	L40X40X3	L40X40X3	0.203	1.000	0.203	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
81	L40X40X3	L40X40X3	0.030	1.000	0.030	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
82	L40X40X3	L40X40X3	0.030	1.000	0.030	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
83	L40X40X3	L40X40X3	0.245	1.000	0.245	Eq. H3-8	7	2.350	1.430	5.736	0.071
84	L40X40X3	L40X40X3	0.554	1.000	0.554	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
85	L40X40X3	L40X40X3	0.608	1.000	0.608	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
86	L40X40X3	L40X40X3	0.565	1.000	0.565	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
87	L40X40X3	L40X40X3	0.242	1.000	0.242	Eq. H3-8	7	2.350	1.430	5.736	0.071
88	L40X40X3	L40X40X3	0.243	1.000	0.243	Eq. H1-1b	7	2.350	1.430	5.736	0.071
89	L40X40X3	L40X40X3	0.382	1.000	0.382	Eq. H3-8	7	2.350	1.430	5.736	0.071
90	L40X40X3	L40X40X3	0.037	1.000	0.037	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
91	L40X40X3	L40X40X3	0.036	1.000	0.036	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
92	L40X40X3	L40X40X3	0.159	1.000	0.159	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
93	L40X40X3	L40X40X3	0.203	1.000	0.203	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
94	L40X40X3	L40X40X3	0.469	1.000	0.469	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071
95	L40X40X3	L40X40X3	0.269	1.000	0.269	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
96	L40X40X3	L40X40X3	0.525	1.000	0.525	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
97	L40X40X3	L40X40X3	0.238	1.000	0.238	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
98	L40X40X3	L40X40X3	0.104	1.000	0.104	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
99	L40X40X3	L40X40X3	0.129	1.000	0.129	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
100	L40X40X3	L40X40X3	0.124	1.000	0.124	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071
101	L40X40X3	L40X40X3	0.110	1.000	0.110	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071
102	L40X40X3	L40X40X3	0.049	1.000	0.049	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
103	L40X40X3	L40X40X3	0.063	1.000	0.063	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071
104	L40X40X3	L40X40X3	0.071	1.000	0.071	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
105	L40X40X3	L40X40X3	0.048	1.000	0.048	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
106	L40X40X3	L40X40X3	0.035	1.000	0.035	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
107	L40X40X3	L40X40X3	0.038	1.000	0.038	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
108	L40X40X3	L40X40X3	0.084	1.000	0.084	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
109	L40X40X3	L40X40X3	0.117	1.000	0.117	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
110	L40X40X3	L40X40X3	0.133	1.000	0.133	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
111	L40X40X3	L40X40X3	0.108	1.000	0.108	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071
112	L40X40X3	L40X40X3	0.141	1.000	0.141	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071

113	L40X40X3	L40X40X3	0.092	1.000	0.092	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071
114	L40X40X3	L40X40X3	0.172	1.000	0.172	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
115	L40X40X3	L40X40X3	0.197	1.000	0.197	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
116	L40X40X3	L40X40X3	0.199	1.000	0.199	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
117	L40X40X3	L40X40X3	0.165	1.000	0.165	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
118	L40X40X3	L40X40X3	0.213	1.000	0.213	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071
119	L40X40X3	L40X40X3	0.187	1.000	0.187	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071
120	L40X40X3	L40X40X3	0.245	1.000	0.245	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
121	L40X40X3	L40X40X3	0.164	1.000	0.164	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
122	L40X40X3	L40X40X3	0.189	1.000	0.189	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
123	L40X40X3	L40X40X3	0.283	1.000	0.283	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
124	L40X40X3	L40X40X3	0.257	1.000	0.257	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071
125	L40X40X3	L40X40X3	0.218	1.000	0.218	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
126	L40X40X3	L40X40X3	0.024	1.000	0.024	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
127	L40X40X3	L40X40X3	0.025	1.000	0.025	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071
128	L40X40X3	L40X40X3	0.121	1.000	0.121	Eq. H1-1b	2	2.350	1.430	5.736	0.071
129	L40X40X3	L40X40X3	0.143	1.000	0.143	Eq. H1-1b	6	2.350	1.430	5.736	0.071
130	L40X40X3	L40X40X3	0.512	1.000	0.512	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071
131	L40X40X3	L40X40X3	0.386	1.000	0.386	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
132	L40X40X3	L40X40X3	0.500	1.000	0.500	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
133	L40X40X3	L40X40X3	0.290	1.000	0.290	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071
134	L40X40X3	L40X40X3	0.475	1.000	0.475	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071
135	L40X40X3	L40X40X3	0.387	1.000	0.387	Eq. H3-8	4	2.350	1.430	5.736	0.071
136	L40X40X3	L40X40X3	0.453	1.000	0.453	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
137	L40X40X3	L40X40X3	0.403	1.000	0.403	Eq. H3-8	8	2.350	1.430	5.736	0.071
138	L40X40X3	L40X40X3	0.132	1.000	0.132	Eq. H1-1b	4	2.350	1.430	5.736	0.071
139	L40X40X3	L40X40X3	0.098	1.000	0.098	Eq. H1-1b	8	2.350	1.430	5.736	0.071

Tabla 24: resultados de diseño discretizados miembro a miembro

Todos los miembros estructurales aprobaron el chequeo. La numeración de miembros (beams) se detalla en la Figura 126 junto con la escala cromática equivalente a la verificación por código de diseño y su distribución en la plataforma modelada.

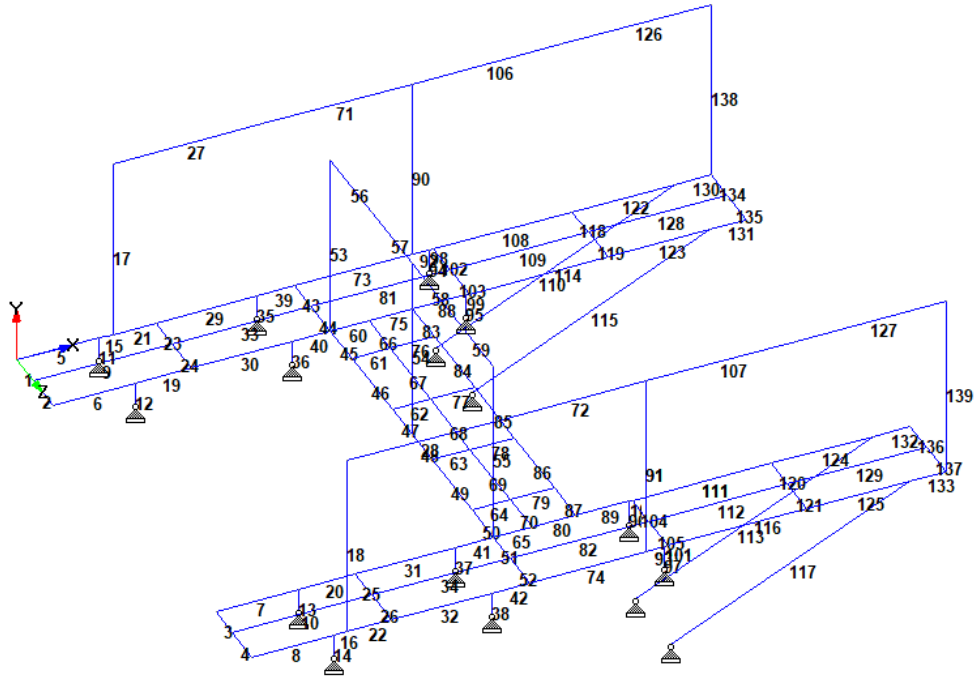


Figura 126: estructura verificada

Las reacciones nodales (fuerzas y momentos) en los vínculos serán las acciones que se transmitirán mediante los puntos de anclaje al sistema de zunchos de los pontones; para los estados de carga básicos se resumen en la siguiente tabla:

Node	L/C	Fuerzas			Moments		
		Fx kg	Fy kg	Fz kg	Mx kg-m	My kg-m	Mz kg-m
7	1 PP	-4.792	6.221	0.103	0.000	0.000	0.000
	2 PI1	-31.154	-11.072	0.011	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	0.244	0.310	0.207	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	0.266	0.009	-0.086	0.000	0.000	0.000
8	1 PP	-4.750	2.468	0.027	0.000	0.000	0.000
	2 PI1	-29.976	-7.790	0.222	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	-1.712	-1.702	0.108	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	-0.337	-0.038	-0.039	0.000	0.000	0.000
9	1 PP	-4.738	2.638	-0.030	0.000	0.000	0.000
	2 PI1	-0.253	-0.011	0.052	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	-1.216	-1.589	-0.117	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	-34.244	-8.776	-0.007	0.000	0.000	0.000
10	1 PP	-4.696	6.073	-0.106	0.000	0.000	0.000
	2 PI1	0.273	0.003	0.093	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	0.097	0.270	-0.222	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	-27.334	-9.715	0.317	0.000	0.000	0.000
25	1 PP	-7.497	2.175	0.034	0.000	0.000	0.000
	2 PI1	-53.277	1.835	0.075	0.000	0.000	0.000

	5 Pi2	-6.112	-7.042	0.053	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	0.724	0.213	-0.017	0.000	0.000	0.000
26	1 PP	3.194	12.967	0.002	0.000	0.000	0.000
	2 Pi1	-43.111	1.676	0.014	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	33.846	37.118	0.137	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	-0.938	-0.255	-0.023	0.000	0.000	0.000
27	1 PP	2.981	13.009	-0.003	0.000	0.000	0.000
	2 Pi1	-0.720	-0.182	0.044	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	33.420	36.573	-0.131	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	-48.923	2.163	0.033	0.000	0.000	0.000
28	1 PP	-7.373	2.078	-0.035	0.000	0.000	0.000
	2 Pi1	0.740	0.176	0.039	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	-6.069	-6.746	-0.046	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	-47.240	1.316	-0.021	0.000	0.000	0.000
67	1 PP	-6.231	11.280	-0.317	0.000	0.000	0.000
	2 Pi1	-45.864	3.970	-0.796	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	0.708	-1.353	-1.484	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	0.685	0.113	0.692	0.000	0.000	0.000
68	1 PP	-7.205	10.514	0.093	0.000	0.000	0.000
	2 Pi1	-44.847	-0.776	1.106	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	-25.822	23.399	1.811	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	-1.503	-0.121	0.607	0.000	0.000	0.000
69	1 PP	-7.257	10.816	-0.085	0.000	0.000	0.000
	2 Pi1	-1.224	-0.057	-0.427	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	-25.397	23.407	-1.799	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	-51.039	-1.588	-1.476	0.000	0.000	0.000
70	1 PP	-6.176	11.006	0.319	0.000	0.000	0.000
	2 Pi1	0.677	0.006	-0.502	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	0.520	-1.302	1.482	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	-40.005	4.016	0.196	0.000	0.000	0.000
81	1 PP	18.190	9.563	-0.003	0.000	0.000	0.000
	2 Pi1	132.142	59.933	-0.021	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	-0.135	-0.064	-0.009	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	0.108	0.053	0.004	0.000	0.000	0.000
82	1 PP	9.084	5.480	-0.027	0.000	0.000	0.000
	2 Pi1	116.505	52.242	0.095	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	-1.095	-0.597	0.001	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	-0.007	0.001	0.004	0.000	0.000	0.000
83	1 PP	9.353	5.601	0.026	0.000	0.000	0.000
	2 Pi1	-0.005	0.001	-0.003	0.000	0.000	0.000
	5 Pi2	-1.147	-0.620	-0.001	0.000	0.000	0.000
	6 Pi3	138.726	62.200	-0.155	0.000	0.000	0.000
84	1 PP	17.914	9.434	0.003	0.000	0.000	0.000
	2 Pi1	0.092	0.045	-0.003	0.000	0.000	0.000

5 Pi2	-0.130	-0.062	0.009	0.000	0.000	0.000
6 Pi3	111.062	50.410	-0.029	0.000	0.000	0.000

Tabla 25: reacciones en vínculos de la plataforma, para estados de carga básicos

La numeración de nodos se detalla en la siguiente imagen:

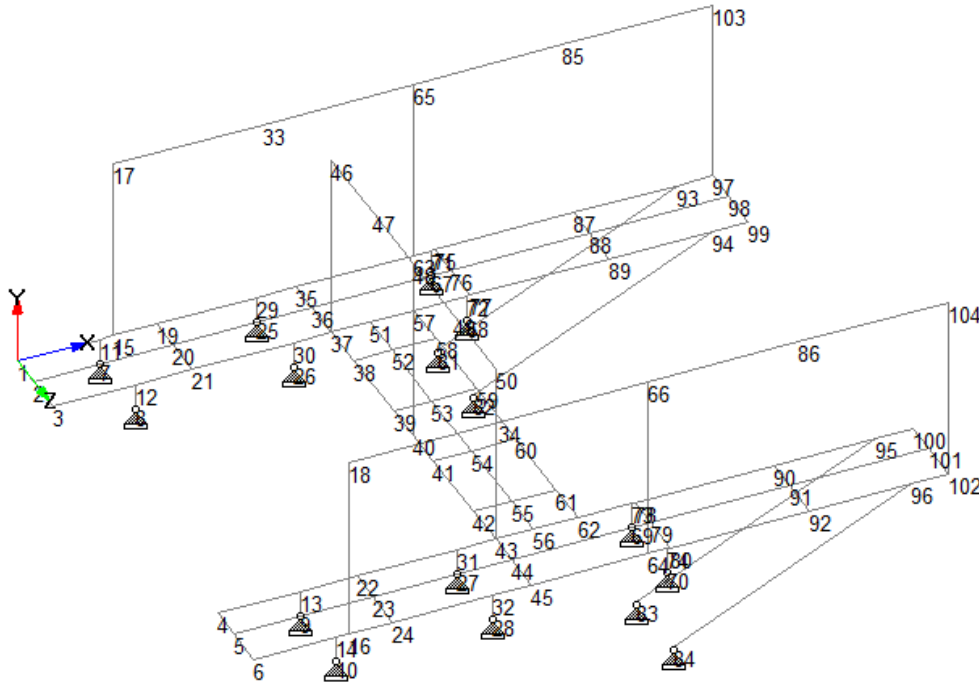


Figura 127: numeración de nodos de la estructura

ANEXO 11: Nomenclatura serie 4 NACA

Las primeras series de perfiles NACA (National Advisory Committee for Aeronautics), las de 4 dígitos, las de 5 dígitos y las de 4/5 dígitos modificadas, se generaron utilizando ecuaciones analíticas que describen la comba (curvatura) de la línea media (línea central geométrica) de la sección de la superficie aerodinámica, así como la distribución del grosor de la sección a lo largo de la superficie aerodinámica.

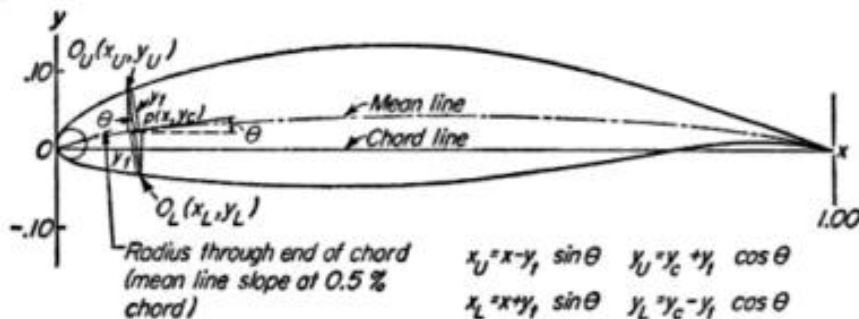


Figura 128: parámetros geométricos construcción NACA airfoils

NACA Four-Digit Series

El primer dígito especifica la comba máxima (m) en porcentaje de la longitud de cuerda (airfoil length), el segundo indica la posición de la máxima comba (p) en décimas de cuerda, y los últimos 2 números proveen el máximo espesor (t) del perfil expresado en porcentaje de la longitud de cuerda.

Por ejemplo, para el perfil usado en nuestra turbina, **NACA 9510**, tenemos un espesor máximo de 10% con una comba de 9% localizada 50% atrás del borde de ataque del perfil (o $0.5 \cdot c$, donde c es la longitud de cuerda, distancia entre leading edge y trailing edge). Utilizando esos parámetros (m, p, y t), se pueden computar las coordenadas para un perfil entero, usando las siguientes relaciones:

1. Elija valores de x desde el borde de ataque al de fuga ($0 \leq x \leq c$).
2. Calcule las coordenadas de la línea de inclinación media usando los valores de m y p en las siguientes ecuaciones para cada una de las coordenadas x.

$$y_c = \frac{m}{p^2}(2px - x^2) \quad \text{from } x = 0 \text{ to } x = p$$

$$y_c = \frac{m}{(1-p)^2}[(1-2p) + 2px - x^2] \quad \text{from } x = p \text{ to } x = c$$

\underline{x} = coordenadas a lo largo de la longitud del perfil.

\underline{y} = coordenadas por encima y por debajo de la línea que se extiende a lo largo de la longitud del álabe (estas son y_t y sea para coordenadas de espesor o y_c para coordenadas de curvatura).

3. Calcular la distribución de espesor sobre y debajo la línea media usando el valor de t en la siguiente ecuación para cada coordenada x seleccionada:

$$\pm y_t = \frac{t}{0.2}(0.2969\sqrt{x} - 0.1260x - 0.3516x^2 + 0.2843x^3 - 0.1015x^4)$$

4. Determinar las coordenadas finales de la superficie superior (x_U, y_U) y de la superficie inferior (x_L, y_L) usando las siguientes relaciones:

$$x_U = x - y_t \sin \theta$$

$$y_U = y_c + y_t \cos \theta$$

$$x_L = x + y_t \sin \theta$$

$$y_L = y_c - y_t \cos \theta$$

where $\theta = \arctan\left(\frac{dy_c}{dx}\right)$

BIBLIOGRAFÍA

- Renewable Energy in Europe Markets, Trends and Technologies - EUROPEAN RENEWABLE ENERGY COUNCIL (EREC)
- <https://www.energias-renovables.com/hidraulica/el-70-del-potencial-hidroelectrico-mundial-continua-20120912>
- José Luis Almazán Gárate. María del Carmen Palomino Monzón. Juan Manuel Paramio Cabrera. Jesús Espinosa Goded. Ingeniería Marítima: Sistemas de Fondeo y Anclaje. Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España.
- Análisis de laminados de materiales compuestos con precarga en su plano y sometidos a impacto” – Shirley Kalamis García Castillo
- Advances and trends in hydrokinetic turbine systems (Lago - 2010)
- Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities (Anyi - 2010)
- Prototype testing of a hydrokinetic turbine based on oscillating hydrofoils (Kinsey - 2011)
- Reliability analysis for hydrokinetic turbine blades (Hu - 2012)
- Technology Evaluation of Existing and Emerging Technologies - Water Current Turbines for River Applications – (Verdant Power)
- Martin O. L. Hansen - Aerodynamics of Wind Turbines (2008, Earthscan)
- Experimental and Numerical Study on Performance of Shrouded Hydrokinetic Turbines (L. A. Gish and G. Hawbaker)
- Effect of shroud on the performance of horizontal axis hydrokinetic turbines (Mohammad Shahsavarifard, EricLouis Bibeau, Vijay Chatoorgoon)
- Fluid Dynamics of Diffuser-Augmented Wind Turbines (Barry L. Gilbert, Richard A. Oman and Kenneth M. Foreman)
- Singing Propellers A HydroComp Technical Report Report 138
- Characteristics of a highly efficient propeller type small wind turbine with a diffuser (Toshio Matsushima, Shinya Takagi, Seiichi Muroyama – 2006)
- Effect of Shroud on the Performance of Horizontal Axis Hydrokinetic Turbines (Mohammad Shahsavarifard – 2015)
- Numerical analysis of a diffuser-augmented hydrokinetic turbine (Gonzalo Tampier, Claudio Troncoso, Federico Zilic – 2017)
- Blade geometry according to Betz and Schmitz (Gasch – 2011)
- A design of a hydrofoil family for current -driven marine- hydrokynetic turbines (Shiu – 2012)
- Design of a hydrokinetic turbine (E. Chica, F. Pérez, A. Rubio-Clemente y S. Agudelo – 2015)
- Design, Manufacture and Prototyping of a Hydrokinetic Turbine Unit for River Application (Nick Oblas - Lehigh University – 2016)
- Design, Modeling, and Prototyping of a Hydrokinetic Turbine Unit for River Application (Jacob Daniel Riglin - Lehigh University – 2016)
- Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review (M. Ishak Yuce, Abdullah Muratoglu – 2015)
- Hydrokinetic energy conversion: Technology, research, and Outlook (Nicholas D. Laws, Brenden P. Epps – 2016)

PLANIMETRÍA

Codificación de planos

La forma de ordenar los planos se dispone de la siguiente manera:

I – 00 – 00 – XX – 00

Donde tenemos, de izquierda a derecha, lo siguiente:

I: Índice del artículo. Es un conjunto de caracteres que refleja alguna característica del dispositivo en cuestión y que comienza con las iniciales del mismo.

Para nuestro caso en particular el índice será siempre: HKT (Hydro-Kinetic Turbine), que son las siglas en inglés para turbina hidrocinética. La elección recae en que es el nombre más difundido comercialmente para la misma.

00: Este par de dígitos se corresponde con el subconjunto en particular que se quiere mostrar. Los cuales se numeran como:

- 01- Sistema anti-empalizada
- 02- Zuncho pontón primer tramo
- 03- Zuncho pontón segundo tramo
- 04- Zuncho pontón tercer tramo
- 05- Difusor
- 06- Rotor
- 07- Sistema de flotación
- 08- Eje intermedio
- 09- Conjunto generador eléctrico
- 10- Plataforma
- 11- Zuncho difusor
- 12- Zuncho superior
- 13- Tensor

00-XX: El análisis de este conjunto alfanumérico se divide en dos partes.

Los números indican el número de pieza que se está mostrando, cuyo valor comienza en 01 y se extiende hasta 99.

A su vez, las letras indican el tipo de plano que se está confeccionado; los cuales pueden ser:

- PE: Plano de ensamblaje
- PP: Plano de pieza

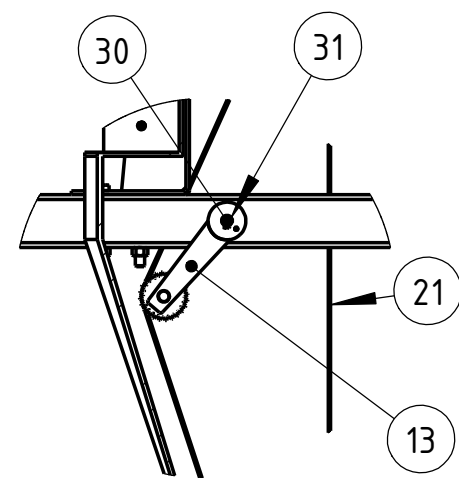
Tomemos entonces, a modo de ejemplo, la codificación para el plano de la pieza 01 del subconjunto sistema de flotación.

HKT – 05 – 01 – PP

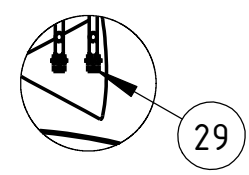
00: Los últimos dos dígitos expresan la ubicación individual de las piezas dentro de un plano de ensamble

HKT – 05 – 01 – PE – 01

En el ejemplo anterior, se trata del plano de la pieza 1, del plano de ensamblaje 01 presente en el subconjunto de flotación

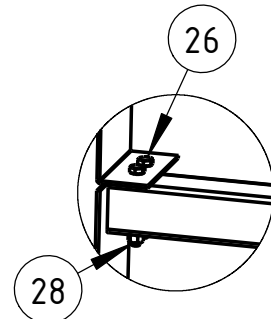
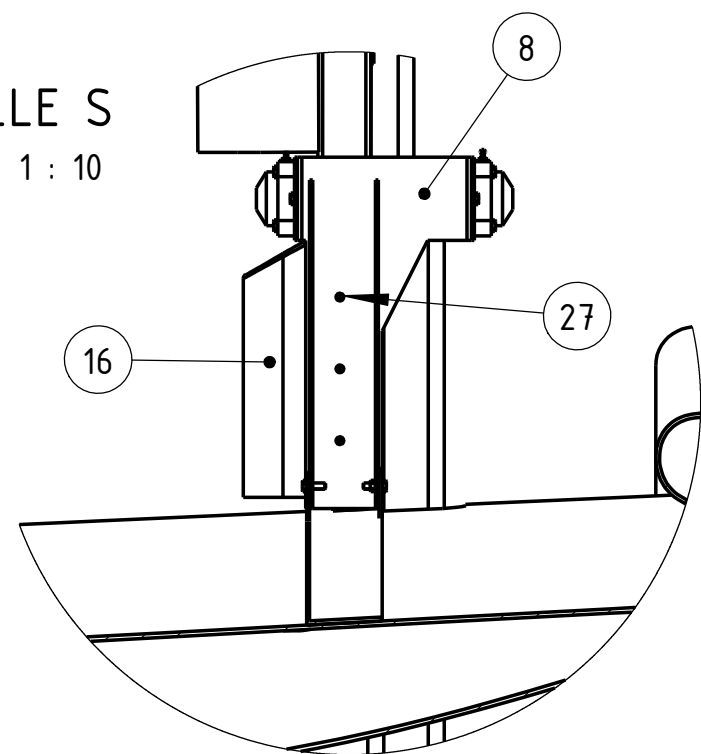


DETALLE K
Elementos en Plano P-P

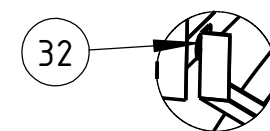
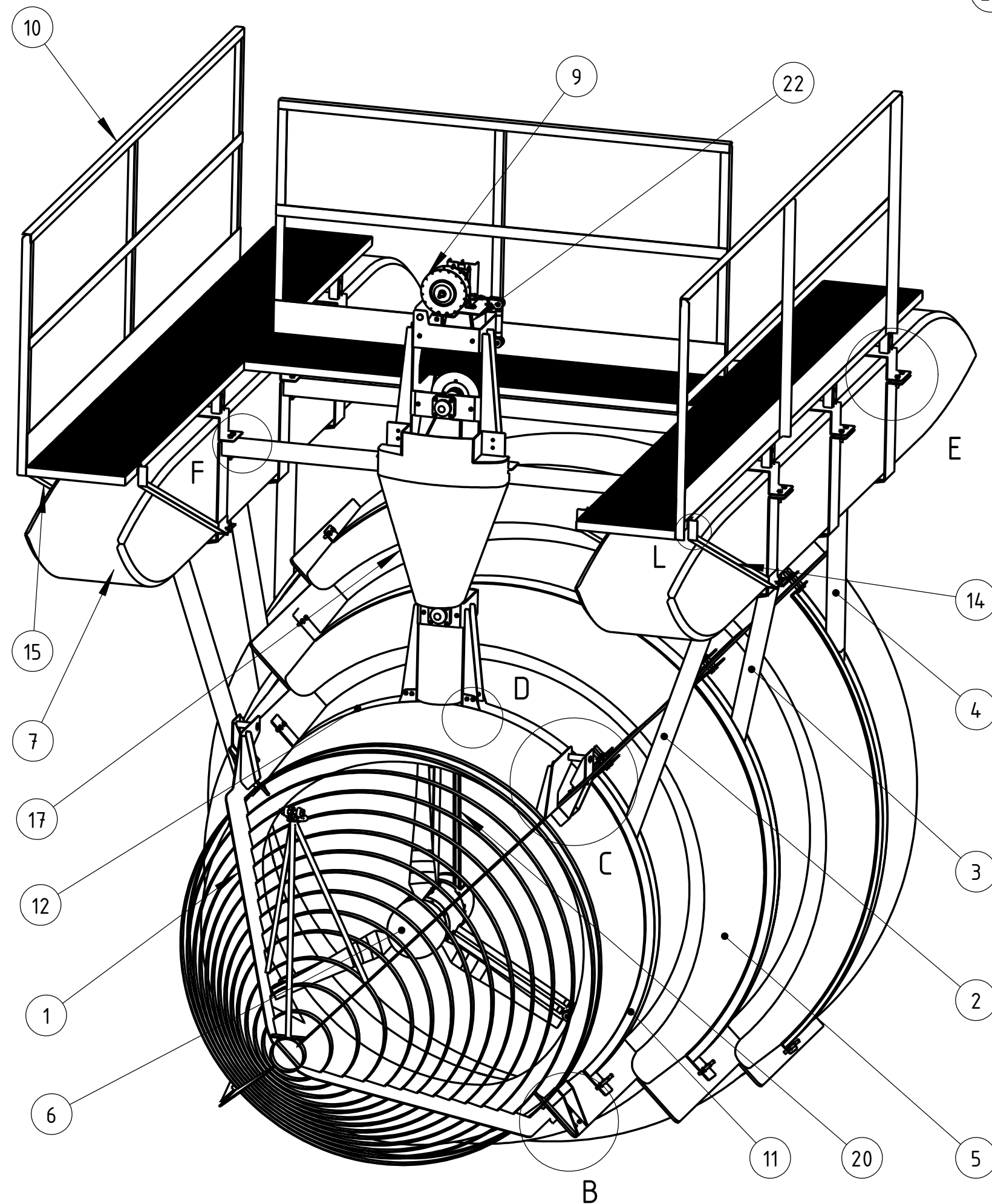
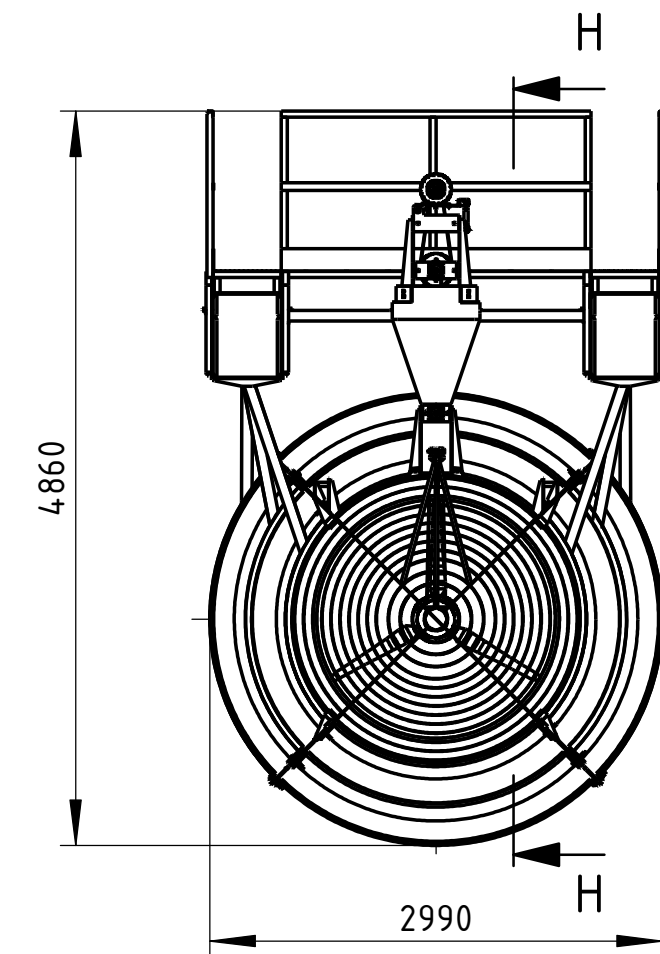
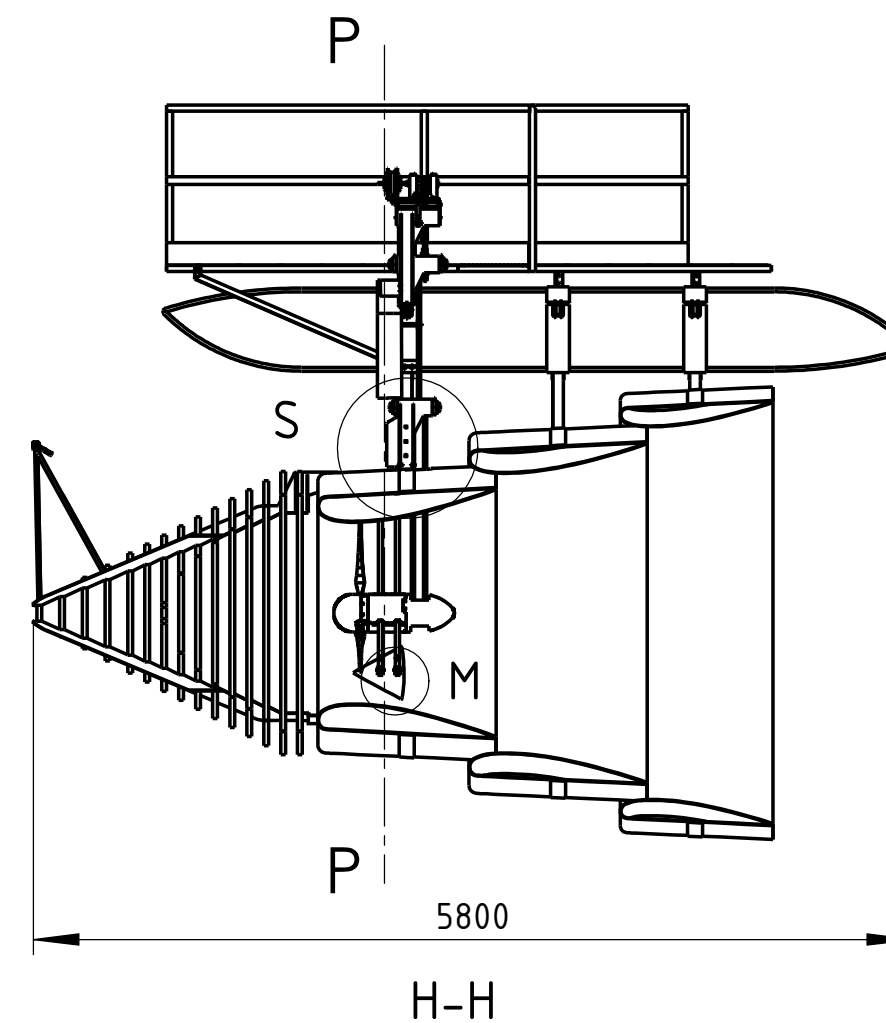


DETALLE M
ESCALA 1 : 25

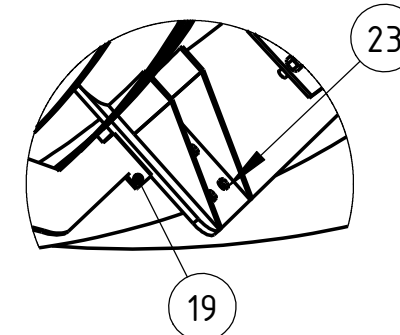
DETALLE S
ESCALA 1 : 10



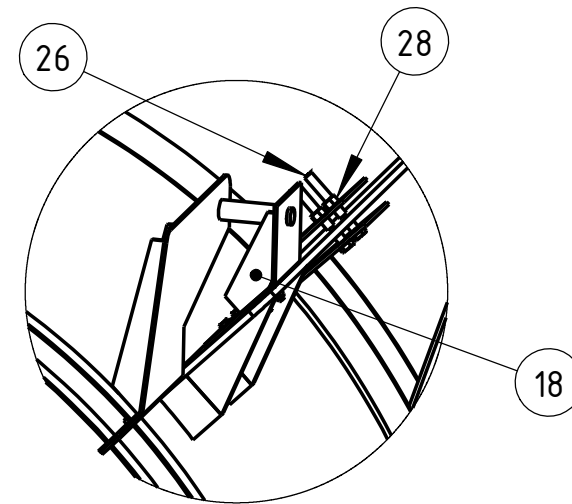
DETALLE F
ESCALA 1 : 10



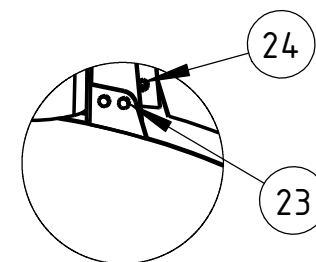
DETALLE L
ESCALA 1 : 10



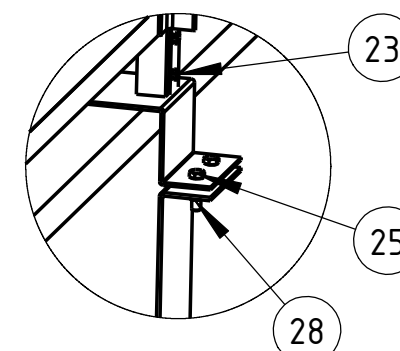
DETALLE B
ESCALA 1 : 10



DETALLE C
ESCALA 1 : 10



DETALLE D
ESCALA 1 : 10

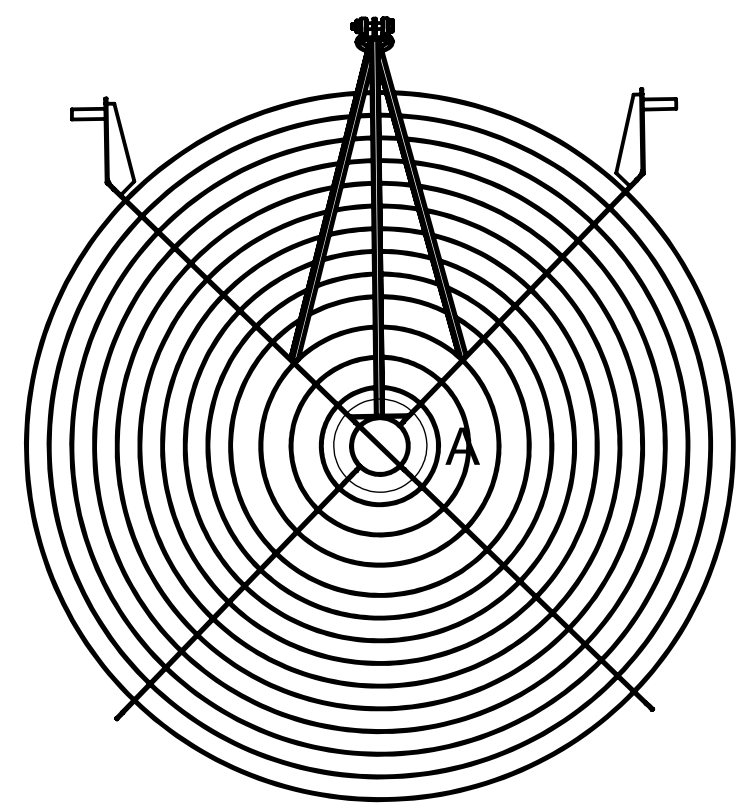
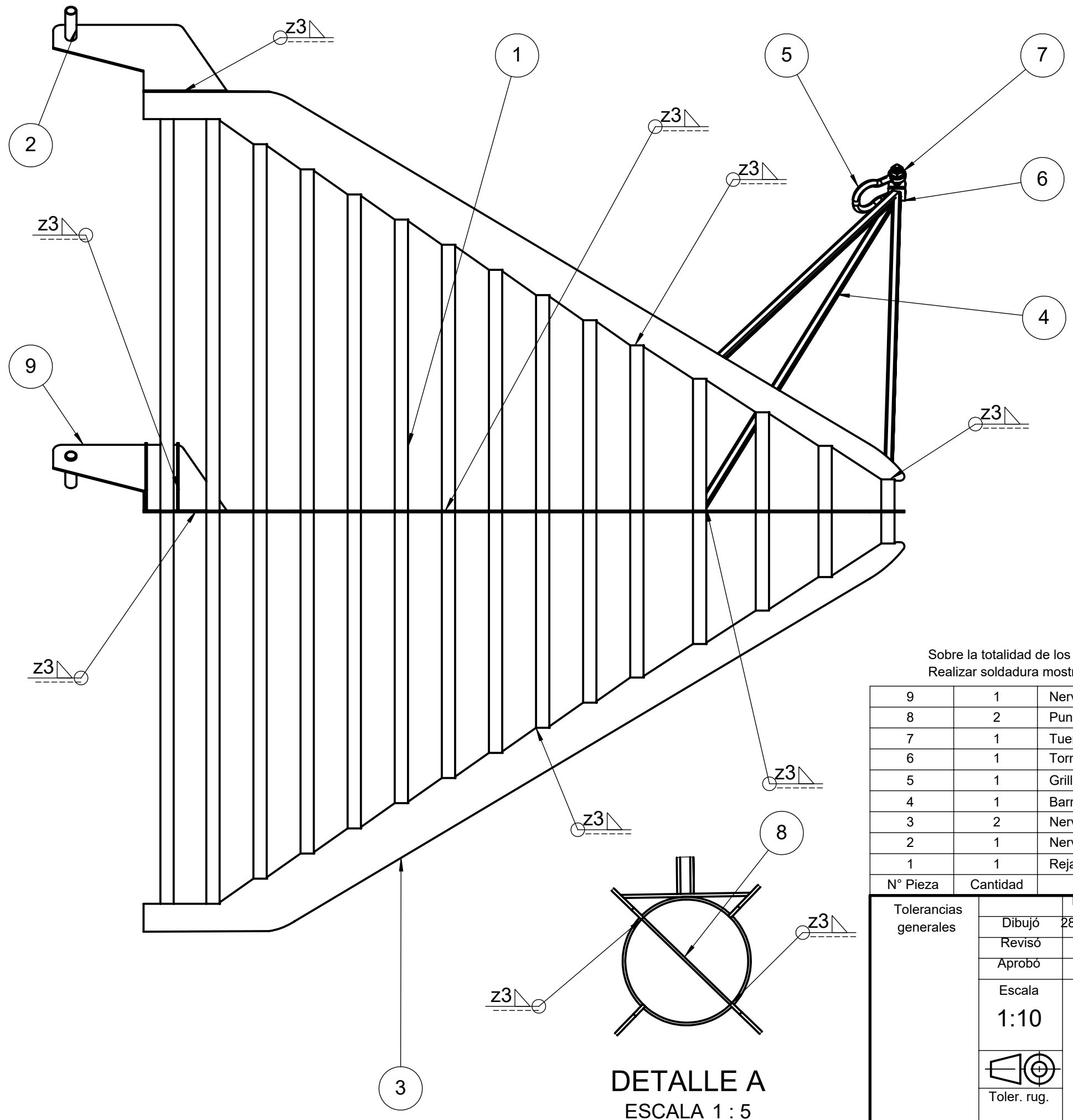


DETALLE E
ESCALA 1 : 10

Peso aproximado: 500 kg

32	8	Arandela plana ANSI B18.22	-	Zincada
31	2	Anillo seeger DIN 471 M12x1,1	-	Zincado
30	1	Pasador tensor	HKT-30-PP	AISI 304
29	12	Tornillo hex. tipo DIN 933 M6x1x25	-	inox
28	52	Tuerca hex. tipo DIN 934 M12x1,75	-	inox
27	10	Tornillo tipo DIN 968 M4x13	-	inox
26	40	Tornillo hex. tipo DIN 933 M12x1,75x110	-	inox
25	12	Tornillo hex. tipo DIN 933 M12x1,75x45	-	inox
24	62	Tuerca hex. tipo DIN 934 M8x1,25	-	inox
23	62	Tornillo hex. tipo DIN 933 M8x1,25x25	-	inox
22	1	Correa tramo 3 8MGT Gates PolyChain	-	poliuretano/L: 1600mm
21	1	Correa tramo 2 8MGT Gates PolyChain	-	poliuretano/L: 2200mm
20	2	Correa tramo 1 8MGT Gates PolyChain	-	poliuretano/L: 3048mm
19	2	Tope inferior sist. antiempalizada	HKT-19-PP	-
18	2	Soporte pivot sist. antiempalizada	HKT-18-PE	AISI 304
17	1	Cubre correa tramo 2	HKT-17-PP	PRFV
16	1	Cubrecorrea tramo 1	HKT-16-PP	PRFV
15	2	Biela soporte extremo plataforma/2	HKT-15-PP	SAE 1020 pintado
14	2	Biela soporte extremo plataforma	HKT-14-PP	SAE 1020 pintado
13	1	Tensor	HKT-13-PE	-
12	6	Zuncho superior difusor	HKT-12-PE	AISI 304
11	6	Zuncho lateral difusor	HKT-11-PE	AISI 304
10	1	Plataforma	HKT-10-PE	SAE 1020 pintado
9	1	Conjunto GE	HKT-09-PE	-
8	1	Eje intermedio	HKT-08-PE	-
7	2	Pontón	HKT-07-PP	PRFV
6	1	Subconjunto rotor	HKT-06-PE	-
5	1	Difusor	HKT-05-PE	PRFV
4	1	Zuncho pontón tramo 3	HKT-04-PE	AISI 304
3	1	Zuncho pontón tramo 2	HKT-03-PE	AISI 304
2	1	Zuncho pontón tramo 1	HKT-02-PE	AISI 304
1	1	Sistema antiempalizada	HKT-01-PE	AISI 304

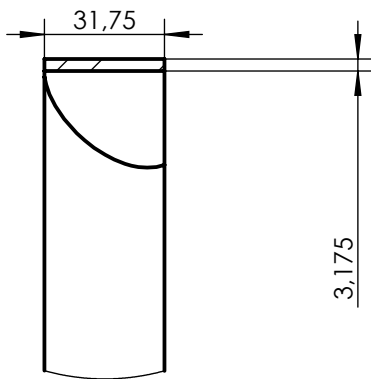
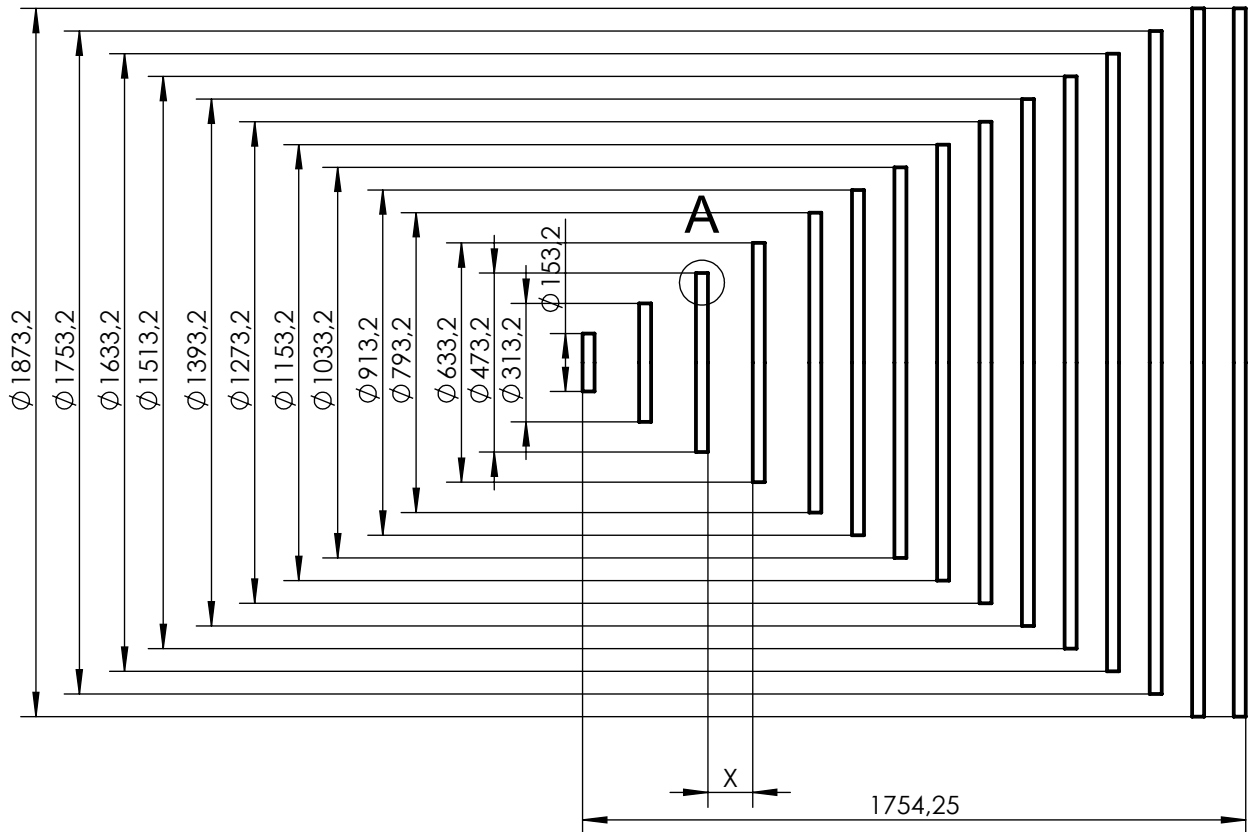
N° pieza	Cantidad	Denominación	Cdgo. de plano	Material
Tolerancias generales				
Dibujó		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Benzi Sebastian Ing. Bórtoli Pablo
Revisó		26/5/2020	Volpe/Zeitler	
Aprobó				
Escala		1:20		UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
Toler. rug.				
Turbina Hidrocinética				Código de plano: HKT-00-PE
				Pág.



Sobre la totalidad de los nervios soporte superior e inferior todas las soldaduras se realizan de la forma indicada
Realizar soldadura mostrada en detalle

9	1	Nervio soporte superior izquierdo	HKT-01-09-PE	AISI 304
8	2	Puntera unión	HKT-01-08-PP	AISI 304
7	1	Tuerca hex. tipo DIN 934 M16x2	-	-
6	1	Tornillo hex. tipo DIN 933 M16x2x44	-	-
5	1	Grillete	-	-
4	1	Barral grillete	HKT-01-04-PE	AISI 304
3	2	Nervio soporte inferior	HKT-01-03-PP	AISI 304
2	1	Nervio soporte superior derecho	HKT-01-02-PP	AISI 304
1	1	Reja	HKT-01-01-PP	AISI 304
N° Pieza	Cantidad	Denominación	Cdgo. de plano	Material/ Observación

Tolerancias generales	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final HKT-01-PE
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:10		Sistema anti empalizada Toler. rug.	
					Pág.



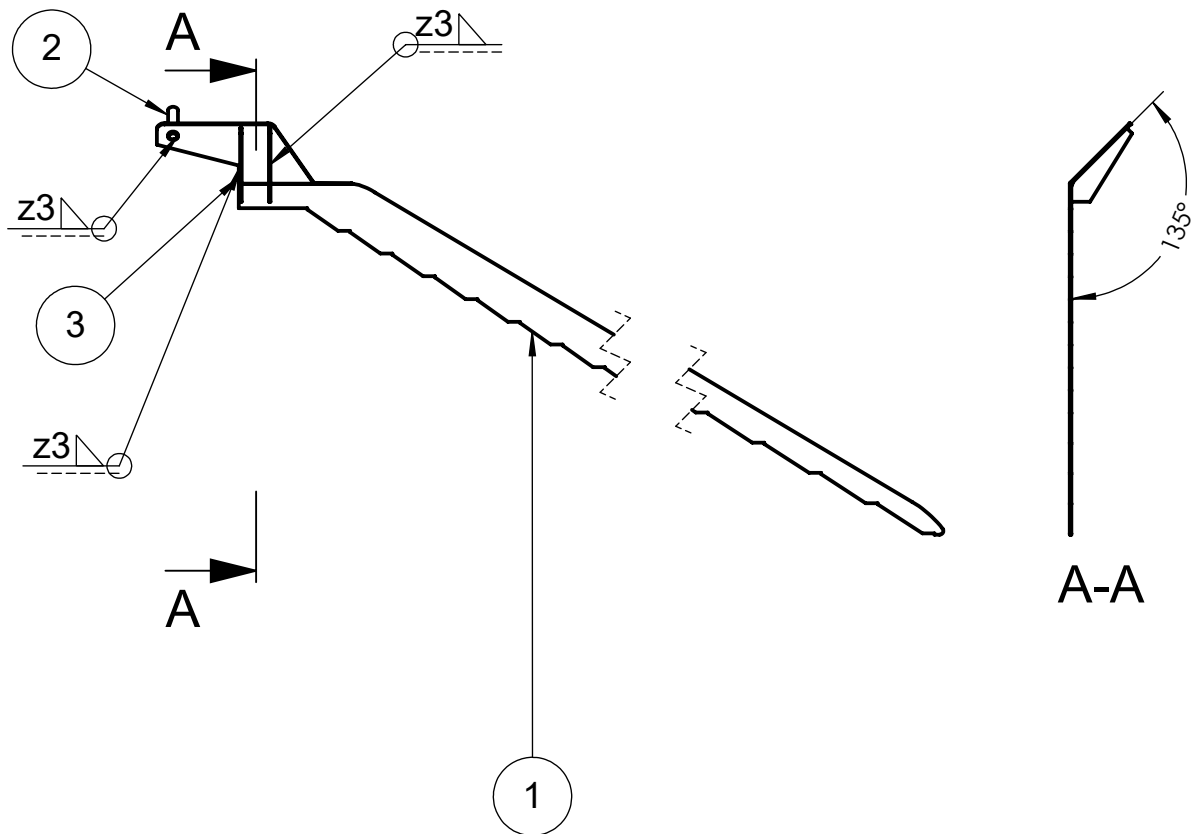
DETALLE A
ESCALA 1 : 2

Las ubicaciones se contabilizan desde los extremos empezando desde la izquierda siguiendo a la derecha


15	5884,5	78
14	5884,5	80
13	5507,5	80
12	5130,5	80
11	5130,5	80
10	4753,5	80
9	4376,5	80
8	3999,5	80
7	3622,5	80
6	3245,5	80
5	2868,5	118
4	2491,5	118
3	2083,5	118
2	1486,5	118
1	983,5	-
N° ubicación	Longitud desarrollo	Distancia sección anterior

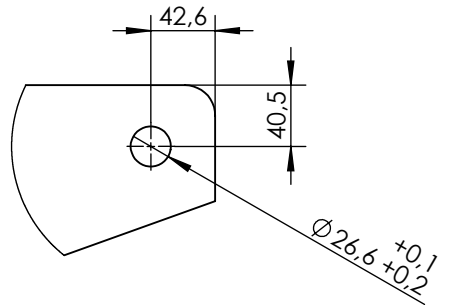
01	1	Reja	42,3 Kg	Planchuela AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-01-01-PP
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:20		Reja	
	Toler. rug.				
					Pág

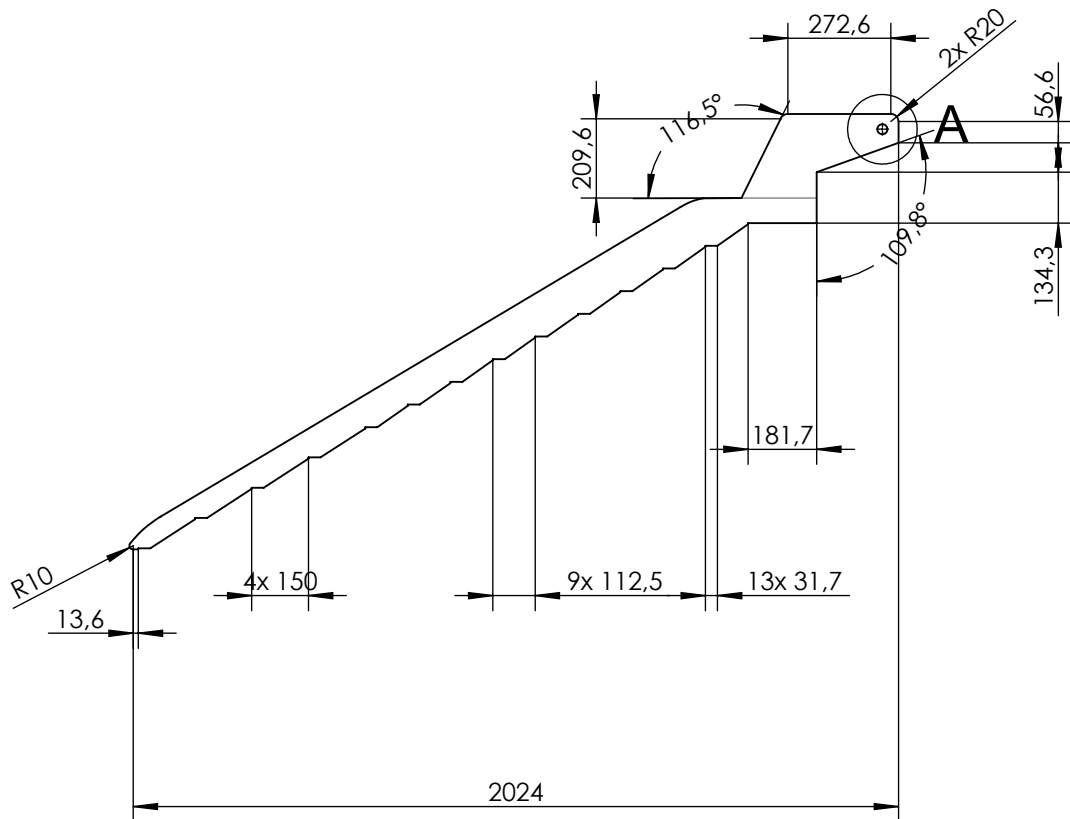


3	2	Cartela	HKT-01-02-PP-03	AISI 304	-
2	1	Pasador	HKT-01-02-PP-02	AISI 304	-
1	1	Chapa soporte	HKT-01-02-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:20			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
		Toler. rug.			
Nervio soporte superior derecho					Pág

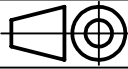


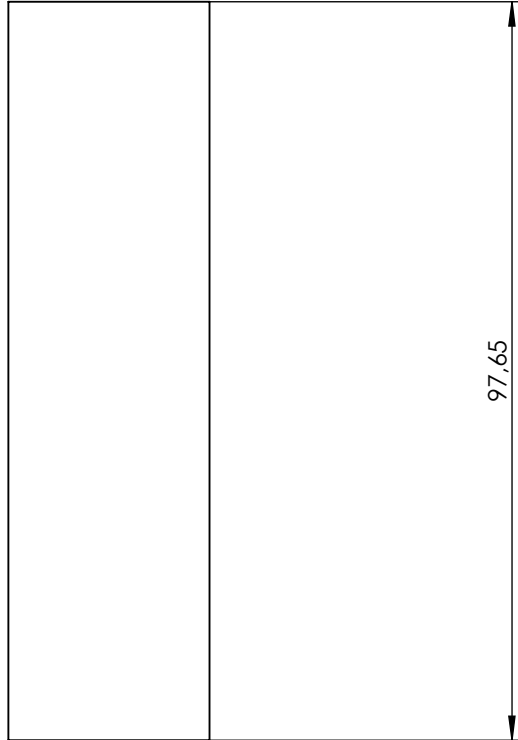
DETALLE A
ESCALA 1 : 5



PLEGADO HACIA ARRIBA 45° R1= 5,76 mm

01	1	Chapa	7,6 Kg	Chapa 4 mm de AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES


Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	17/5/2020	Volpe/ Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-01-02-PP-01
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:20		Chapa soporte	
	 Toler. rug.				
					Pág.

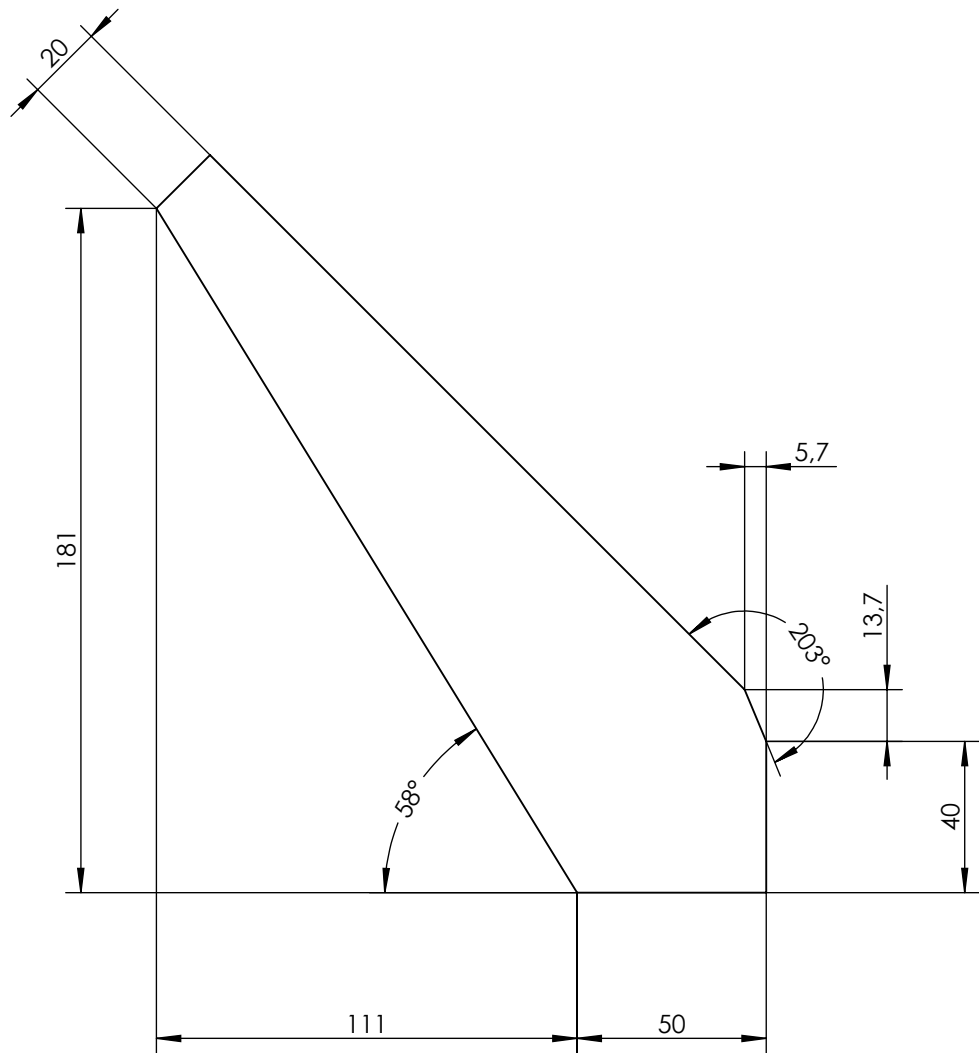


97,65

Caño 3/4" sch 10S AISI 304

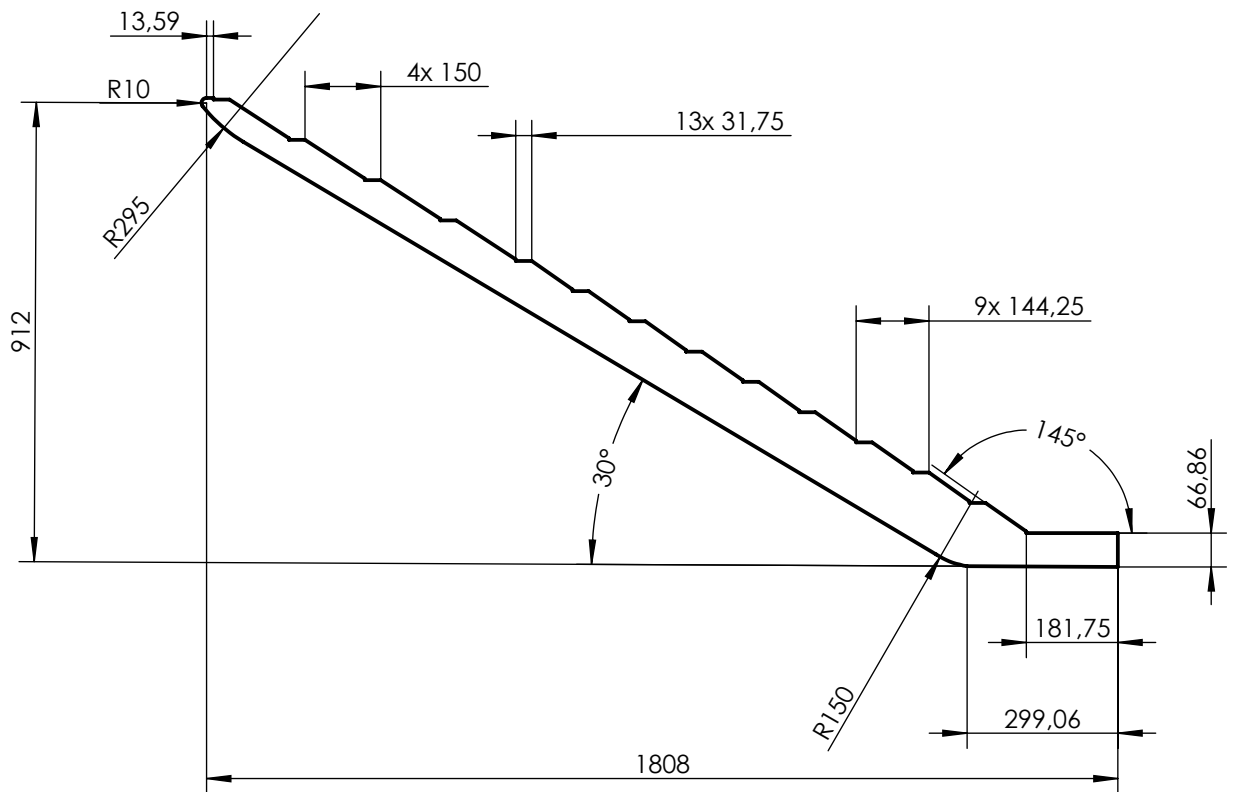
02	1	Pasador	0,12 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares</p>	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian			
	Revisó						
	Aprobó						
	Escala 1:1	Pasador			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final		
					Pasador		
Toler. rug.							



03	2	Cartela	0,33 Kg	Chapa 4 mm de AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

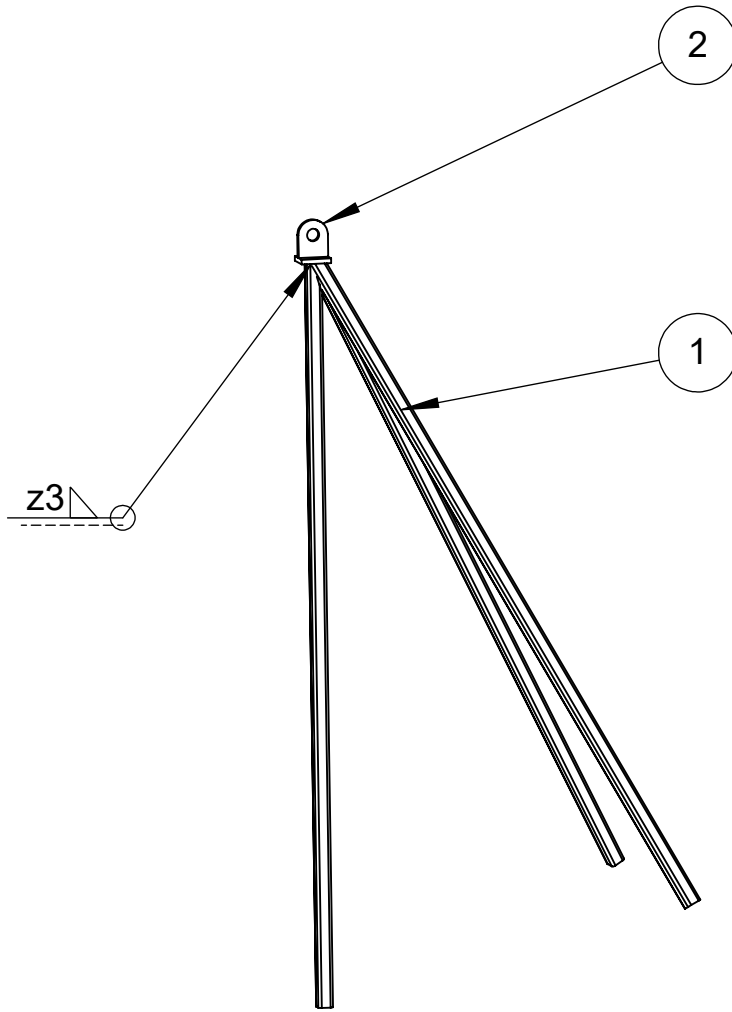
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian		
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Cartela			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
					Código de plano: HKT-01-02-PP-03	
Toler. rug.	Pág.					



Chapa espesor 4 mm

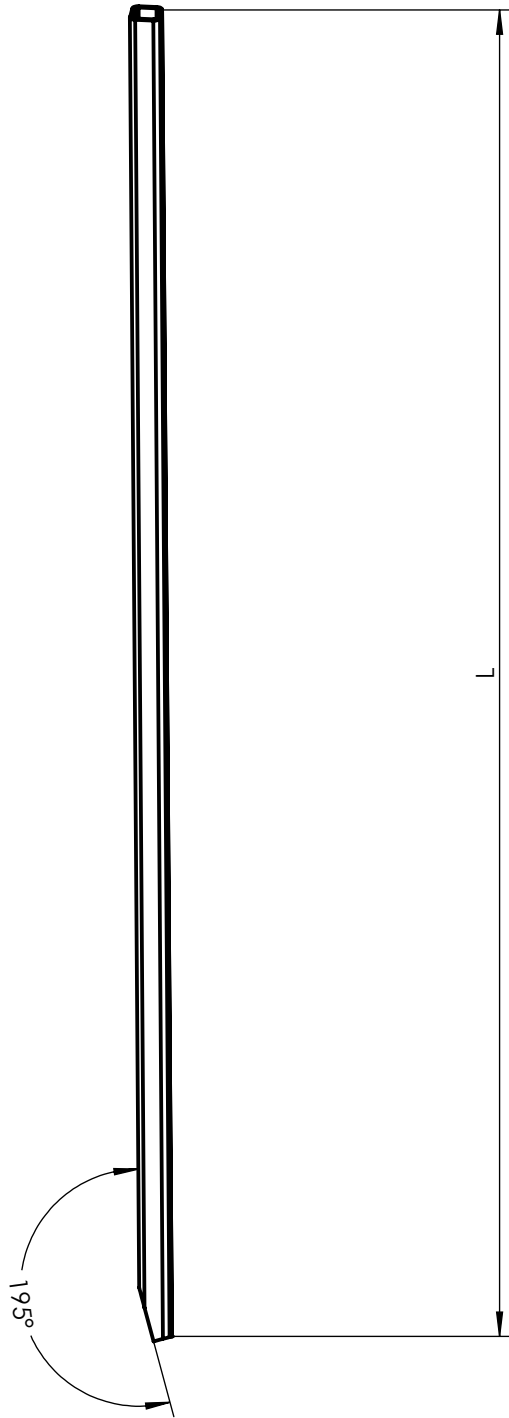
03	4	Nervio soporte inferior	5,78 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-01-03-PP
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:15	Nervio soporte inferior		Pág	
	Toler. rug.				




2	1	Alojamiento	HKT-01-04-PP-02	AISI 304	-
1	1	Soporte	HKT-01-04-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

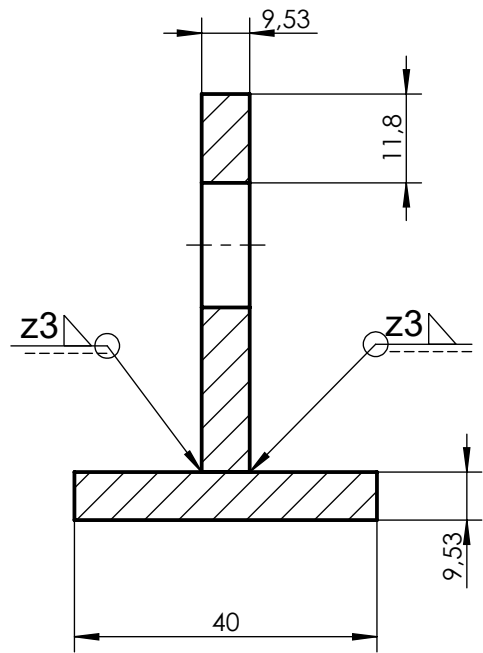
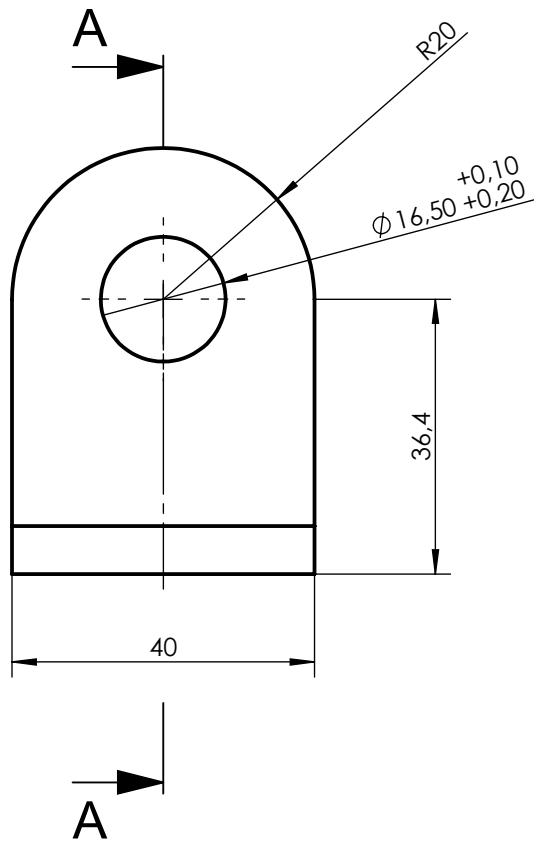
Tolerancias generales	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:1,25			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
		Barral grillete			HKT-01-04-PE
Toler. rug.					Pág.



3	986
2	972
1	994
N°	L

01	3	Soporte	3 Kg	Tubo cuadrado 20x20x2	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES


Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-01-04-PP-01
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:5		Soporte	
	 Toler. rug.				
					Pág.



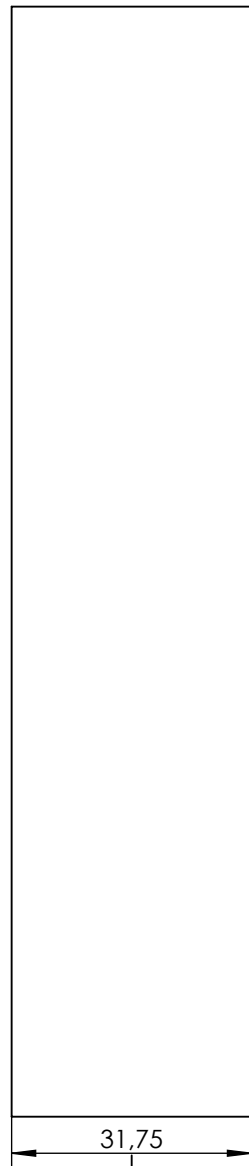
A-A

Nota: Se trata de 2 piezas cortadas por separado y unidas por soldadura

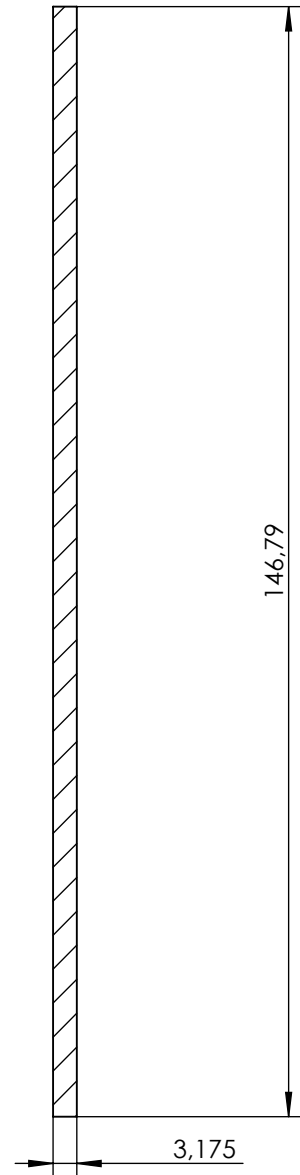
02	1	Alojamiento	0,05 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-01-04-PP-02
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:1	Alojamiento		Pág	
	 Toler. rug.				

A



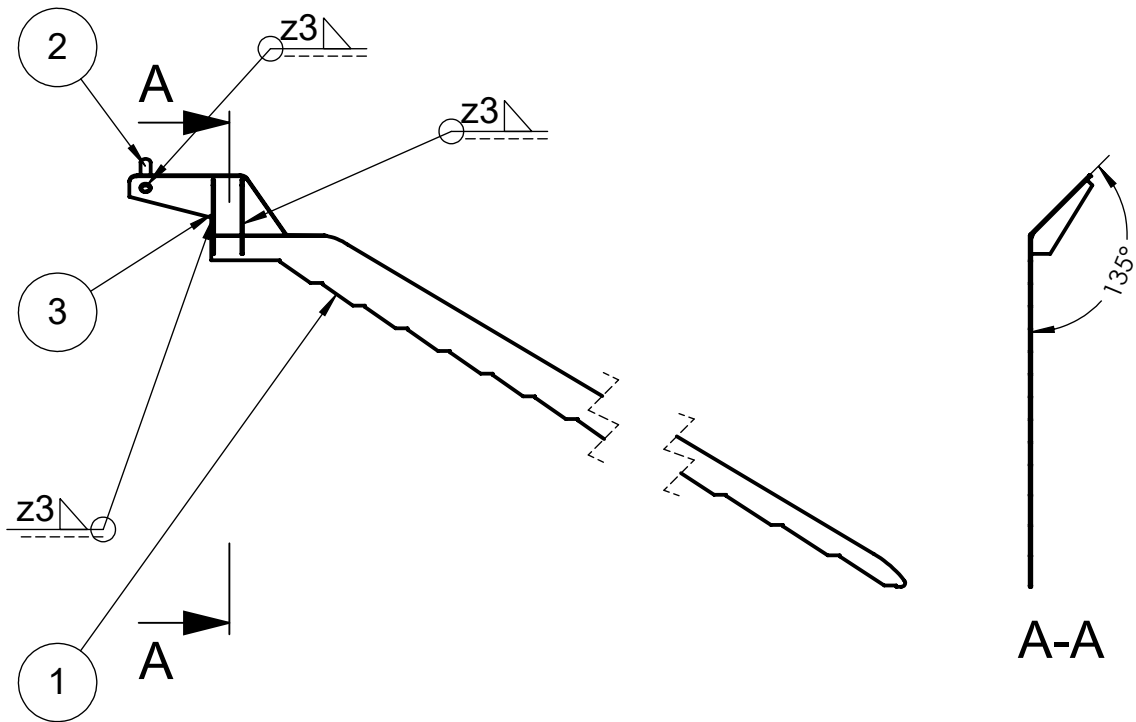
A



A-A

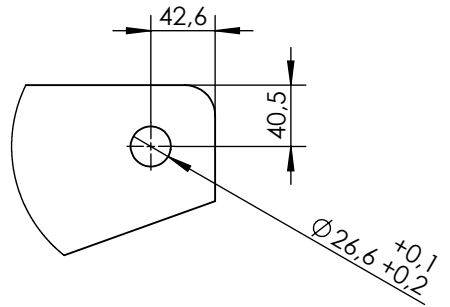
08	2	Puntera unión	0,1 Kg	Chapa 1/8" de AISI 304	-
POS.	CANT	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares</p>	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:1			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	Toler. rug.	Puntera unión			

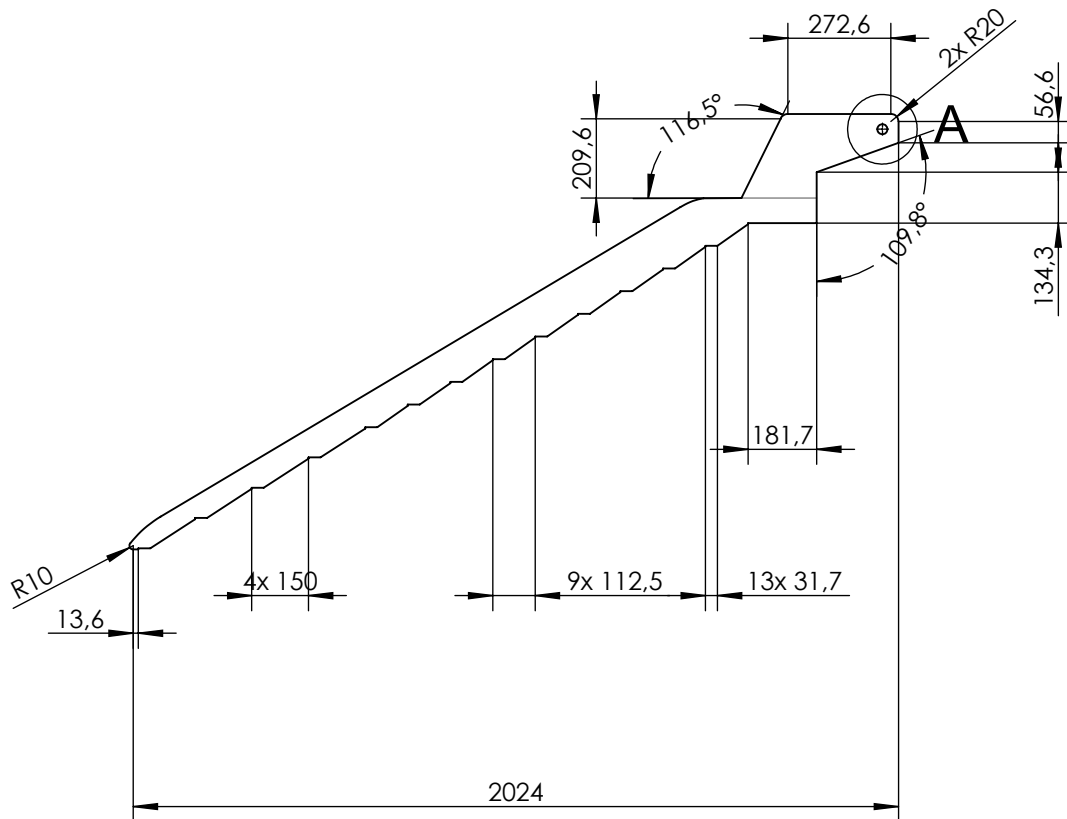


3	2	Cartela	HKT-01-02-PP-03	AISI 304	-
2	1	Pasador	HKT-01-02-PP-02	AISI 304	-
1	1	Chapa	HKT-01-09-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales	Dibujó	17/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:15			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
		Toler. rug.			
Nervio soporte superior izquierdo					Pág.

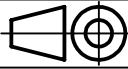


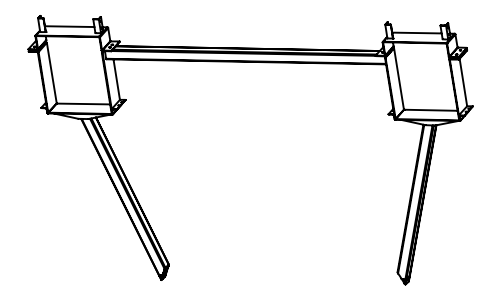
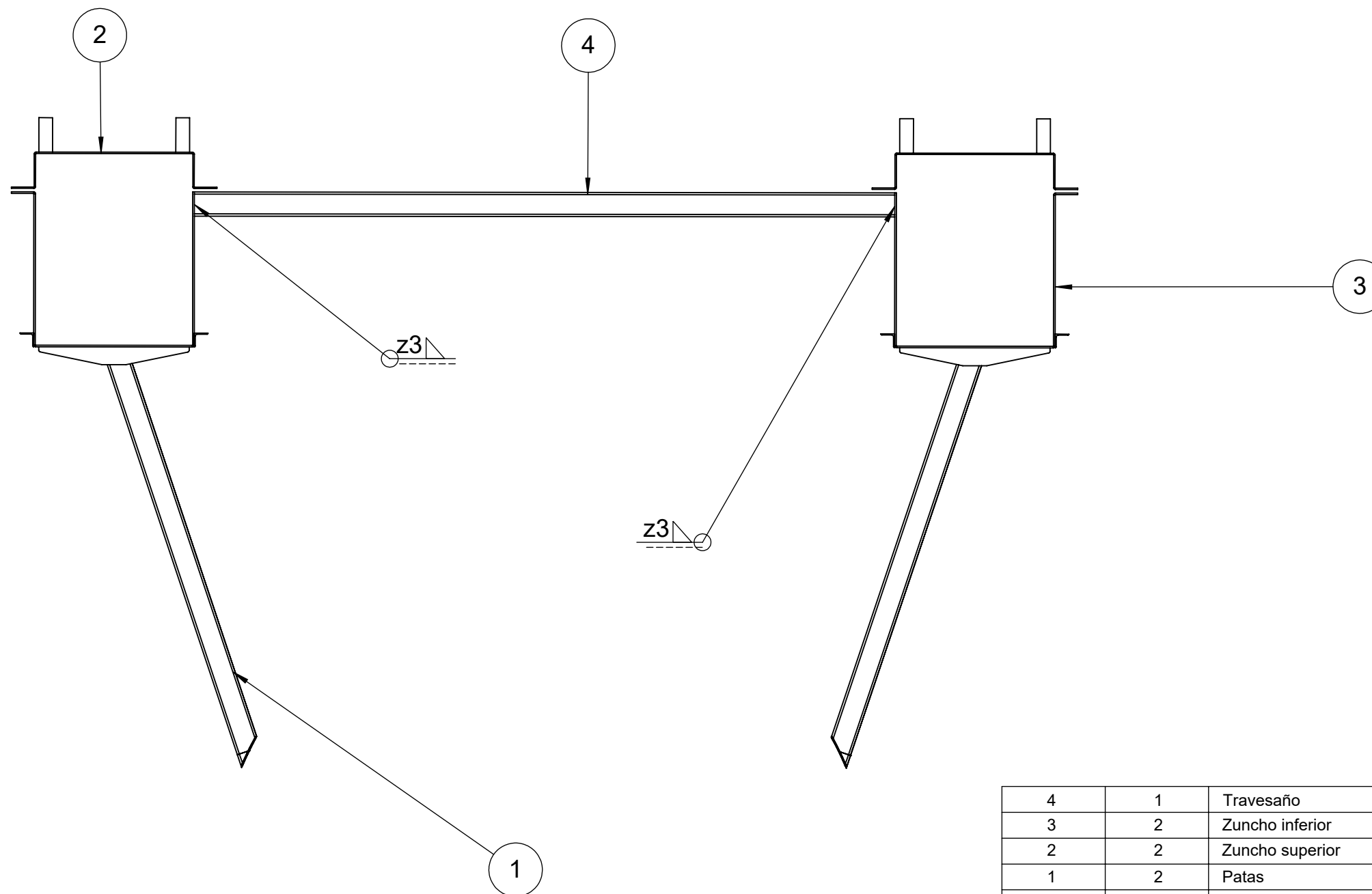
DETALLE A
ESCALA 1 : 5



PLEGADO HACIA ABAJO 45° R1= 5,76 mm

01	1	Chapa	7,6 Kg	Chapa 4 mm de AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

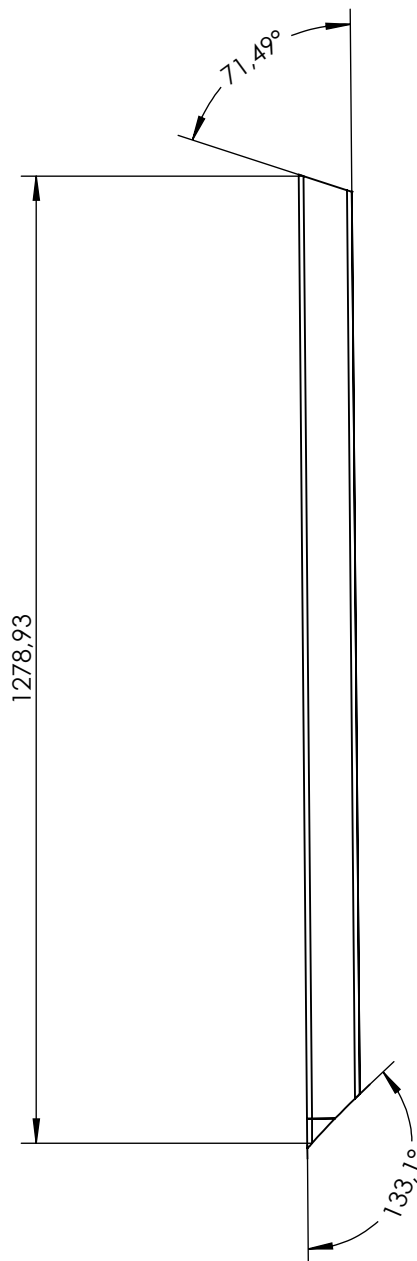
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	17/5/2020	Volpe/ Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-01-09-PP-01
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:20			
	 Toler. rug.	Chapa soporte			




Vista Isométrica

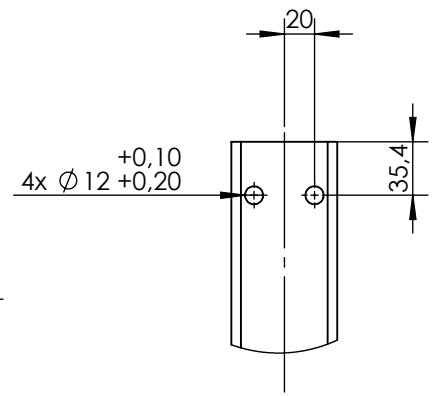
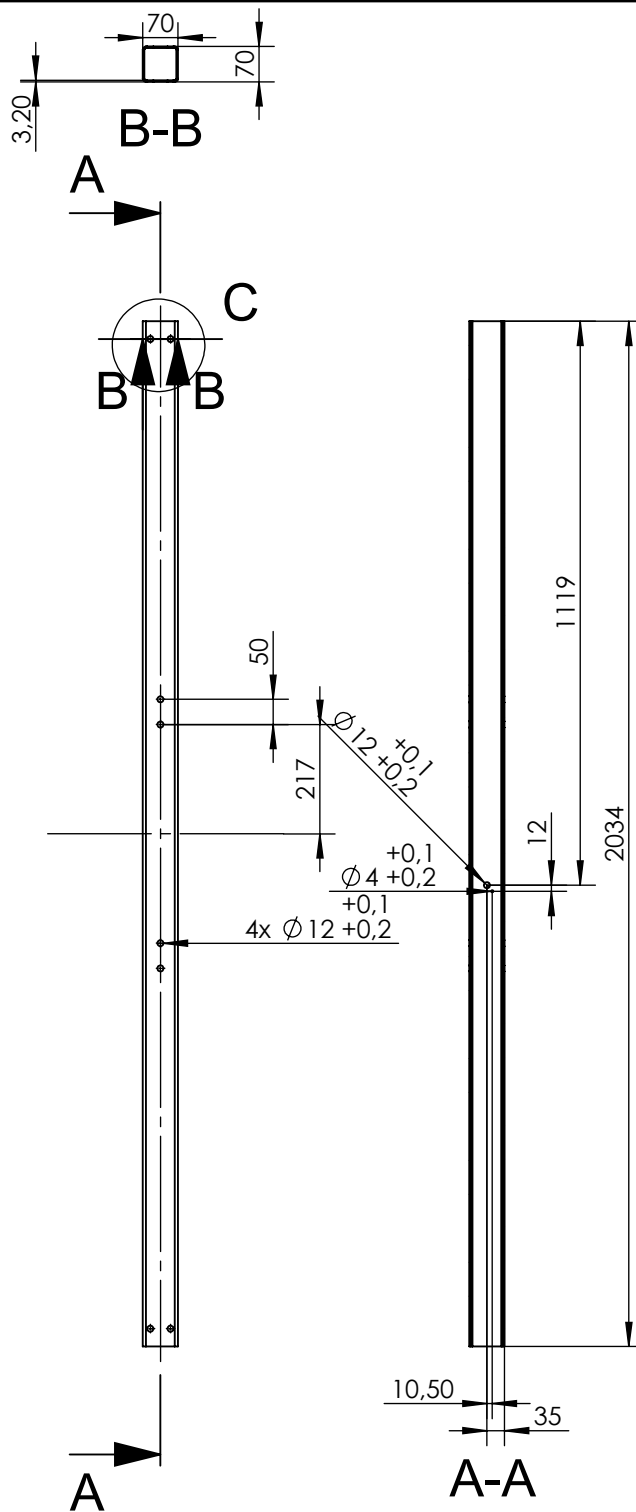
N° Pieza	Cantidad	Denominación	Cdgo. de plano	Material/ Observación
4	1	Travesaño	HKT-02-04-PP	AISI 304
3	2	Zuncho inferior	HKT-03-03-PE	AISI 304
2	2	Zuncho superior	HKT-02-02-PE	AISI 304
1	2	Patas	HKT-02-01-PP	AISI 304

Tolerancias generales	Dibujó	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:15		Zuncho segundo tramo	
		Toler. rug.	Pág.		



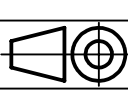
01	2	Pata soporte	8,6 Kg	Tubo cuadrado 70x70x3,2	-
POS.	CANT	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

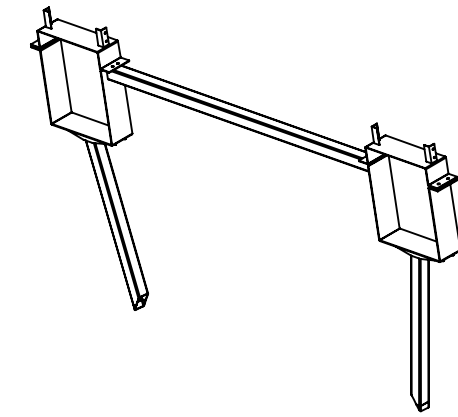
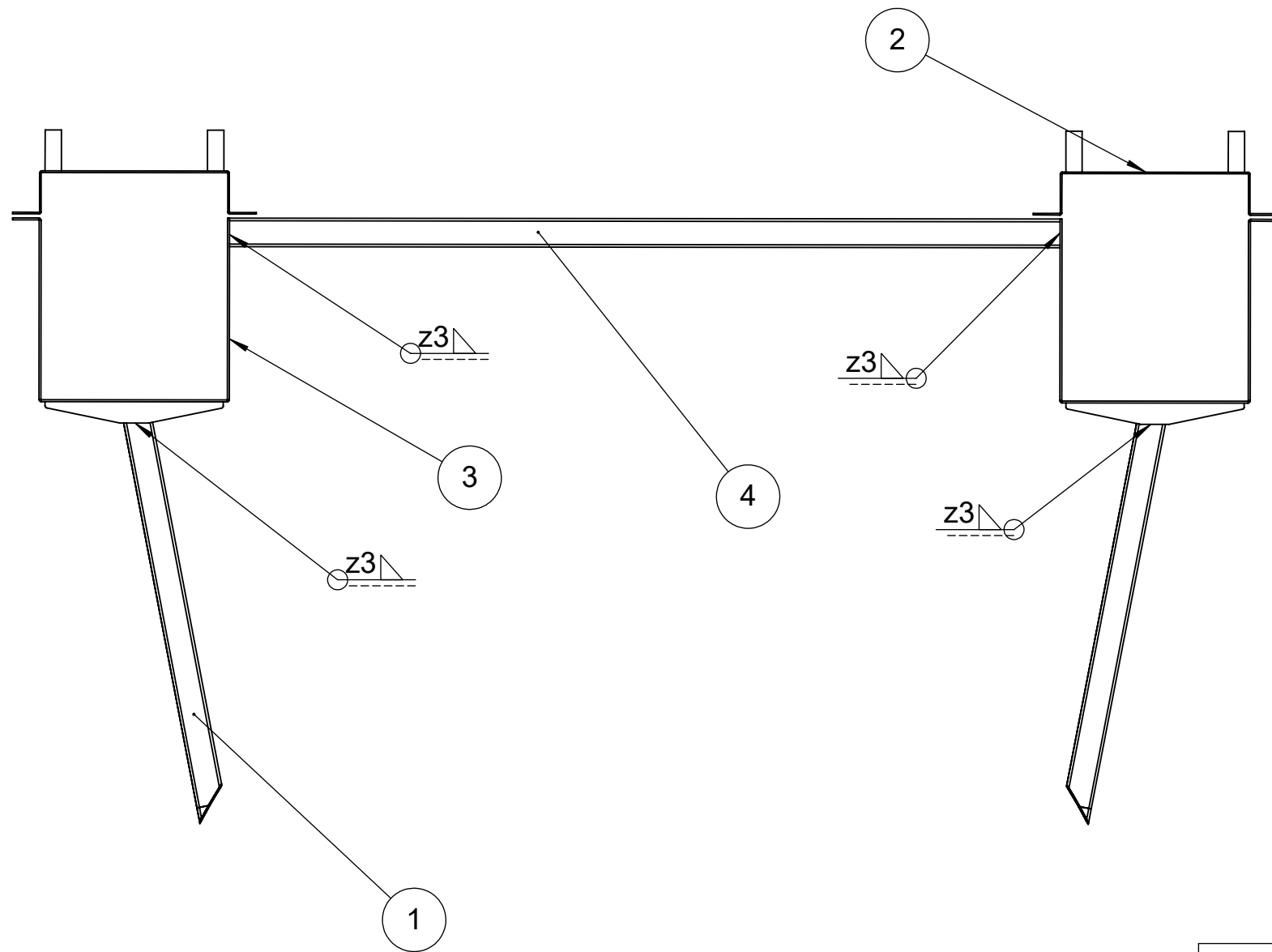
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-02-01-PP	
	Dibujó	16/5/2020			Volpe/ Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:5			
 Toler. rug.	Pata soporte			Pág	



DETALLE C
ESCALA 1 : 5

04	1	Travesaño	13,46 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

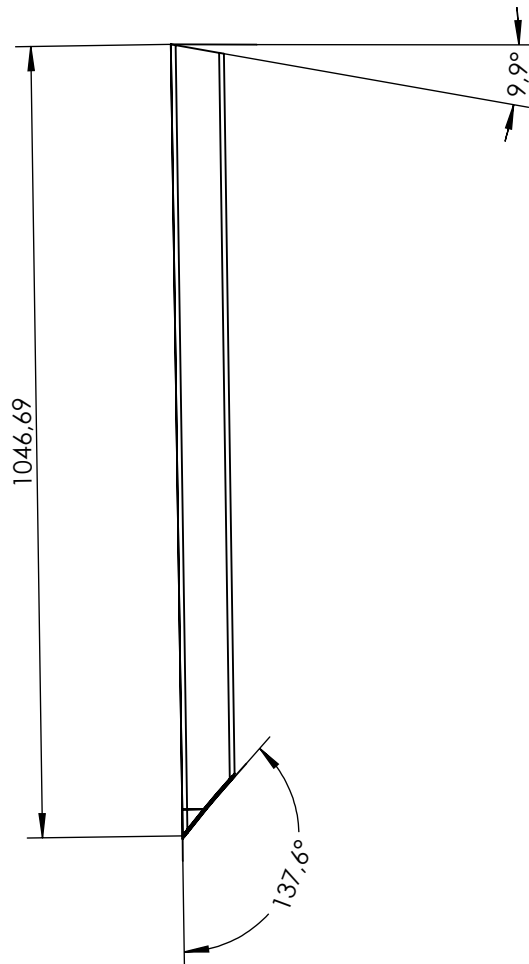
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-02-04-PP
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:15			
	 Toler. rug.	Travesaño			
					Pág.



Vista Isométrica


N° Pieza	Cantidad	Denominación	Cdgo. de plano	Material/ Observación
4	1	Travesaño	HKT-03-04-PP	AISI 304
3	2	Zuncho inferior	HKT-03-03-PE	AISI 304
2	2	Zuncho superior	HKT-02-02-PE	AISI 304
1	2	Pata soporte	HKT-03-01-PP	AISI 304

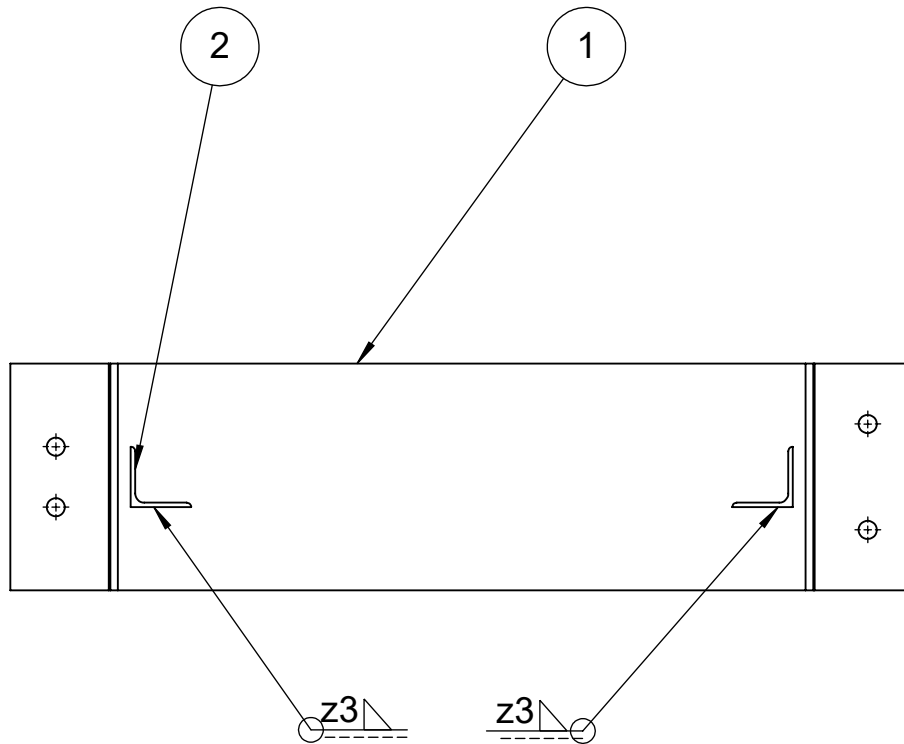
Tolerancias generales	Dibujó	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:15		Zuncho segundo tramo	
		Toler. rug.			
			Pág.		



Caño estructural 70x70x3,2 mm

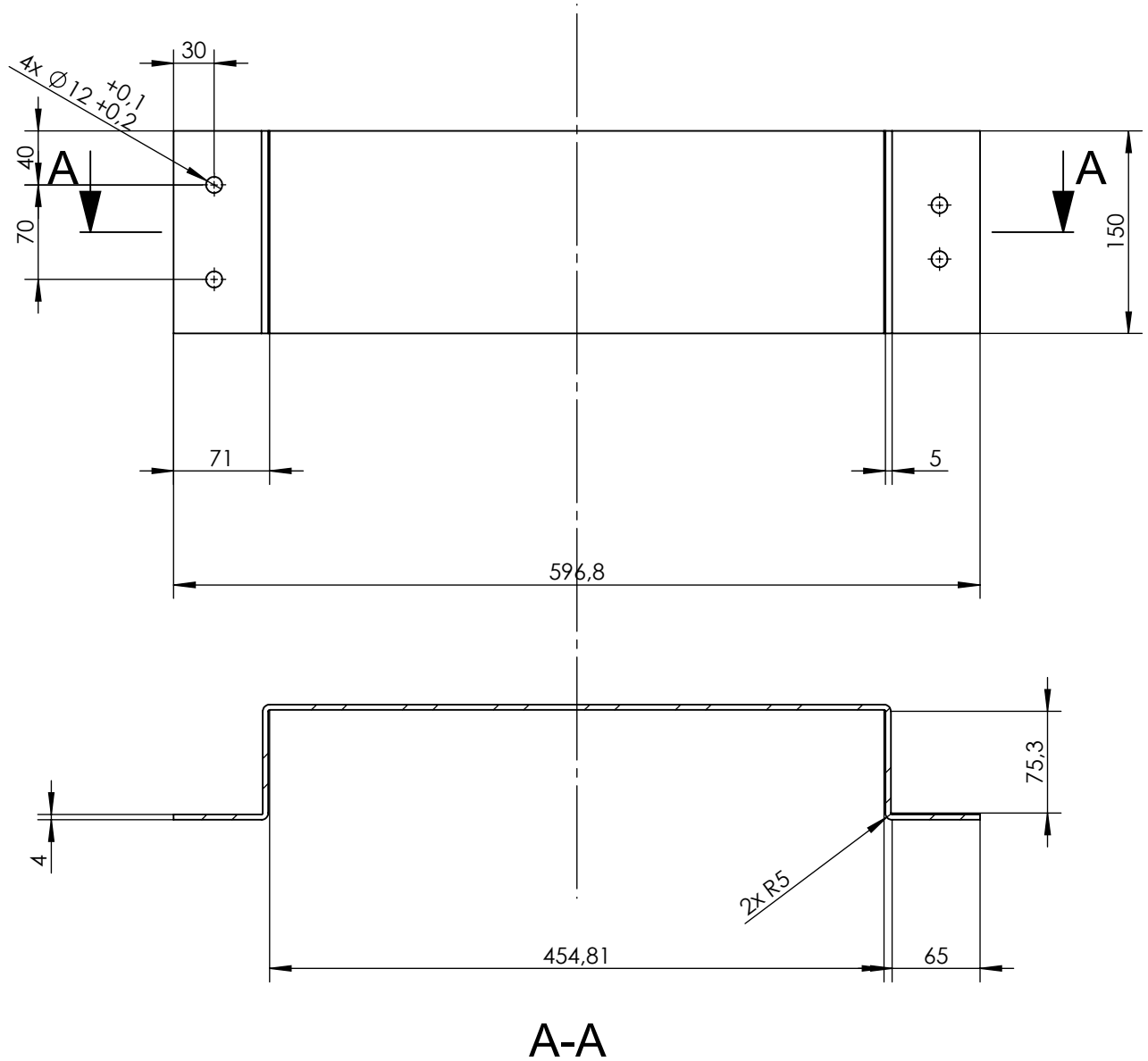
01	2	Pata soporte	6,64 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

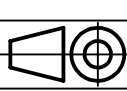
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	28/5/2020	Volpe/ Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-03-01-PP
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Pata soporte			
	 Toler. rug.				
					Pág

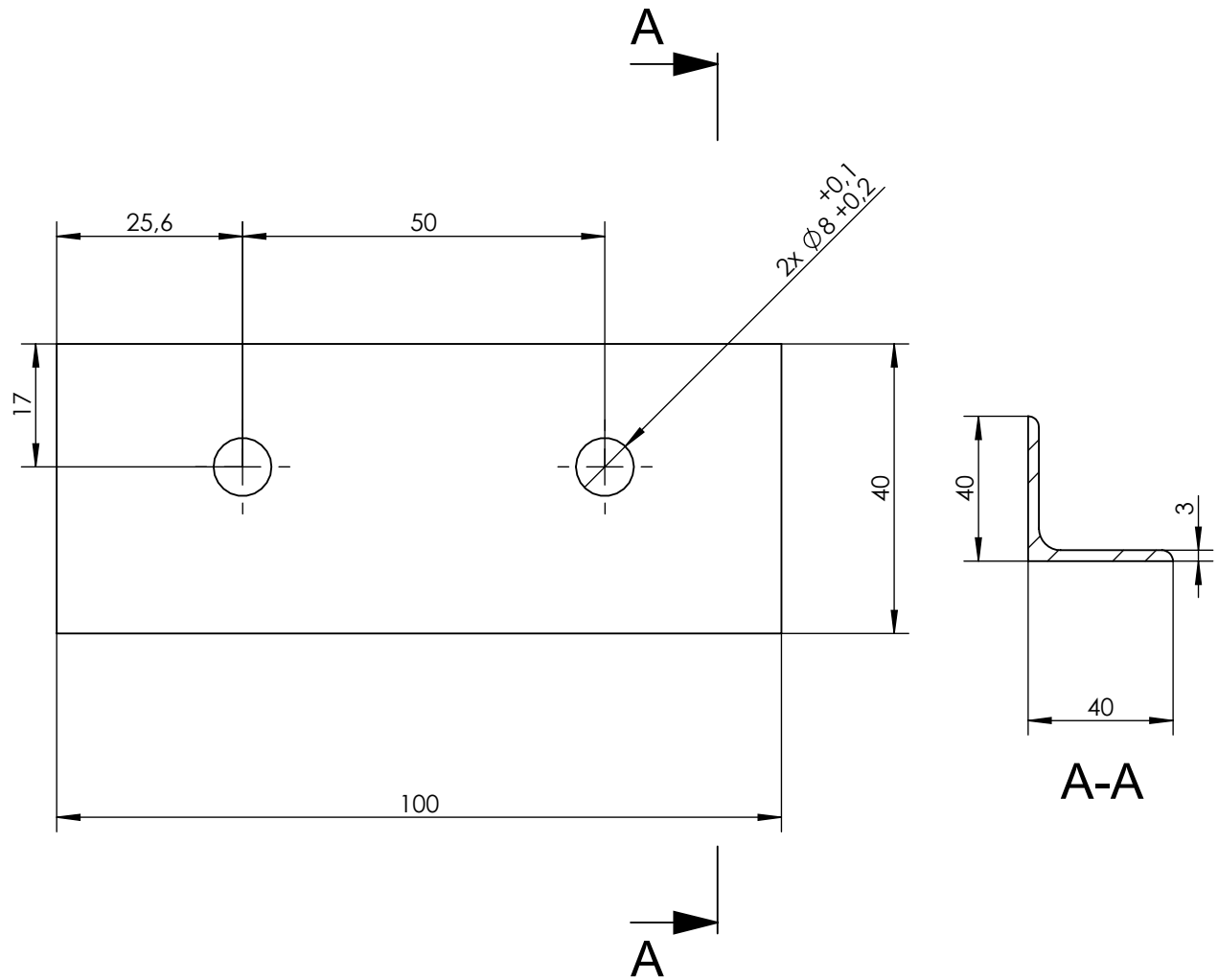


2	2	Anclaje plataforma	HKT-03-02-PP-02	AISI 304	-
1	1	Zuncho	HKT-03-02-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

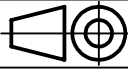
Tolerancias generales	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:5			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto final
	Zuncho superior			Código de plano: HKT-03-02-PE	
Toler. rug.					Pág

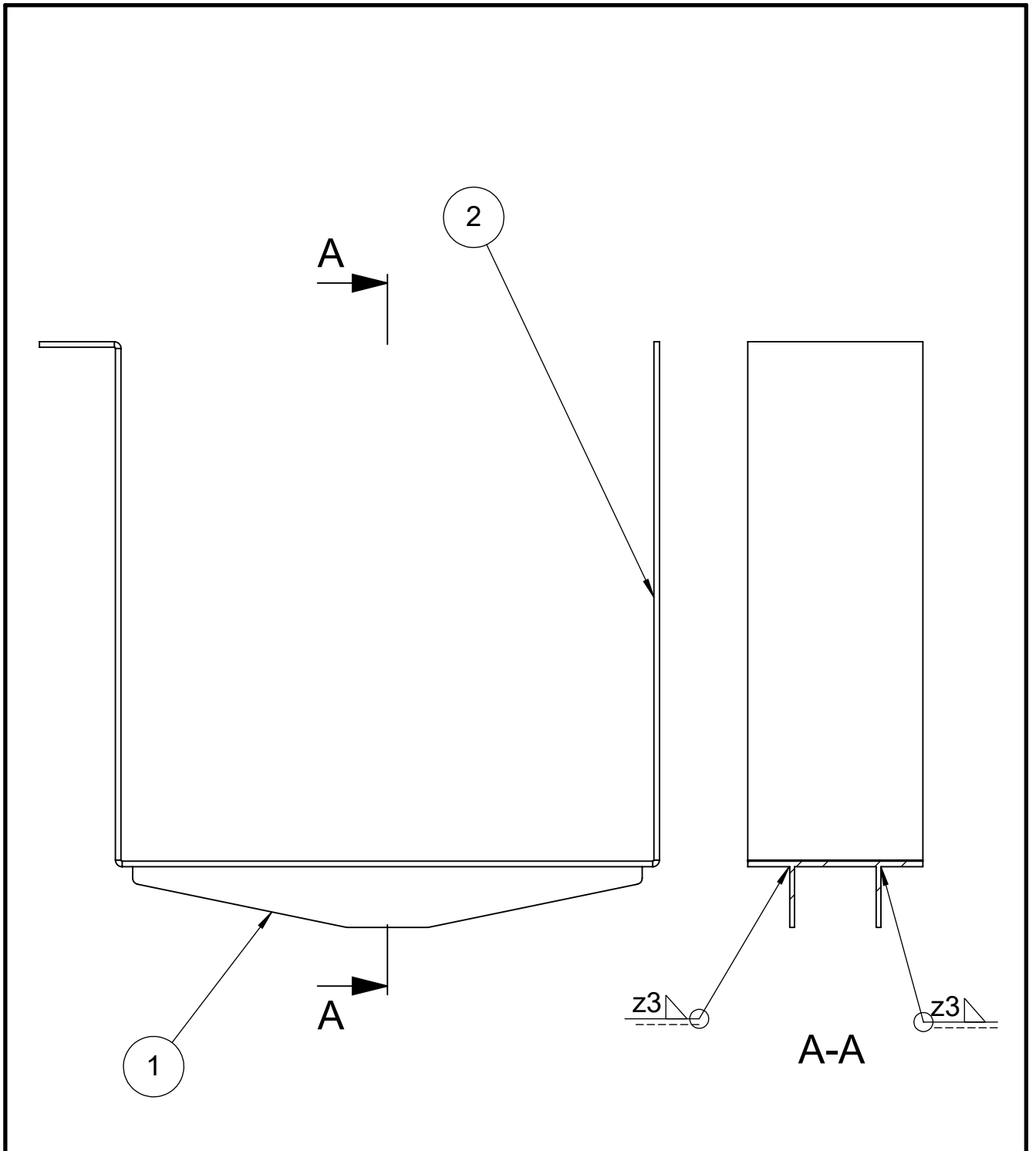


01	1	Zuncho	3,8 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:5			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
		Zuncho			Código de plano: HKT-03-02-PP-01
Toler. rug.					Pág.



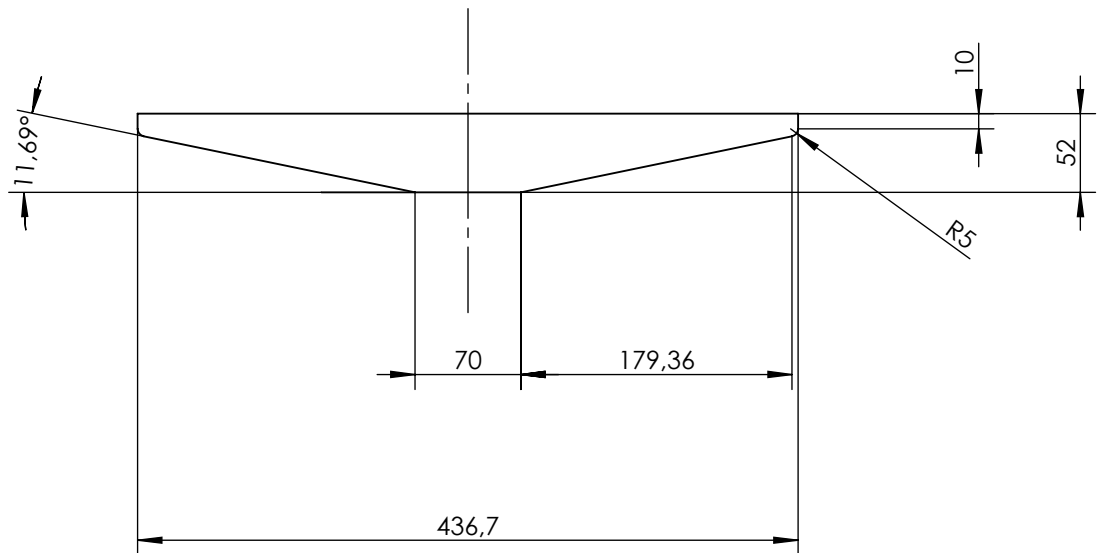
02	2	Anclaje Plataforma	0.3 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Anclaje Plataforma			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	 Toler. rug.				




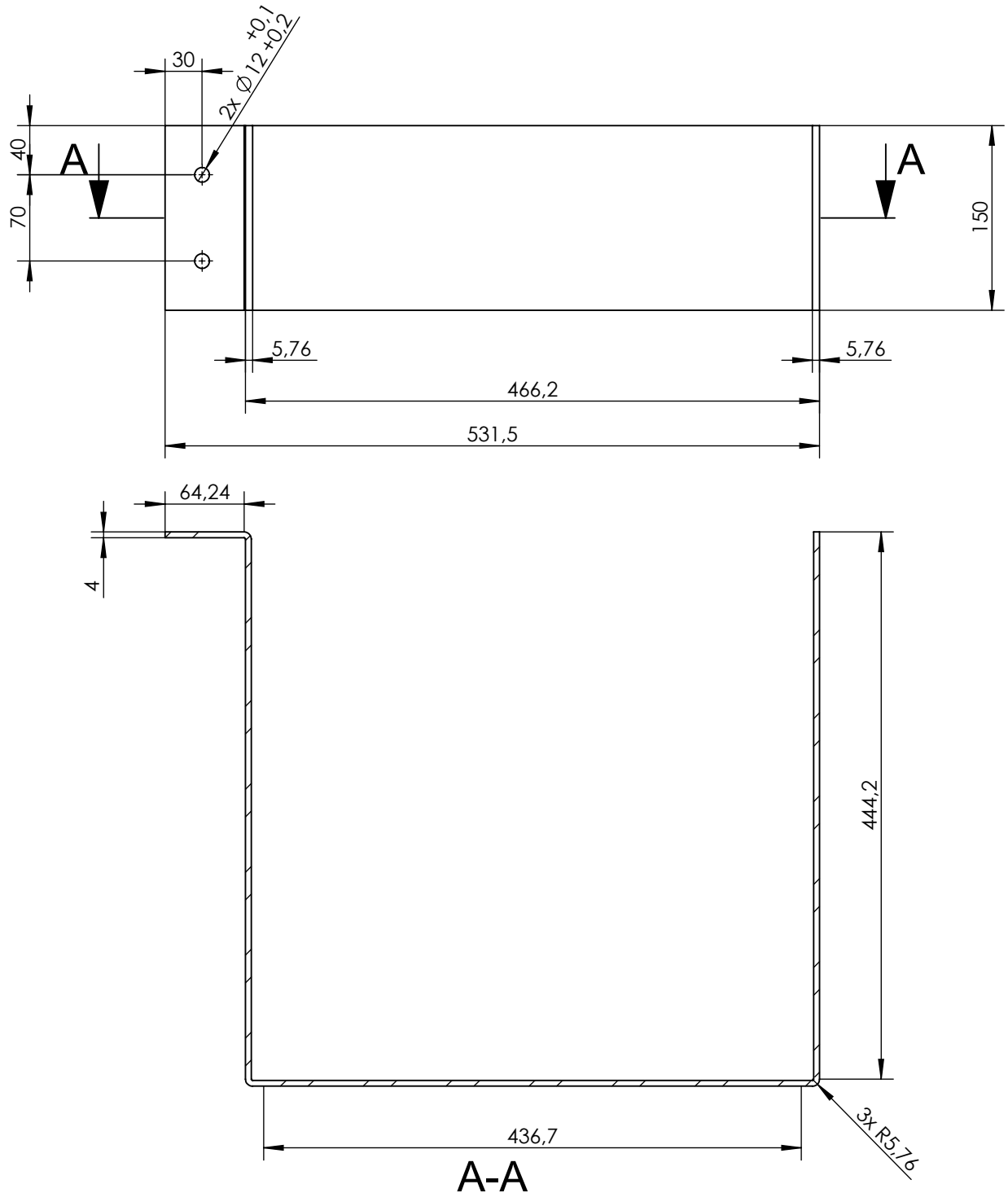
2	1	Soporte	HKT-03-03-PP-02	AISI 304	-
1	2	Cartela	HKT-03-03-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:5			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
		Zuncho			
Toler. rug.					Pág.




01	1	Cartela	0,3 Kg	Chapa espesor 4 mm AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

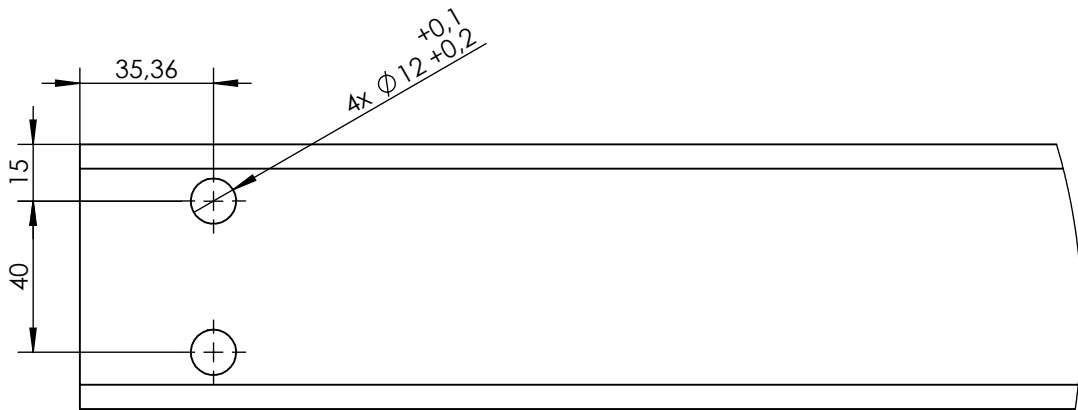
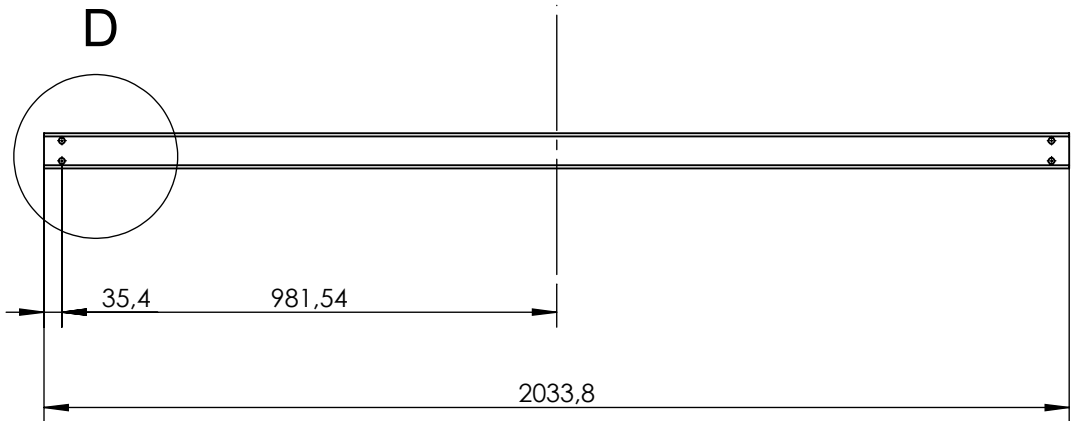
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-03-03-PP-01
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Cartela			
	1:5				
 Toler. rug.				Pág.	



A-A

02	1	Soporte	8 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES


Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Soporte			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto final
	 Toler. rug.				Código de plano: HKT-03-03-PP-02
					Pág.

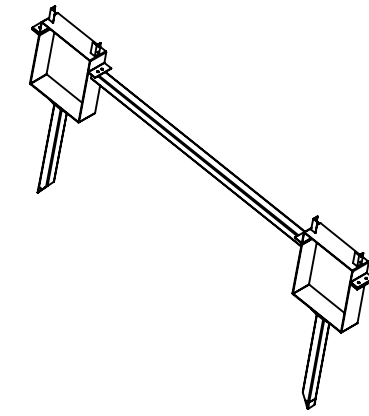
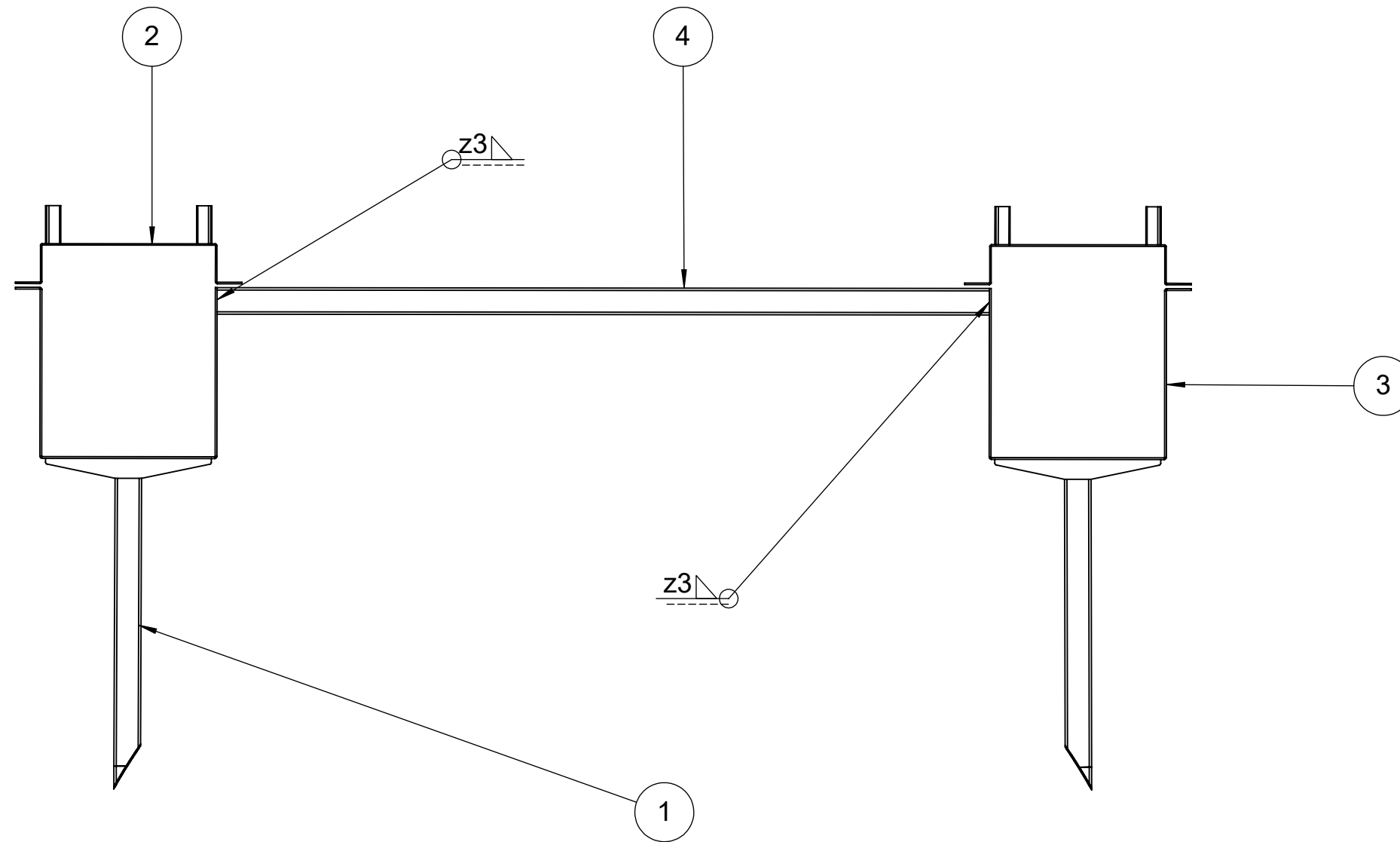


DETALLE D
ESCALA 1 : 2

CAÑO ESTRUCTURAL 70X70X3,2 mm

04	1	Travesaño	13,46 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

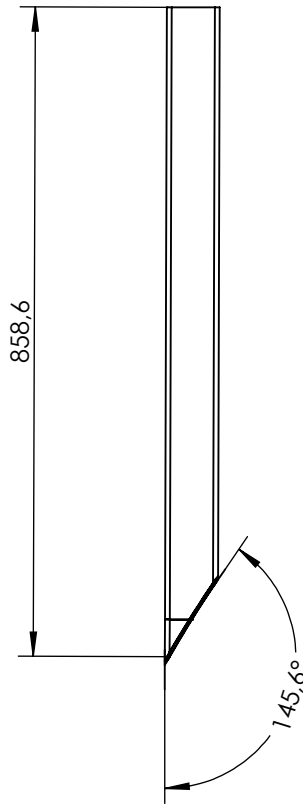
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-03-04-PP
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:15	Travesaño		Pág.	
	 Toler. rug.				



Vista Isométrica


N° Pieza	Cantidad	Denominación	Cdgo. de plano	Material/ Observación
4	1	Travesaño	HKT-03-04-PP	AISI 304
3	2	Zuncho inferior	HKT-03-03-PE	AISI 304
2	2	Zuncho superior	HKT-02-02-PE	AISI 304
1	2	Patas	HKT-04-01-PP	AISI 304

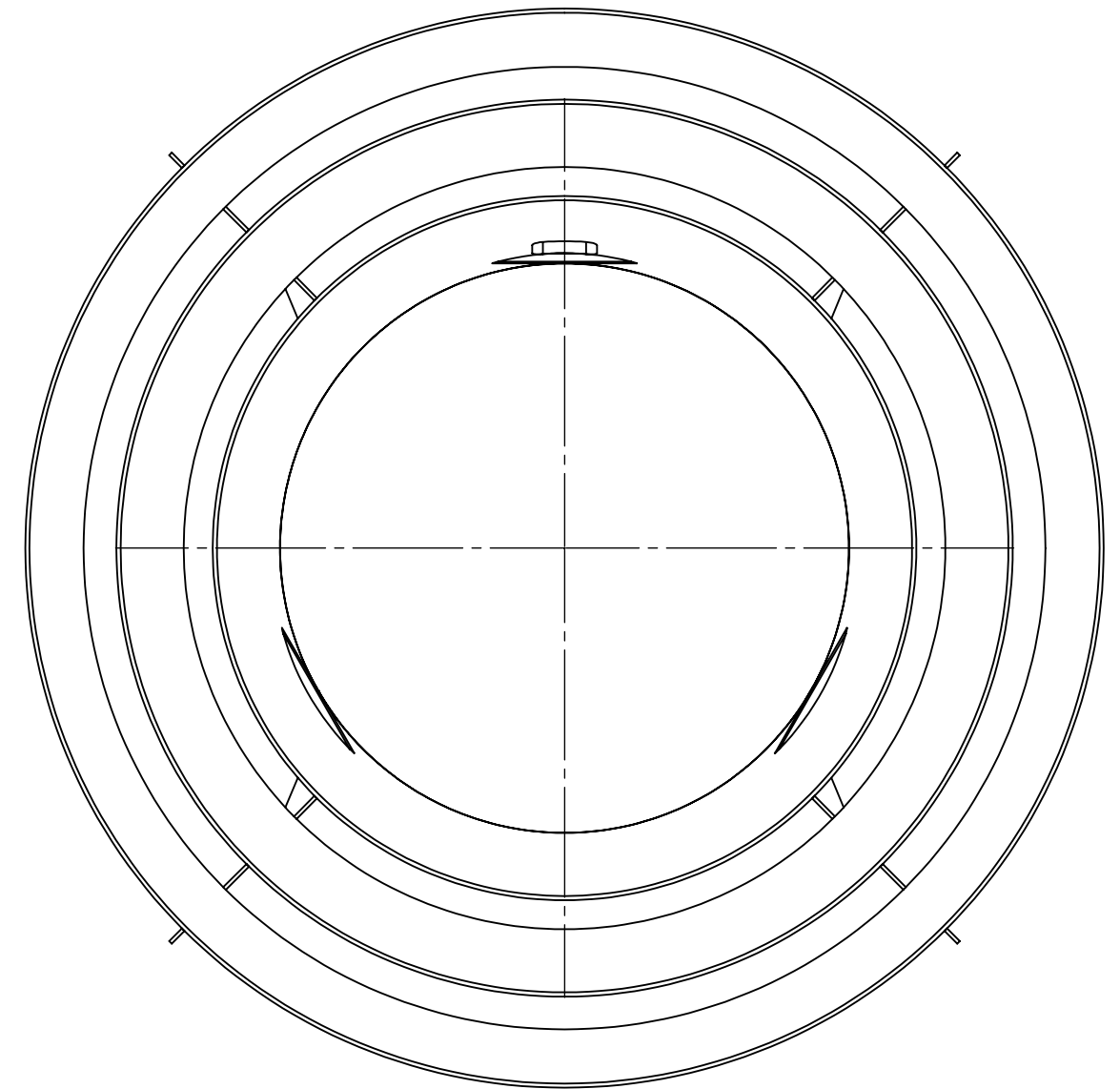
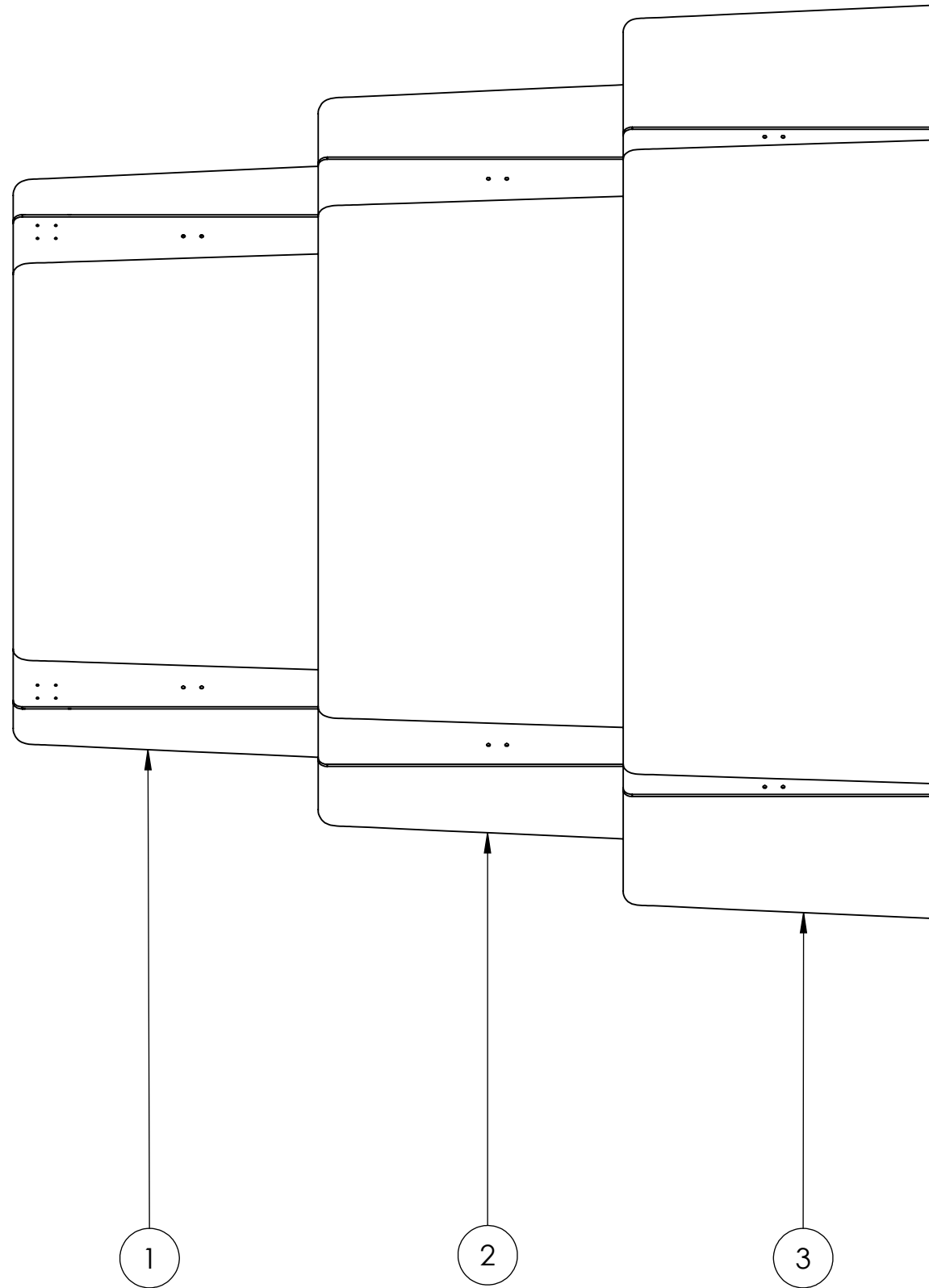
Tolerancias generales	Dibujó	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:15		Zuncho segundo tramo	
	Toler. rug.				
					Pág.



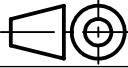
CAÑO ESTRUCTURAL 70X70X3,2 mm

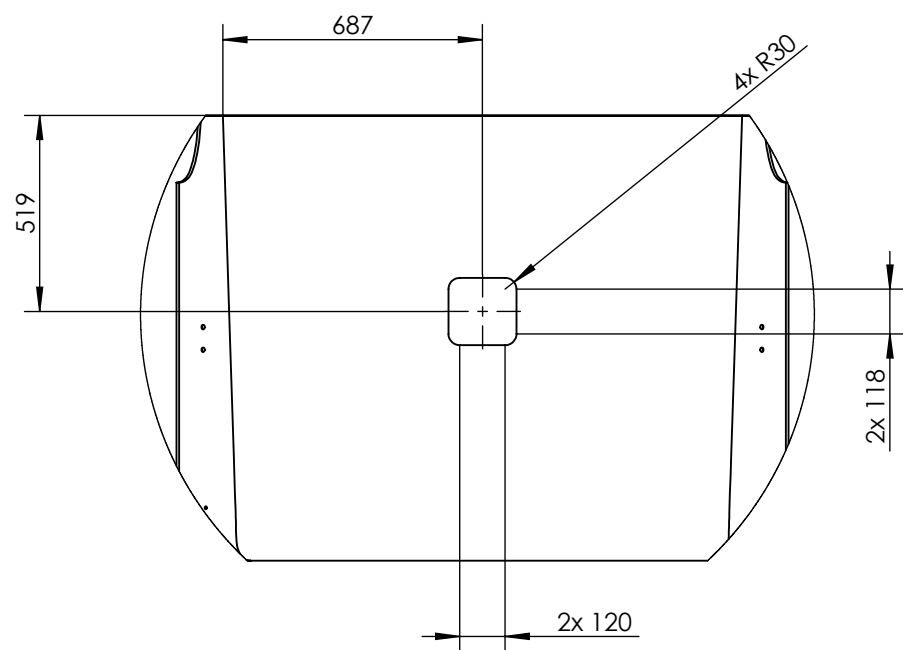
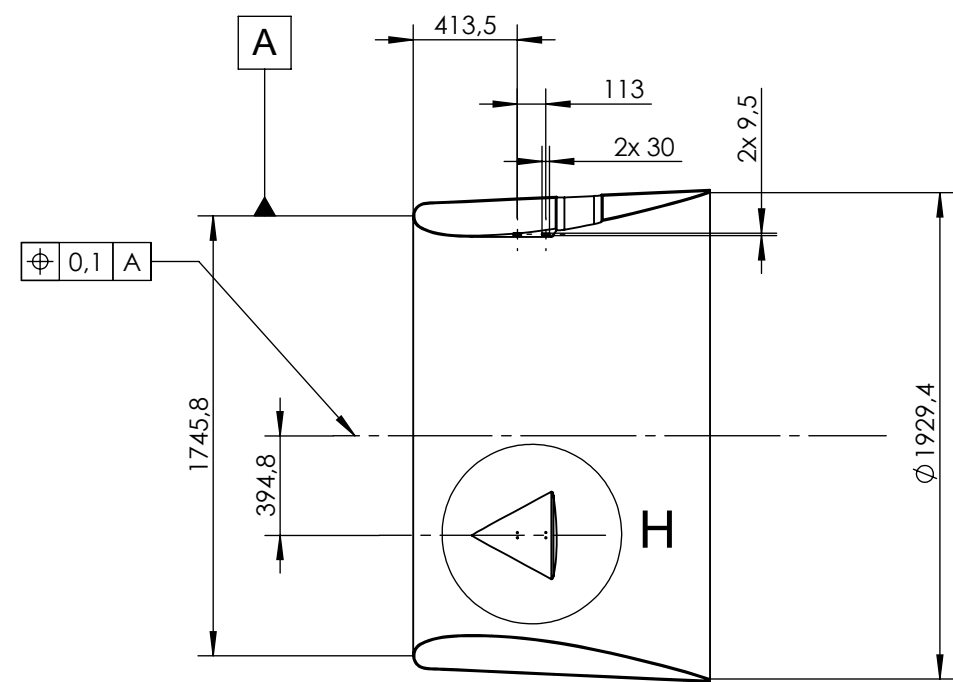
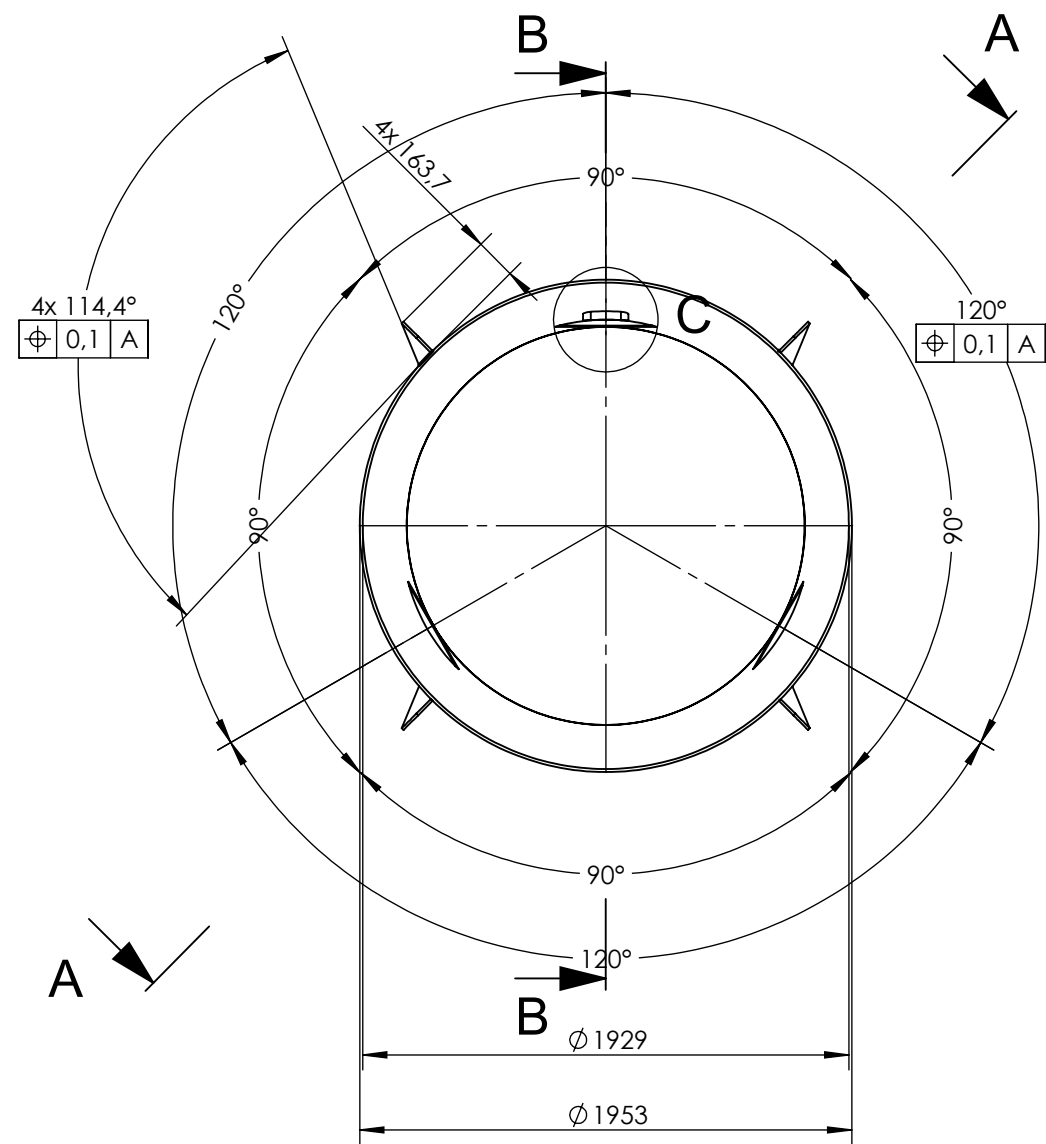
1	2	Pata soporte	5,37 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-04-01-PP
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:10	Pata soporte			
	 Toler. rug.				
					Pág

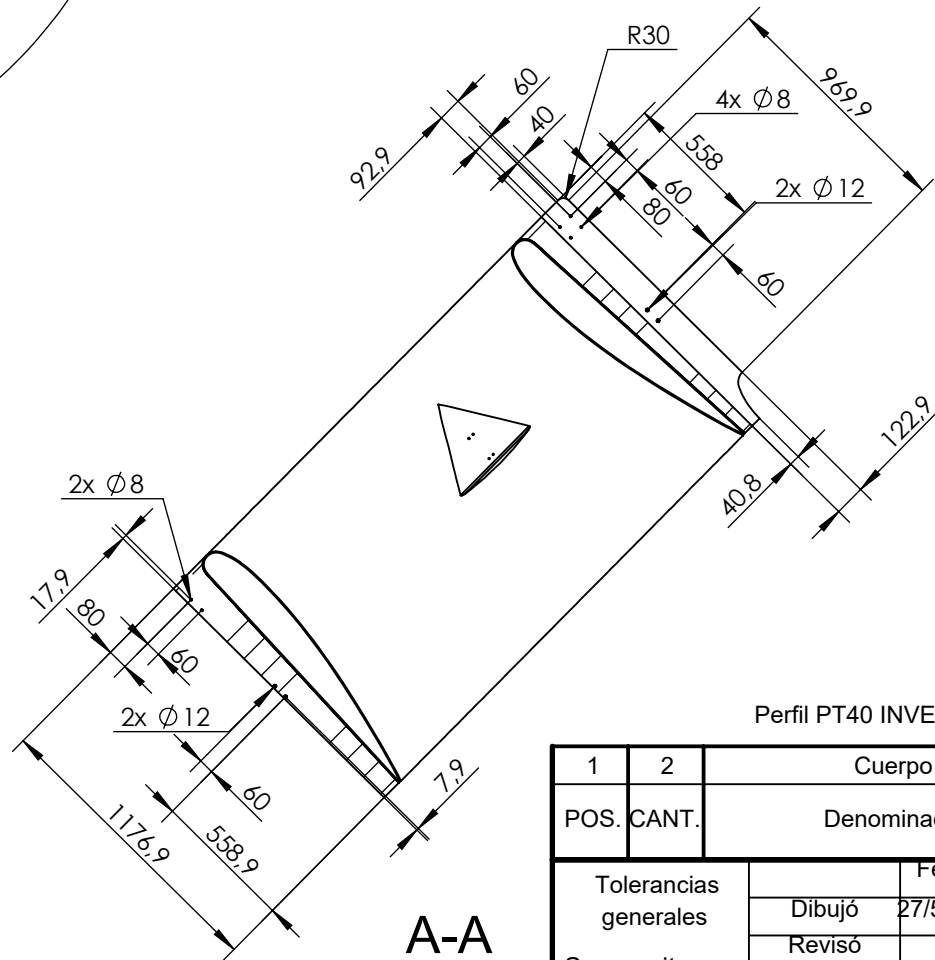


POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES
3	1	Cuerpo 3	HKT-05-PP-03	PRFV	-
2	1	Cuerpo 2	HKT-05-PP-02	PRFV	-
1	1	Cuerpo 1	HKT-05-PP-01	PRFV	-

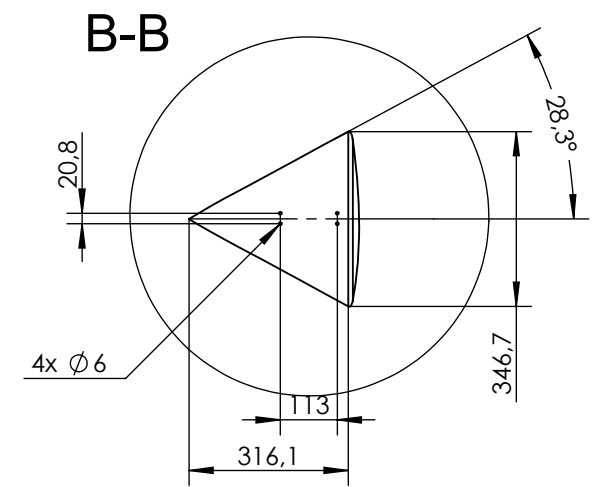
Tolerancias generales ISO-2768-1-m ISO-2768-2-H	Dibujó	18/5/2020	Nombre	Ing. Monti Ruben	
	Revisó		Grupo 1	Ing. Bortoli Pablo	
	Aprobó			Ing. Benzi Sebastian	
	Escala	1:20		DIFUSOR	
	Toler. rug.		HKT-05-PE		
					Pág.



DETALLE C
ESCALA 1 : 20

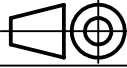


A-A



DETALLE H
ESCALA 1 : 15

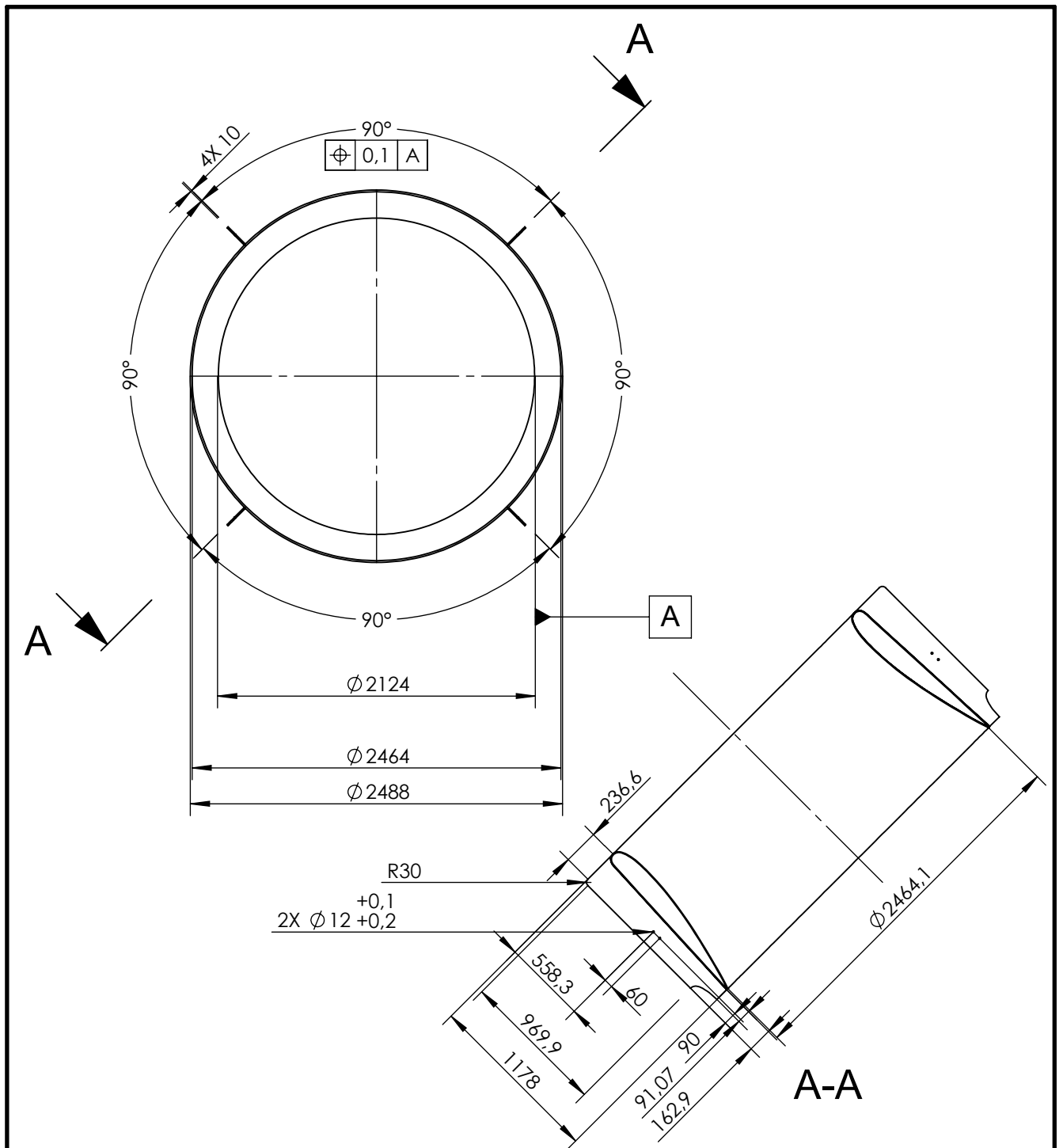
Perfil PT40 INVERTIDO Espesor máx 11.6% a 27.1% de cuerda / Comba máx 2.9% a 41.6% de cuerda

1	2	Cuerpo 1	-	PRFV	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales	Dibujó	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben	
Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Revisó	27/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Bortoli Pablo	
	Aprobó			Ing. Benzi Sebastian	
	Escala	1:30		Cuerpo 1	
 Toler. rug.		Código de plano: HKT-05-PP-01			
					Pág.


UTN-FRSF
Dpto. Mecánica
Proyecto Final

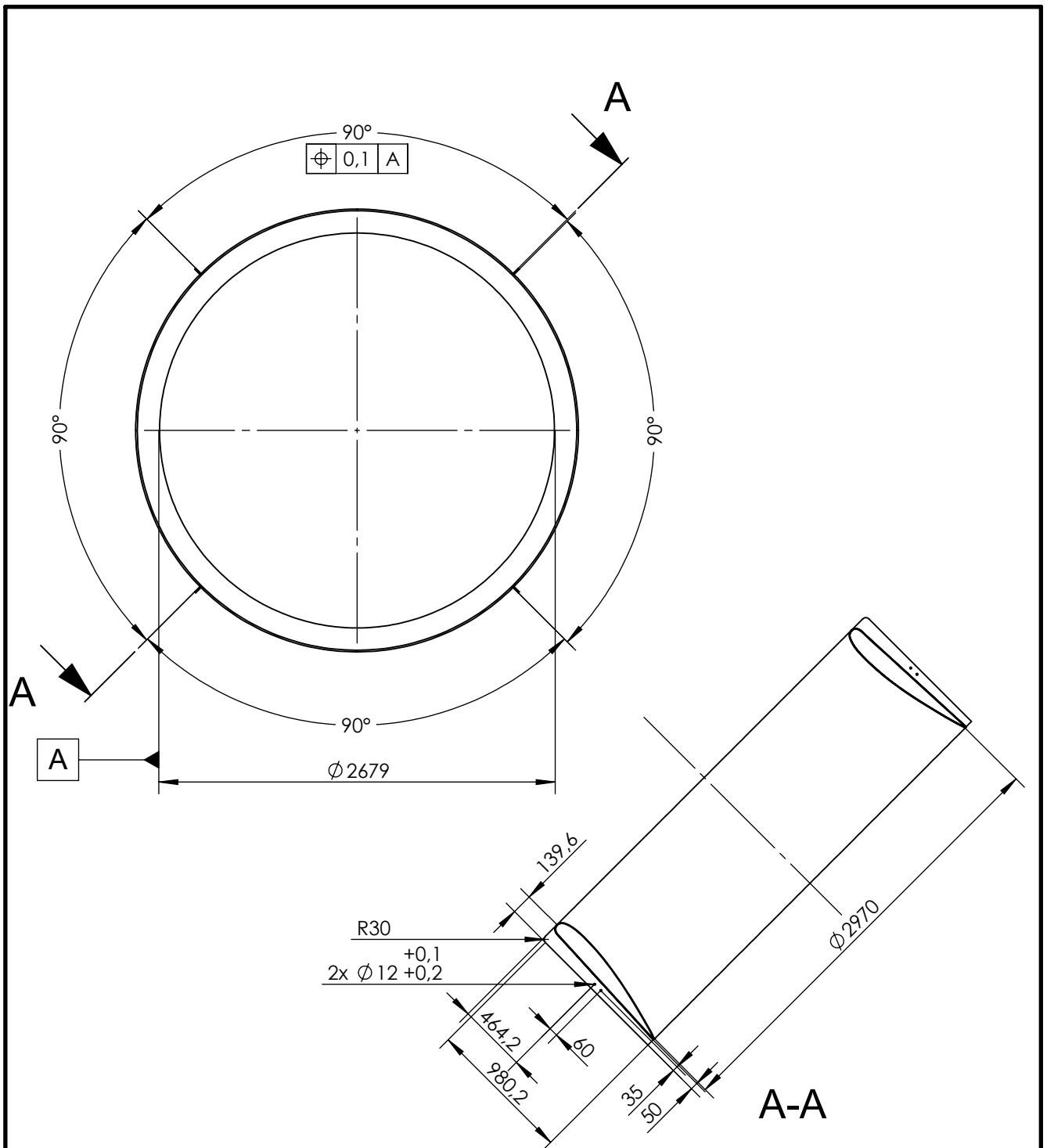
Código de plano:
HKT-05-PP-01

Pág.

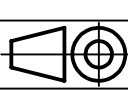


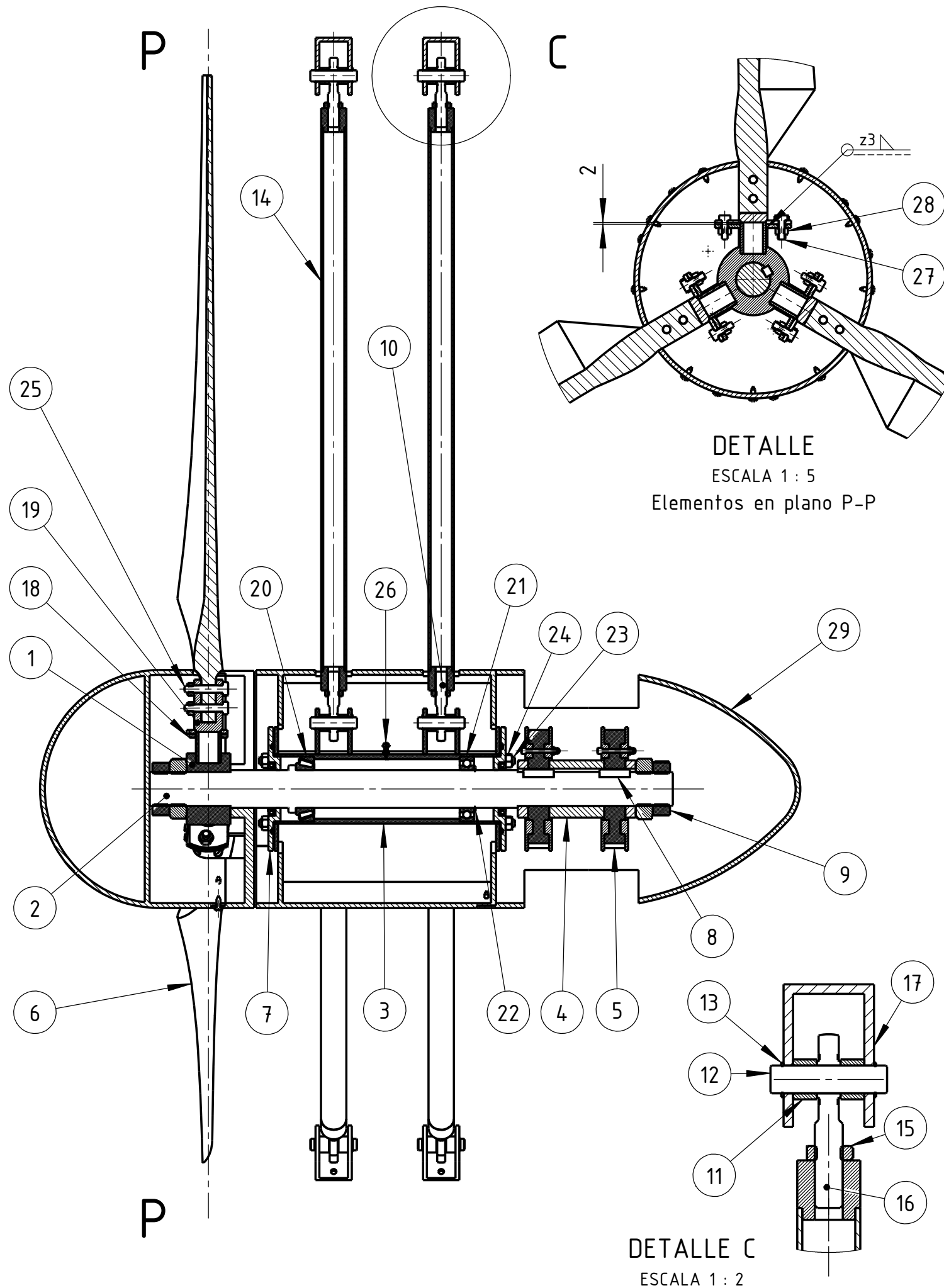
PERFIL PT40 INVERTIDO Espesor máx 11.6% a 27.1% de cuerda / Comba máx 2.9% a 41.6% de cuerda

2	1	Cuerpo 2	-	PRFV	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	Fecha 27/5/2020	Nombre Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:40	Cuerpo 2			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	 Toler. rug.				Código de plano: HKT-05-PP-02
					Pág.



PERFIL PT40 INVERTIDO Espesor máx 11.6% a 27.1% cuerda / Comba máx 2.9% a 41.6% cuerda

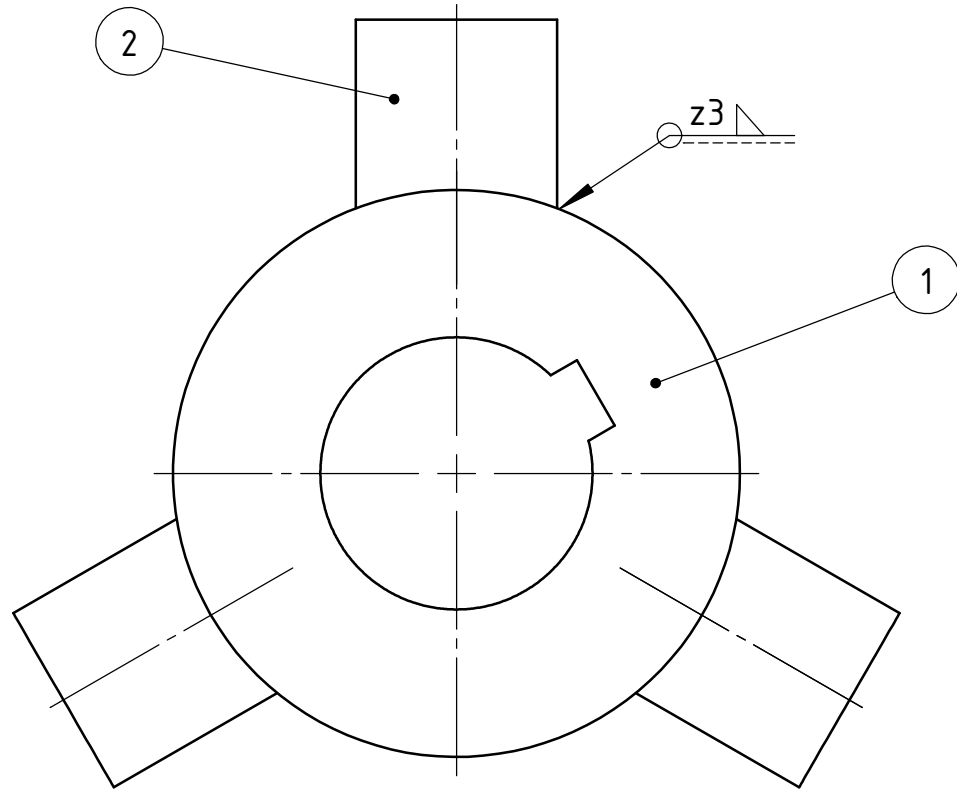
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
3	1	Cuerpo 3	-	PRFV	-
Tolerancias generales		Dibujó	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian
Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares		Revisó	27/5/2020	Volpe/Zeitler	
		Aprobó			
		Escala	Cuerpo 3		UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
		1:40			
					
		Toler. rug.			Pág.



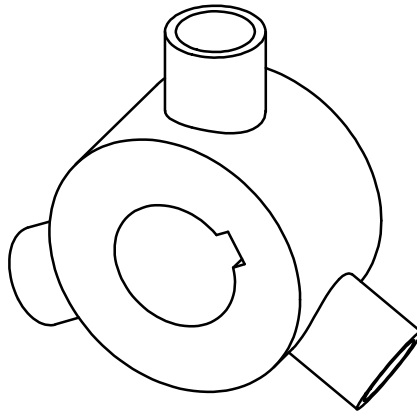
Nota:
 -Peso aproximado conjunto rotor= 24kg
 -Los álabes se rotan 5° sentido antihorario respecto al plano perpendicular al eje del rotor.
 -La distancia 2mm acotada en Detalle plano P-P es medida entre la cara superior de la Brida inferior rotor y la punta del caño de la estrella.

29	1	Cobertores rotor	HKT-06-29-PE	-
28	6	Tuerca hex. tipo DIN 934 M8 UNF	-	alta resistencia/inox
27	6	Tornillo hex. tipo DIN 933 M8 UNF	-	alta resistencia/inox
26	1	Niple engrase recto 1/4"	-	inox
25	6	Tornillo hex. tipo DIN 933 M8x1,25x40	-	inox
24	16	Tuerca hex. tipo DIN 934 M8x1,25	-	inox
23	10	Tornillo hex. tipo DIN 933 M8x1,25x20	-	inox
22	1	Anillo seeger DIN 471 40x1,75	-	inox
21	1	Rodamiento rígido de bolas SKF 6008	-	-
20	1	Rodamiento cónico SKF 32008 X/Q	-	-
19	3	Brida superior rotor	HKT-06-19-PE	AISI 304
18	3	Brida inferior rotor	HKT-06-18-PP	AISI 304
17	6	Horquilla fijación a difusor	HKT-06-17-PP	AISI 304
16	6	Rótula SKF SA 12 E	-	-
15	12	Tuerca baja hex. tipo DIN 936 M12x1,75	-	inox/ 6 rosca izq - 6 rosca der
14	6	Nervio ajustable	HKT-06-14-PE	AISI 304
13	24	Anillo seeger DIN 471 12x1	-	inox
12	12	Pasador rótula	HKT-06-12-PP	AISI 304
11	24	Distanciador rótula	HKT-06-11-PP	AISI 304
10	6	Rótula SKF SAL 12 E	-	-
9	4	Tuerca hexagonal M36x4	-	-
8	3	Chaveta DIN 6885 10x8x32	-	inox
7	2	Tapa ciega	HKT-06-07-PE	-
6	3	Alabe NACA 9510	HKT-06-06-PP	PRFV
5	2	Polea rotor	HKT-06-05-PE	-
4	2	Distanciador	HKT-06-04-PP	DELTRIN
3	1	Tubo	HKT-06-03-PE	AISI 304
2	1	Eje	HKT-06-02-PP	AISI 304
1	1	Estrella rotor	HKT-06-01-PE	AISI 304

N° pieza	Cantidad	Denominación	Cdgo. de plano	Material
Tolerancias generales		Fecha	Nombre	
		19/5/2020	Ing. Monti Ruben	
			Ing. Benzi Sebastian	
			Ing. Bórtoli Pablo	
Escala		Subconjunto Rotor		
1:5				
Toler. rug.				
UTN-FRSF			Dpto. Mecánica	
Proyecto Final			Código de plano:	
			HKT-06-PE	
			Pág.	




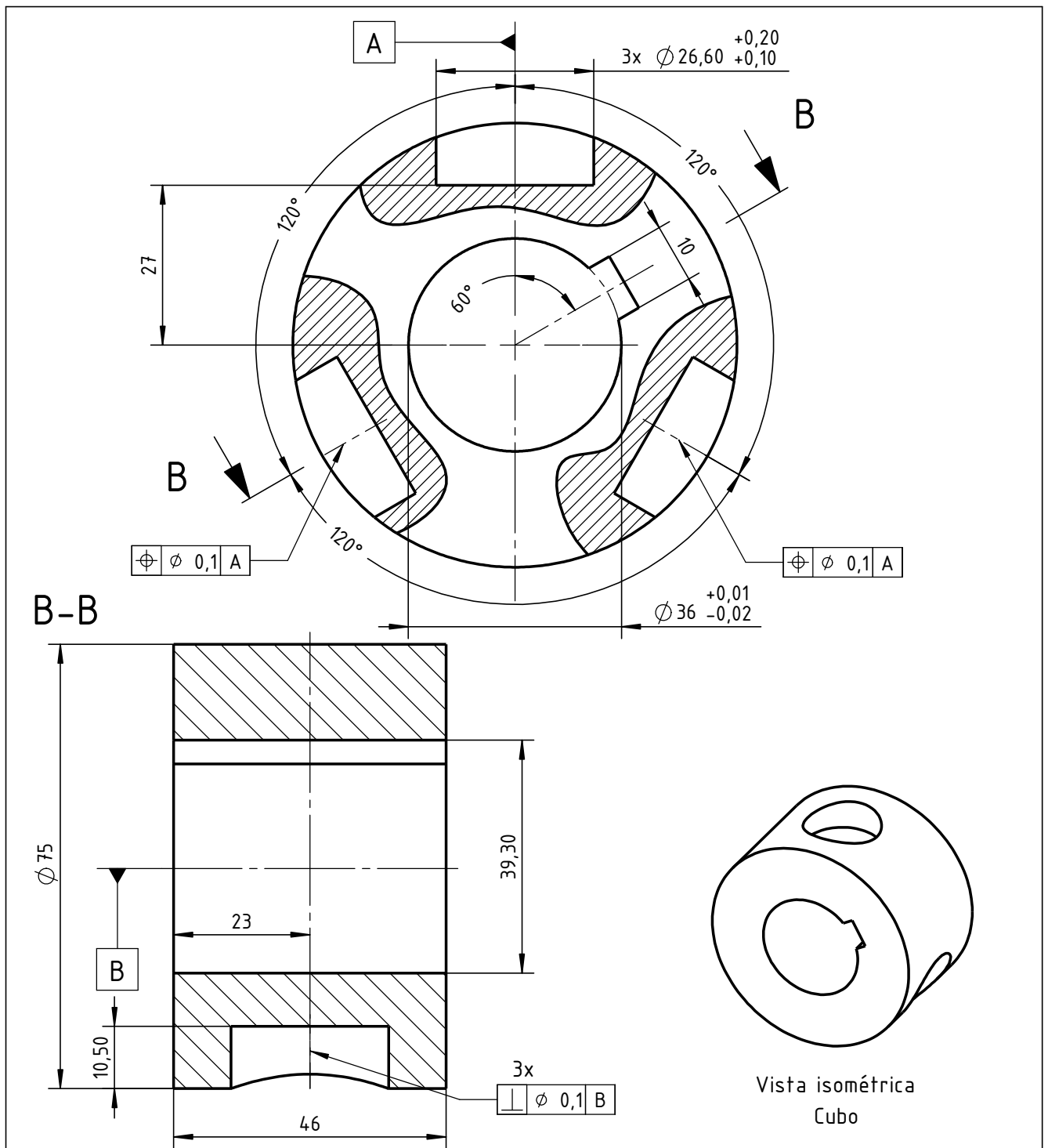
Vista isométrica
Estrella rotor



Nota: Las soldaduras de los 3 caños al cubo se ejecutan de la misma manera

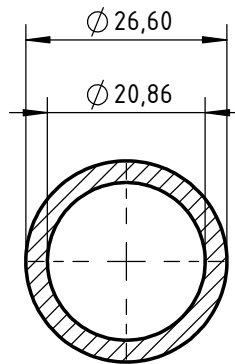
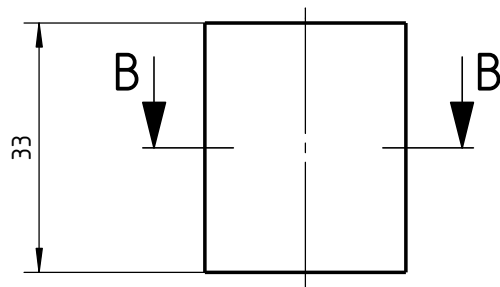
2	3	Caño soporte brida	HKT-06-01-PP-02	3/4" sch40S AISI 304	-
1	1	Cubo	HKT-06-01-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	Dibujó	14/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:1	Estrella rotor			Código de plano: HKT-06-01-PE
 Toler. rug.	Pág.				




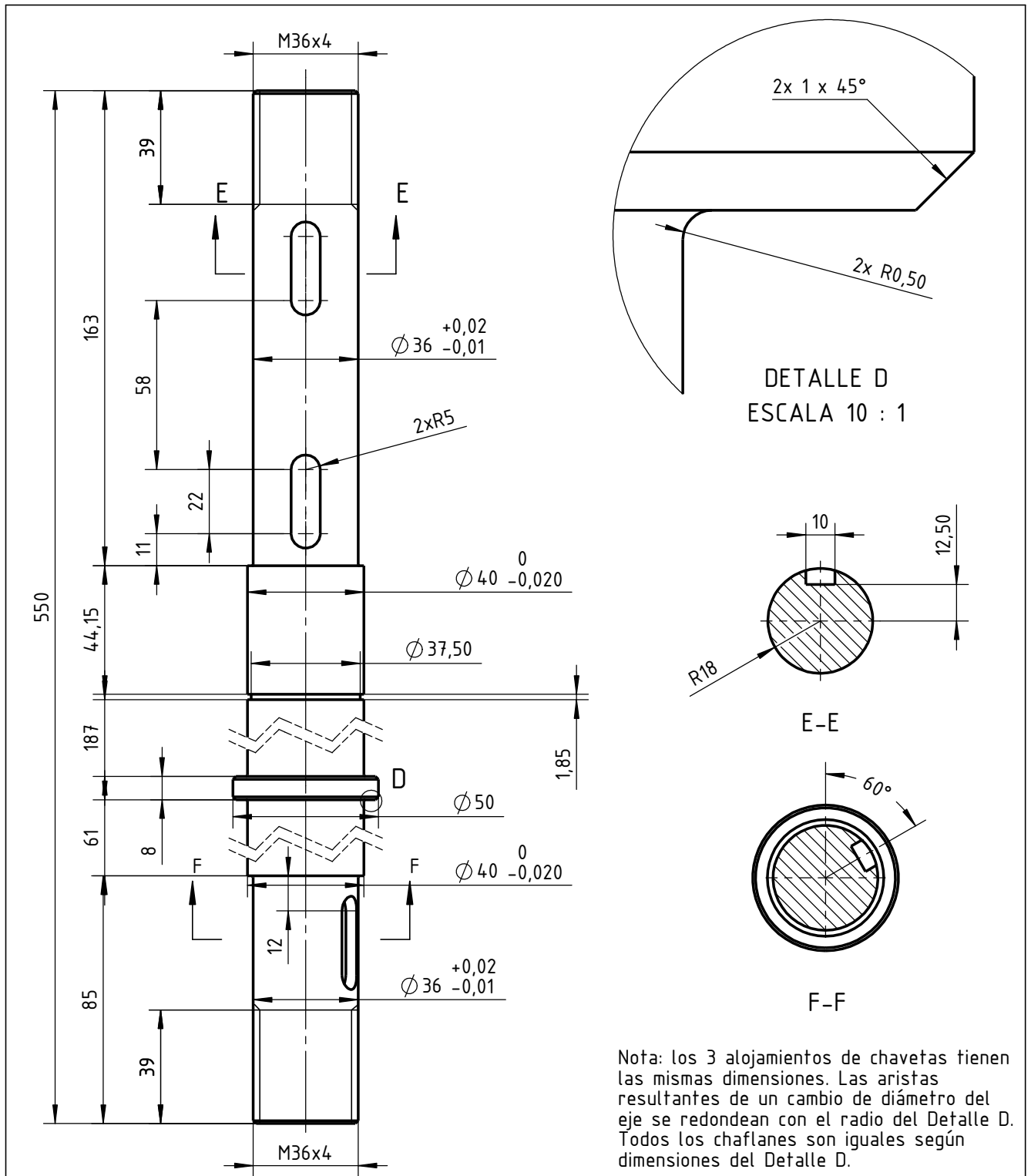
Nota: en la vista se muestran las 3 perforaciones con cortes de sección parcial a profundidad 23mm.

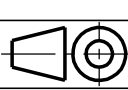
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
1	1	Cubo	1,106 kg	AISI 304	-
Tolerancias generales		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben	
Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Dibujó	14/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Bórtoli Pablo
		Revisó			Ing. Benzi Sebastian
		Aprobó			
Escala		Cubo		UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
1:1					
 Toler. rug.				Código de plano:	
				Pág.	

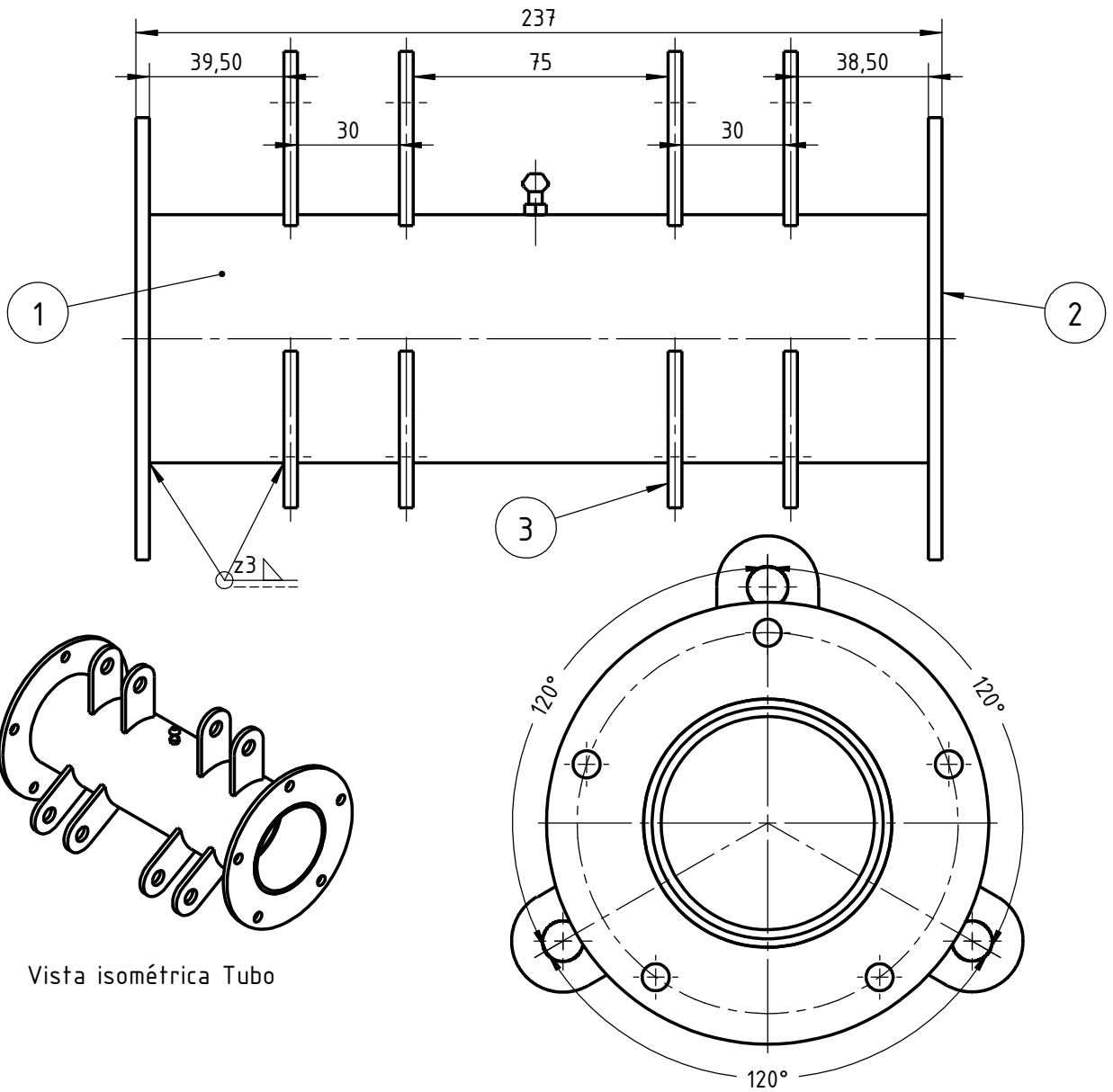


B-B

2	3	Caño soporte brida	0,057 kg	3/4" sch40S AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	14/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:1	Caño soporte brida			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
					Código de plano: HKT-06-01-PP-02
Toler. rug.	Pág.				



POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
2	1	Eje	5,06 kg	AISI 304 (macizo 2 1/8")	-
Tolerancias generales		Fecha	Nombre		
Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Dibujó	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben	
		Revisó		Ing. Bórtoli Pablo	
		Aprobó		Ing. Benzi Sebastian	
Escala		Eje			
1:2					
 Toler. rug.					
		UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final			
		Código de plano: HKT-06-02-PP			
					Pág.

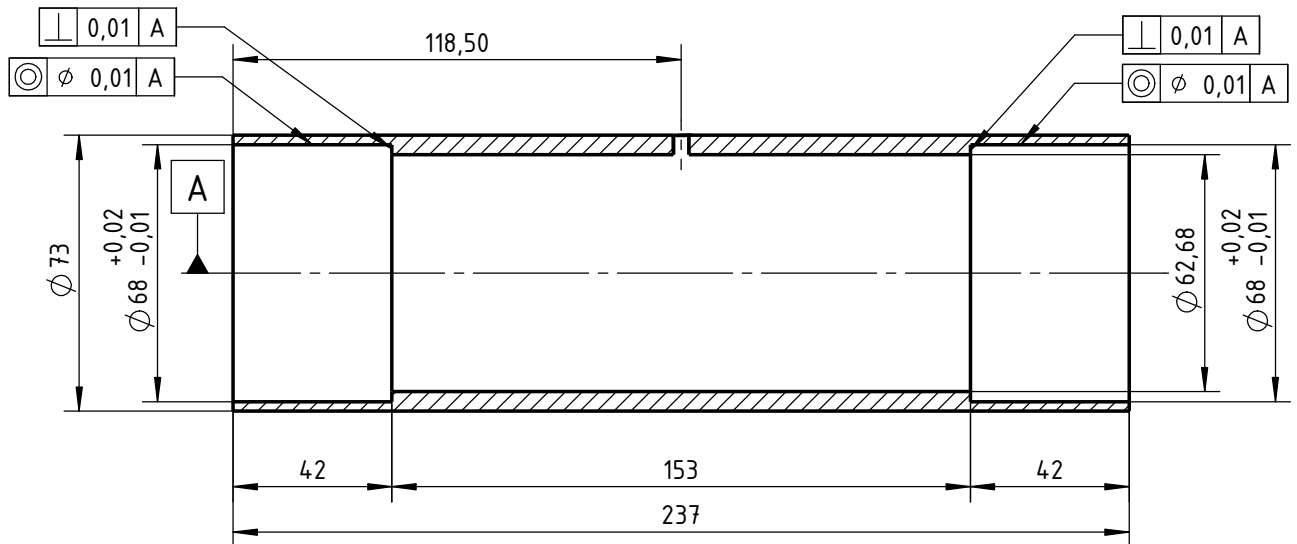
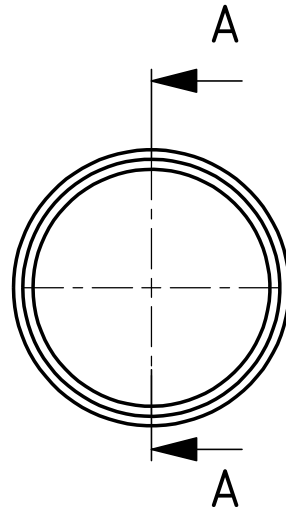


Vista isométrica Tubo

Nota: el niple de engrase recto (pieza indicada en plano conjunto rotor HKT-06-PE) precisa un agujero roscado para insertarse en el tubo. Se recomienda sellar la rosca con teflón, Loctite, etc. para evitar ingreso de agua. Las soldaduras se hacen todas según cota indicada. Tener en cuenta el material para el proceso de soldadura. Se recomienda primero soldar las bridas extremas, luego tornear alojamiento de rodamientos y finalmente soldar las orejas rótula.

3	12	Orejas rótula	HKT-06-03-PP-03	AISI 304	-
2	2	Brida extrema tubo	HKT-06-03-PP-02	AISI 304	-
1	1	Tubo	HKT-06-03-PP-01	caño 2 1/2" sch40S AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

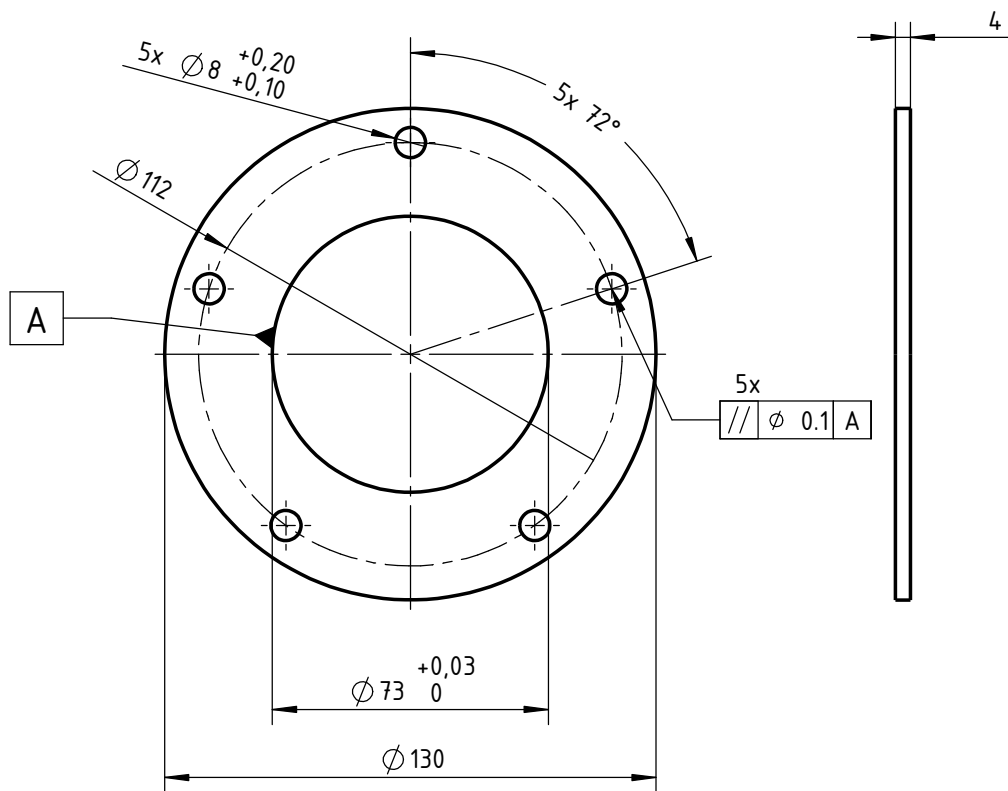
Tolerancias generales	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
	Dibujó	14/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:2			Código de plano: HKT-06-03-PE
	Tubo				
Toler. rug.					
				Pág.	




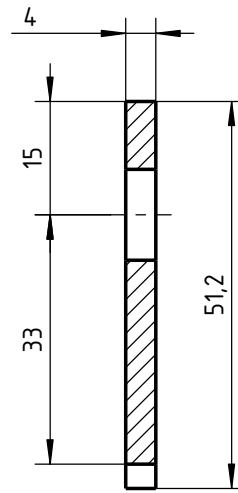
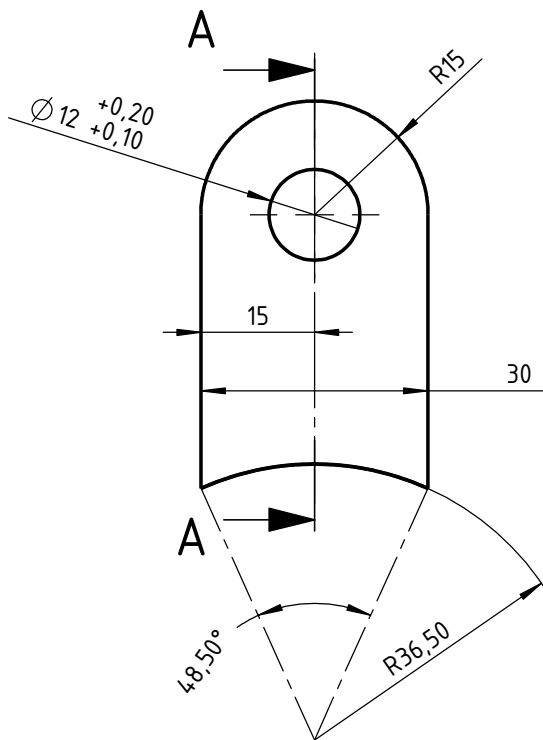
A-A

Nota: El agujero se mecaniza con el diametro nominal y la rosca necesaria en función del niple de engrase recto colocado, por eso no se especifica.

1	1	Tubo	1,720 kg	caño 2 1/2" sch40S AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	14/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Tubo			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	1:2				
 Toler. rug.					
				Código de plano: HKT-06-03-PP-01	Pág.

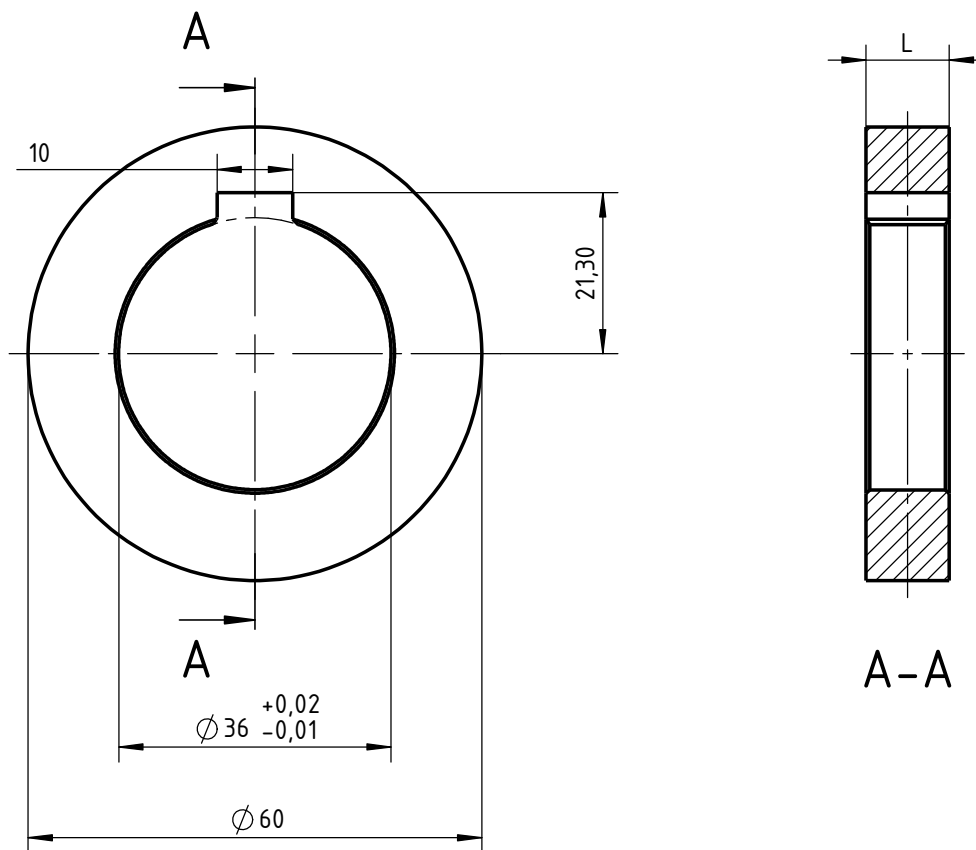


2	2	Brida extrema tubo	0,285 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:2		Brida extrema tubo	
 Toler. rug.			Código de plano: HKT-06-03-PP-02		
					Pág.



A-A

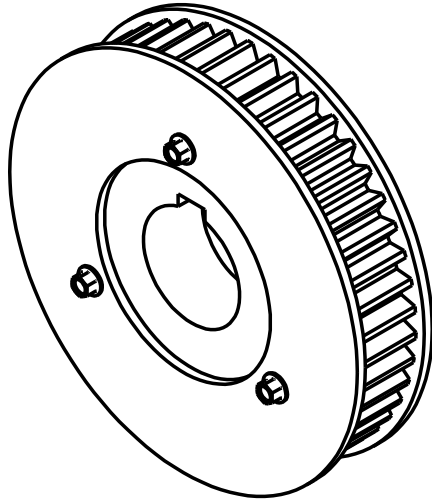
3	12	Oreja rótula	0,040 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.</p>		Fecha	Nombre	<p>Ing. Monti Ruben</p> <p>Ing. Bórtoli Pablo</p> <p>Ing. Benzi Sebastian</p>	
	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	<p>Oreja rótula</p>			<p>UTN-FRSF</p> <p>Dpto. Mecánica</p> <p>Proyecto Final</p>
	1:1				
<p>Toler. rug.</p>	<p>Código de plano:</p> <p>HKT-06-03-PP-03</p>				
					Pág.



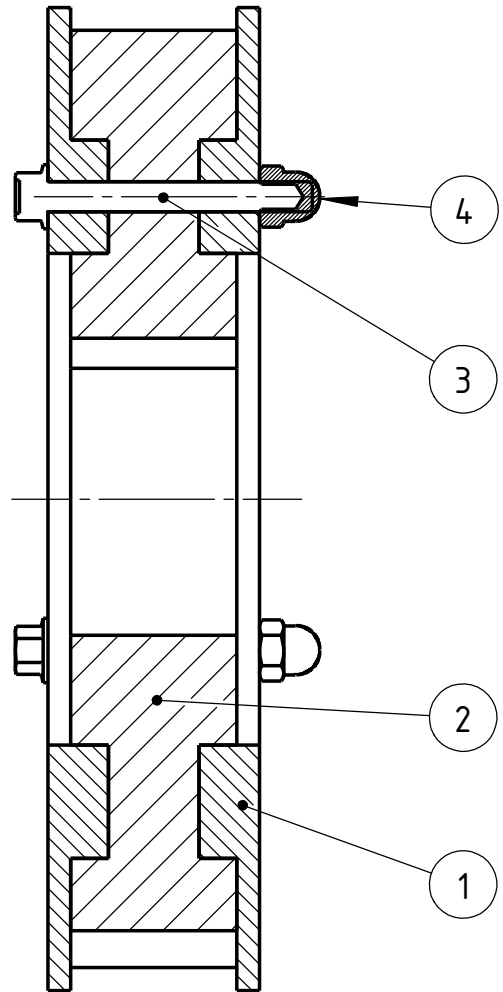
Longitud L (mm)	Cantidad	Peso total (kg)
11	2	0,056
58	1	0,145

Nota: se ejecutan chaflanes de 0,5 x 45° en las aristas del diámetro interior.

POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
4	-	Distanciador	-	DELRIN	-
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	14/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Distanciador			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	1:1				
	Código de plano: HKT-06-04-PP				
Toler. rug.					Pág.

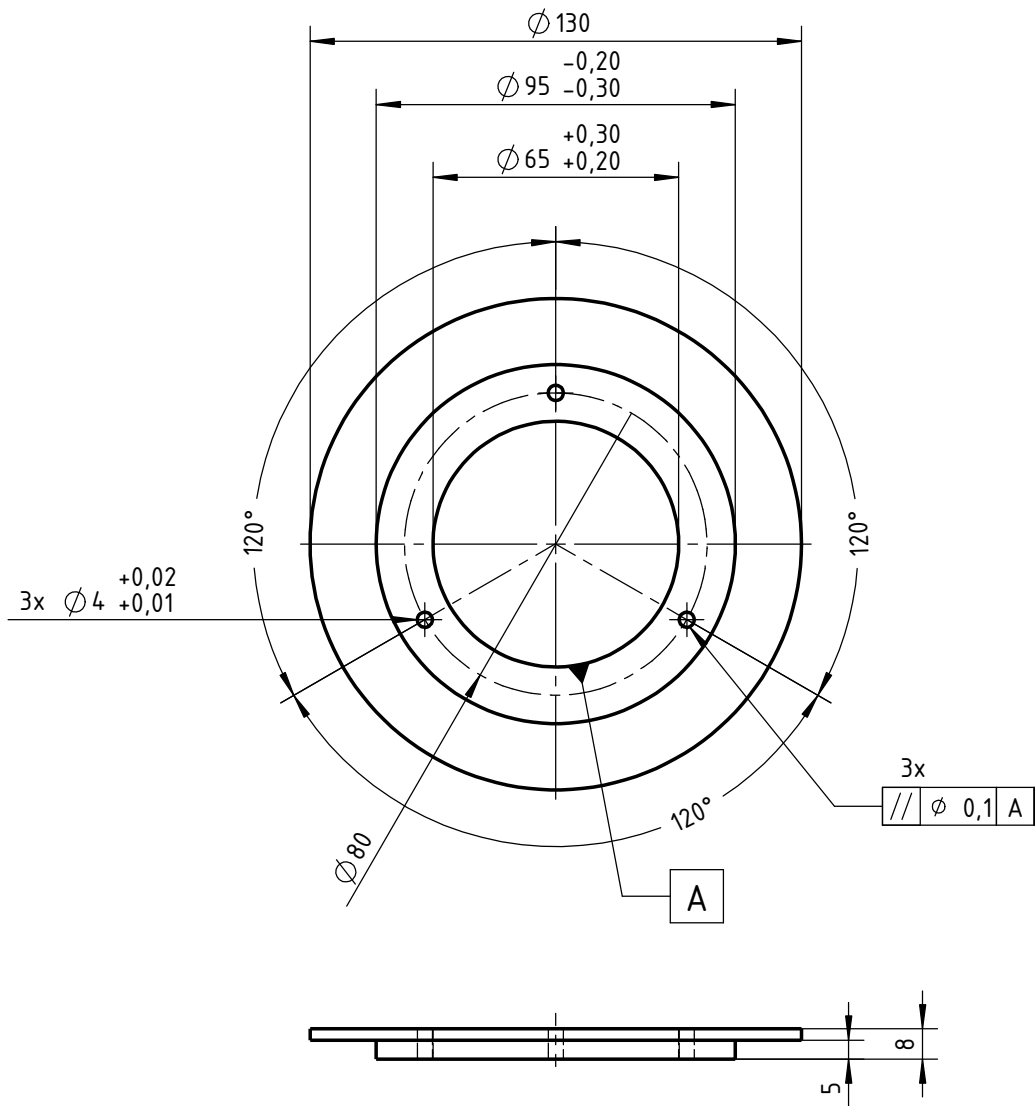



Vista isométrica
Polea rotor

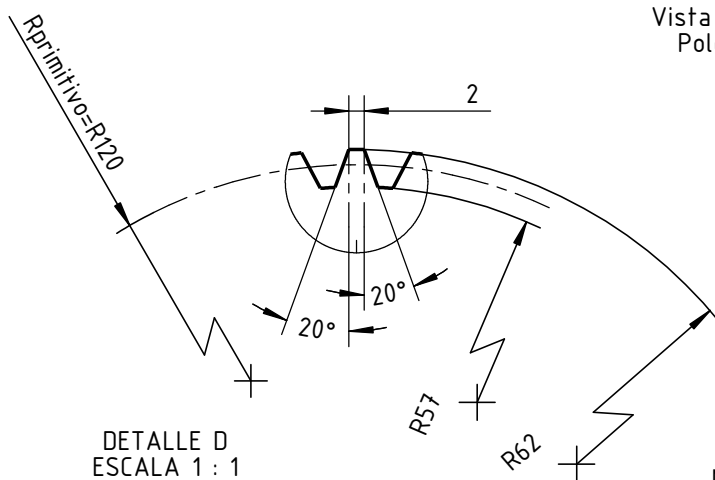
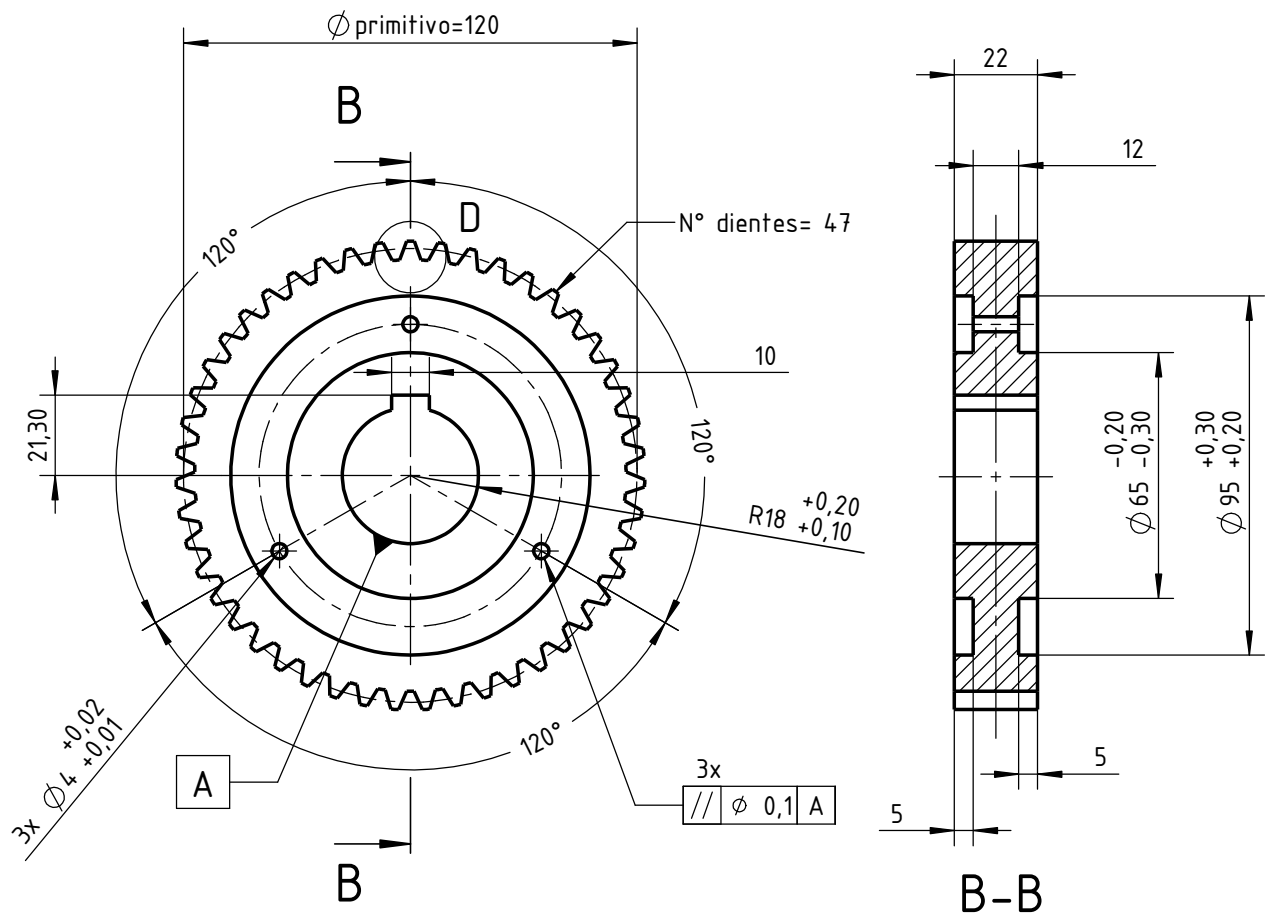


4	6	Tuerca ciega tipo DIN 1587 M4x0,7	-	inoxidable	-
3	6	Tornillo hex. tipo DIN 6921 M4x0,7x35	-	inoxidable	-
2	2	Polea	HKT-06-05-PP-02	DELRIN	-
1	4	Tapa polea	HKT-06-05-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
	Dibujó	14/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:1			Código de plano: HKT-06-05-PE
	Polea rotor				
Toler. rug.					
				Pág.	

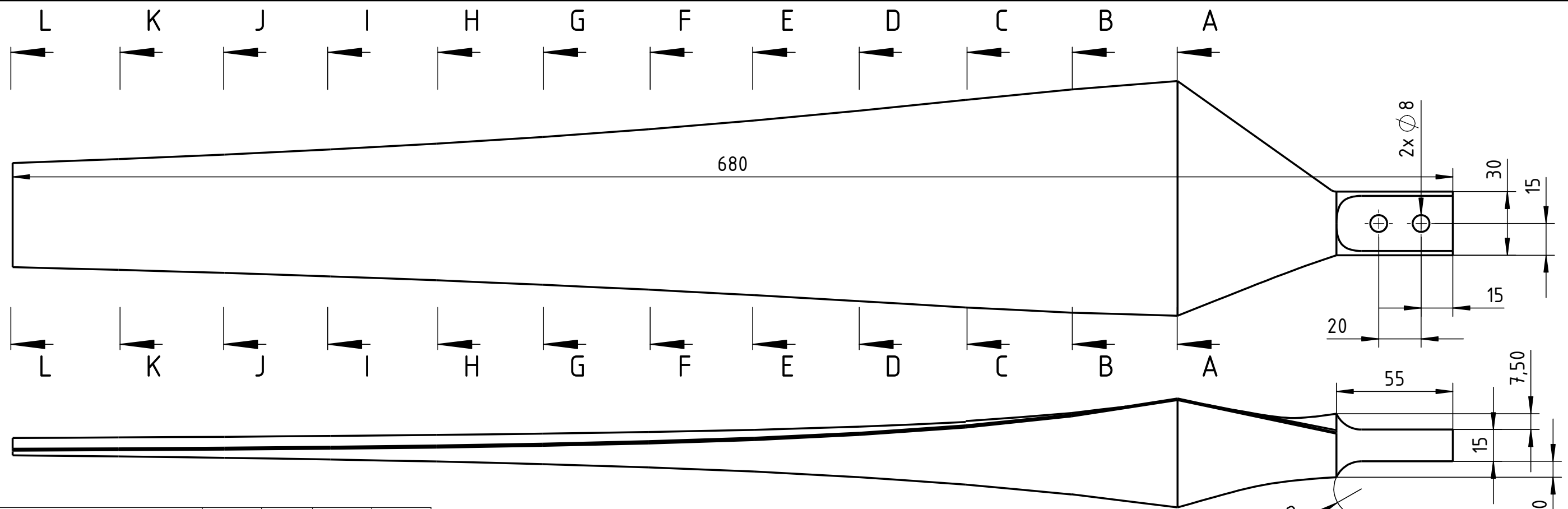


1	4	Tapa polea	0,387 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:2  Toler. rug.	Tapa polea			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-06-05-PP-01

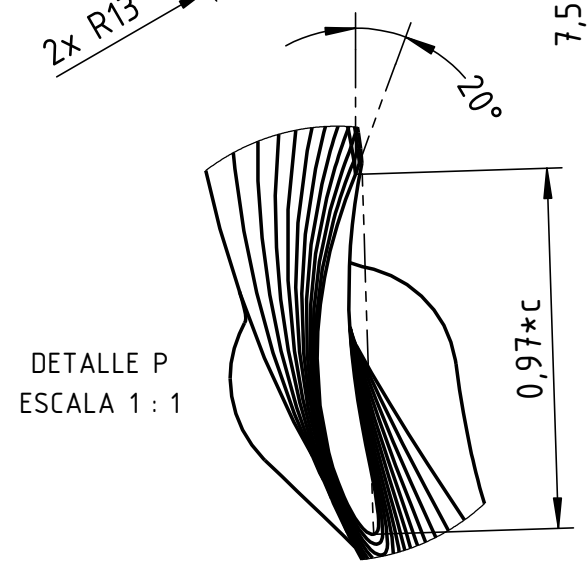
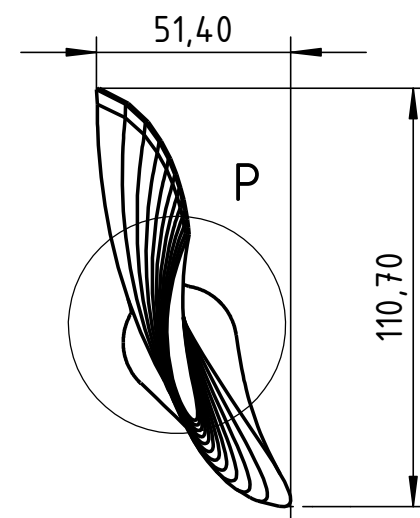


Nota: dentado para usarse con correa síncrona Gates PolyChain GT2 (8MGT, ancho 21 mm)

2	2	Polea	0,258 kg	DELRIN	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben	
Se permite una variación de +/-0,3mm en dimensiones lineales y +/-0,3° en dimensiones angulares.		Dibujó	17/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Bórtoli Pablo
		Revisó			Ing. Benzi Sebastian
		Aprobó			
Escala		Polea			
1:2					
Toler. rug.					
UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final					
Código de plano: HKT-06-05-PP-02					
					Pág.



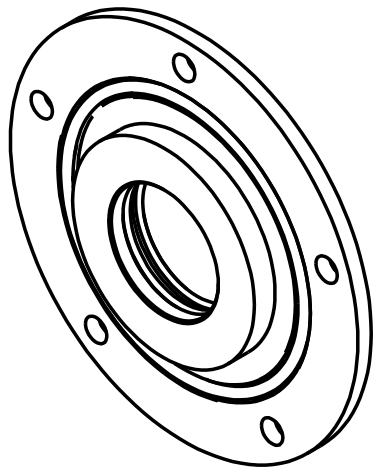
Sección	Posición radial (m)	Tipo de perfil	Long. de cuerda c(m)	Áng. de torsión β(°)					
A-A	0.15	NACA 9510 modif	0.121	24,51	F-F	0.40	NACA 9510 modif	0.076	8,02
					G-G	0.45	NACA 9510 modif	0.070	6,54
B-B	0.20	NACA 9510 modif	0.111	19,07	H-H	0.50	NACA 9510 modif	0.065	5,30
					I-I	0.55	NACA 9510 modif	0.060	4,27
C-C	0.25	NACA 9510 modif	0.101	15,12	J-J	0.60	NACA 9510 modif	0.056	3,39
					K-K	0.65	NACA 9510 modif	0.052	2,62
D-D	0.30	NACA 9510 modif	0.092	12,15	L-L	0.70	NACA 9510 modif	0.049	1,96
E-E	0.35	NACA 9510 modif	0.083	9,85					



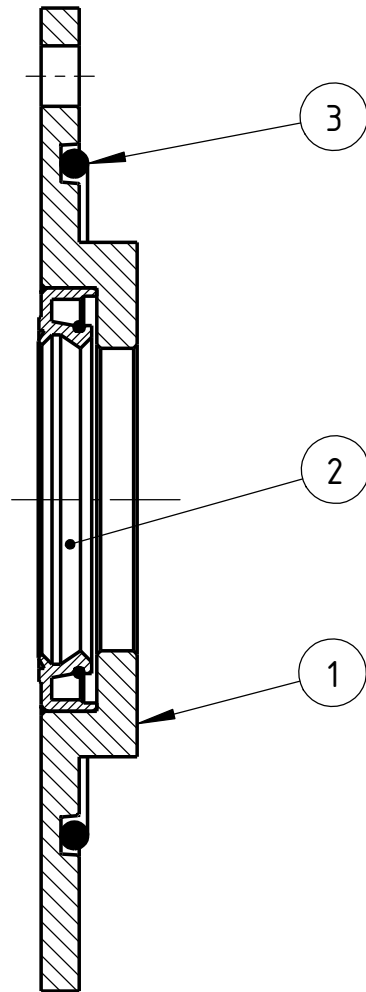
Nota: En Detalle P se muestra el borde de fuga 'antisinging'. Los agujeros de anclaje se mecanizan una vez construido.

POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
6	3	Alabe NACA 9510	0,465 kg	material compuesto PRFV	-

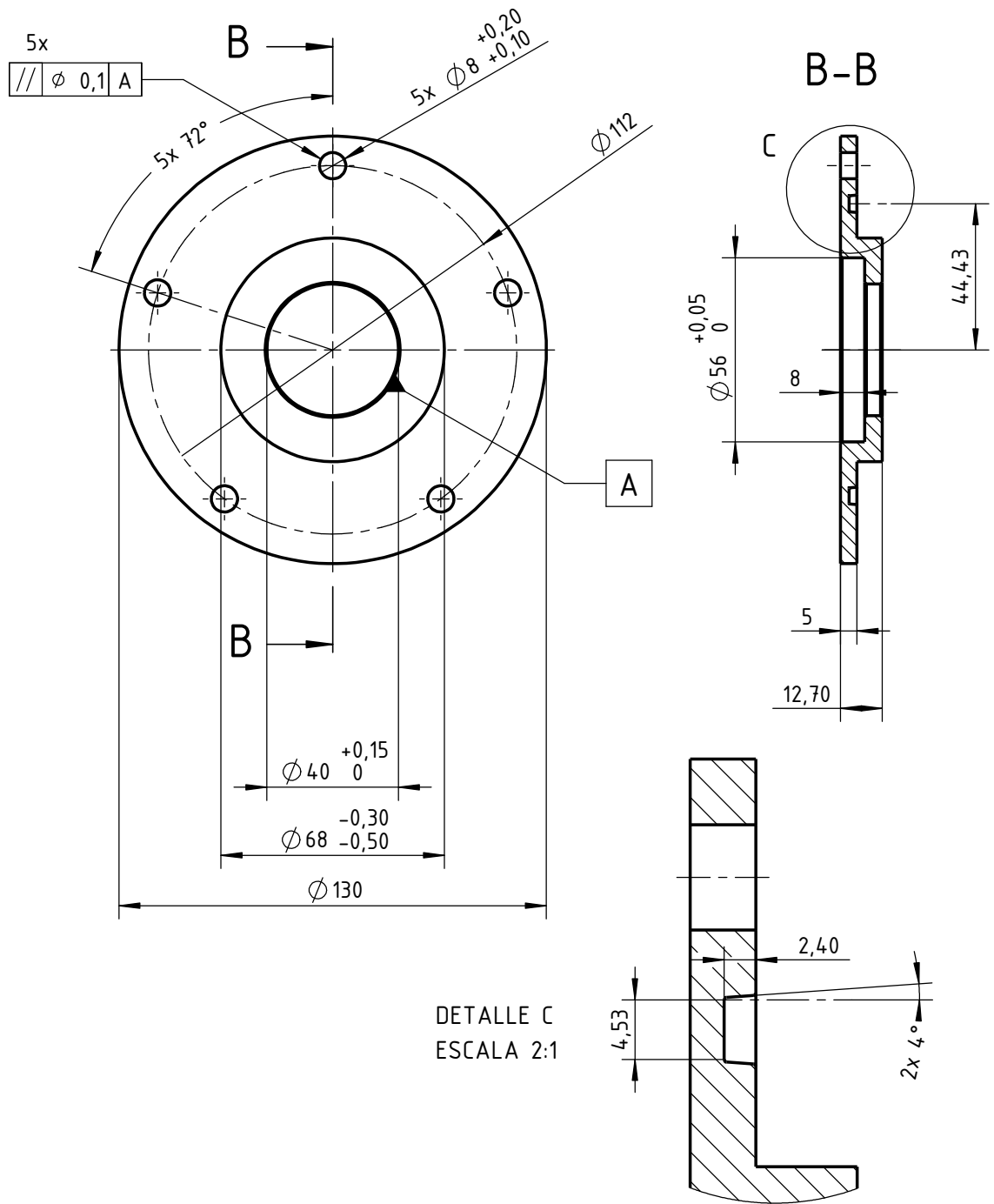
Tolerancias generales		Fecha	Nombre		
Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.	Dibujó	14/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben	
	Revisó			Ing. Bórtoli Pablo	
	Aprobó			Ing. Benzi Sebastian	
Escala 1:2				UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
Toler. rug.					
Alabe NACA 9510				Código de plano: HKT-06-06-PP	
				Pág.	



Vista isométrica
Tapa ciega



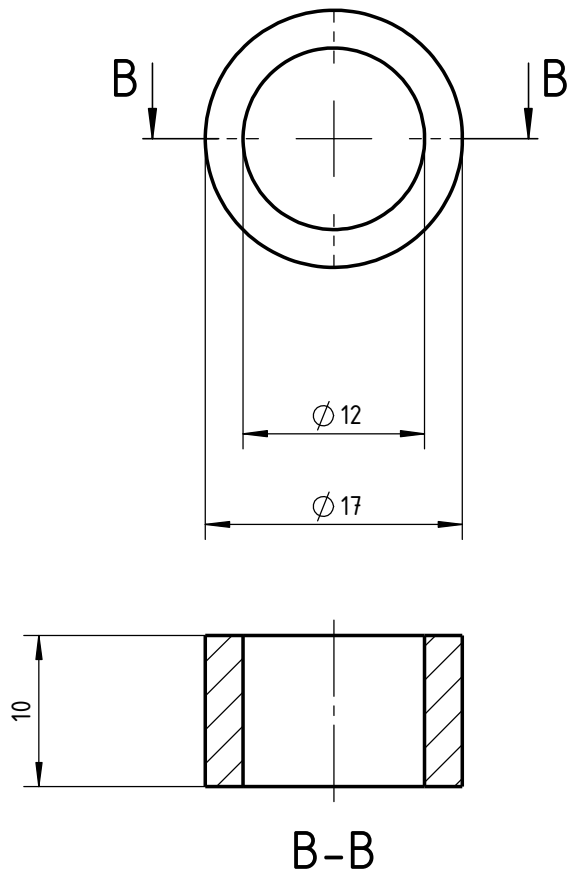
3	2	O'ring serie standard N° Parker 2-240	-	Caucho	-
2	2	Retén tipo Lx deje=40 Daloj=56 h=8	-	NBR con resorte acero	Giro L
1	2	Tapa ciega	HKT-06-07-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	14/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Tapa ciega			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
				Código de plano: HKT-06-07-PE	
Toler. rug.				Pág.	




DETALLE C
ESCALA 2:1

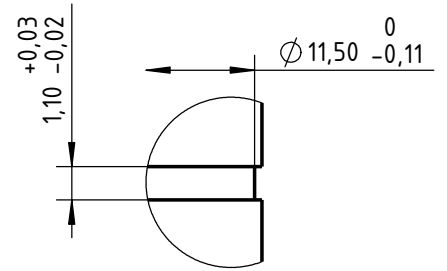
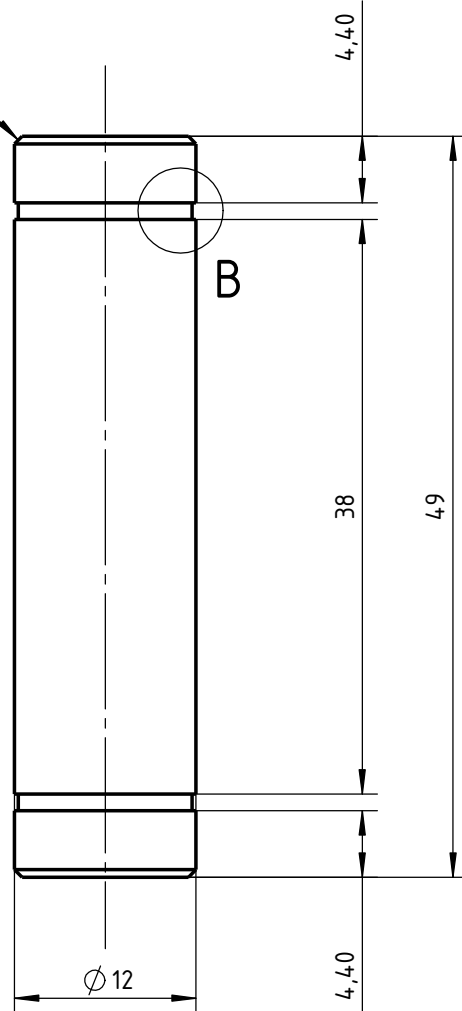
Nota: los chaflanes de las aristas interiores se ejecutan con dimensiones 0,5x45° Alojamiento O'ring según Detalle C.

1	2	Tapa ciega	0,518 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-06-07-PP-01
	Dibujó	14/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Tapa ciega			
1:2					
	Toler. rug.				
					Pág.



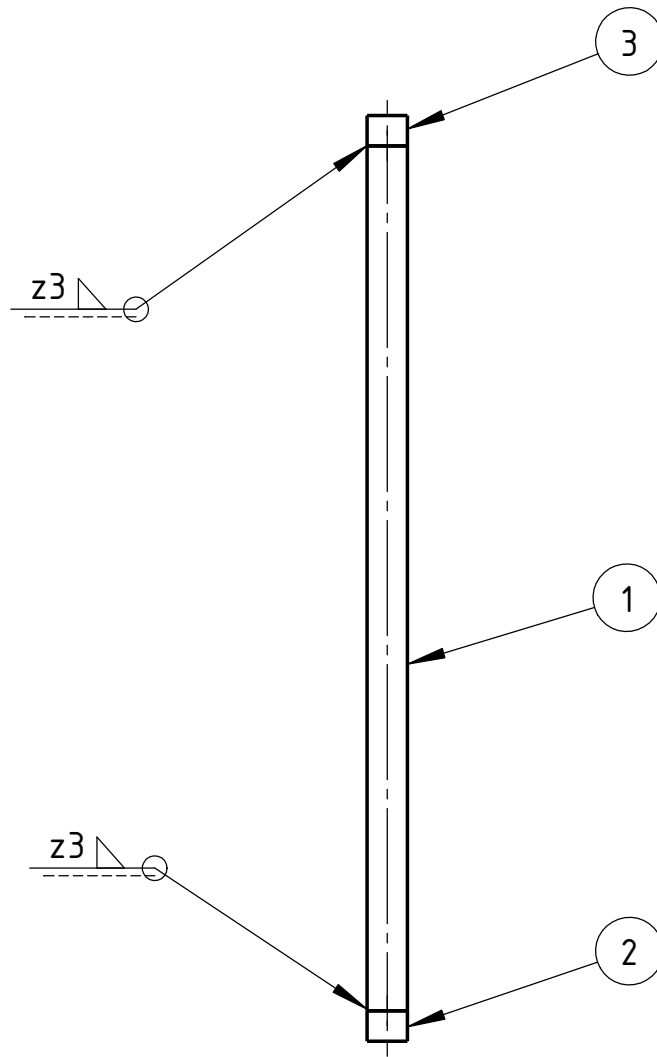
11	24	Distanciador rótula	0,004 kg	DELRIN	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	14/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 2:1	Distanciador rótula			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	 Toler. rug.				Código de plano: HKT-06-11-PP
					Pág.

2x 0,50 x 45°



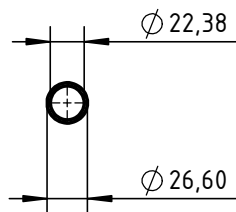
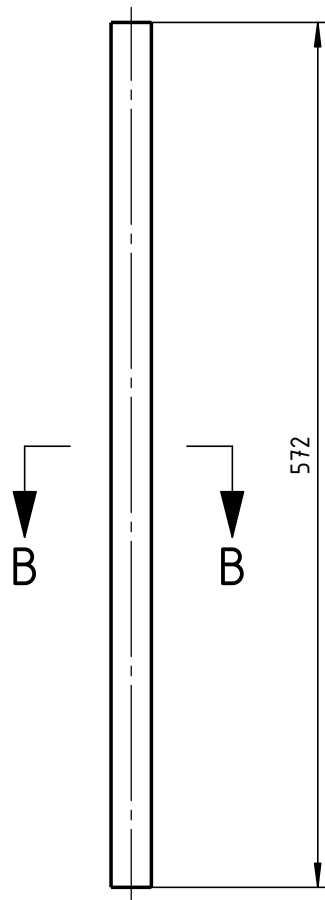
DETALLE B
ESCALA 4 : 1

12	12	Pasador rótula	0,045 kg	AISI 304	-	
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES	
<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.</p>		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian		
	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler			
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Pasador rótula				UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	2:1					
						Código de plano: HKT-06-12-PP
Toler. rug.					Pág.	



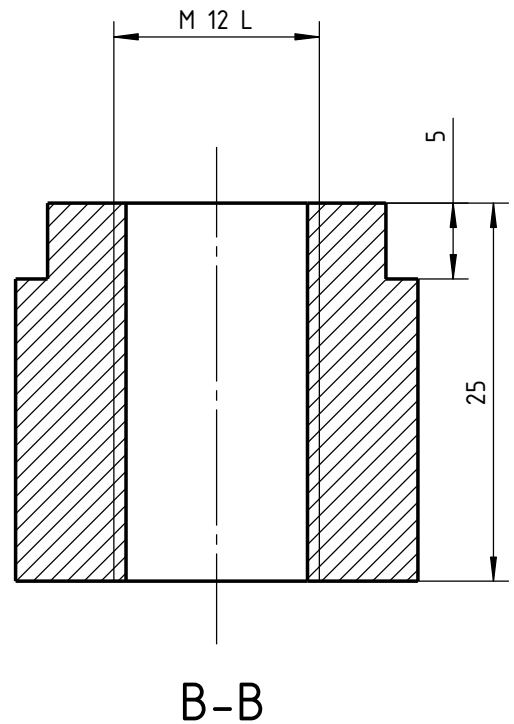
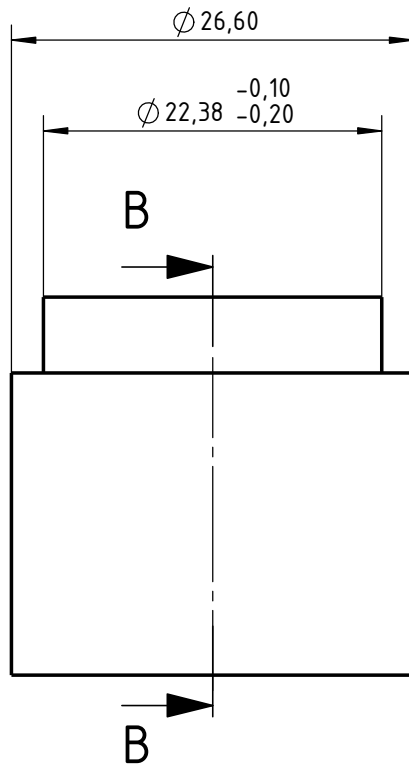
3	6	Bloque extremo rd	HKT-06-14-PP-03	AISI 304	-
2	6	Bloque extremo ri	HKT-06-14-PP-02	AISI 304	-
1	6	Caño central	HKT-06-14-PP-01	caño 3/4" sch10S AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
	Dibujó	14/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:5			Código de plano: HKT-06-14-PE
	Nervio ajustable				
Toler. rug.					
				Pág.	




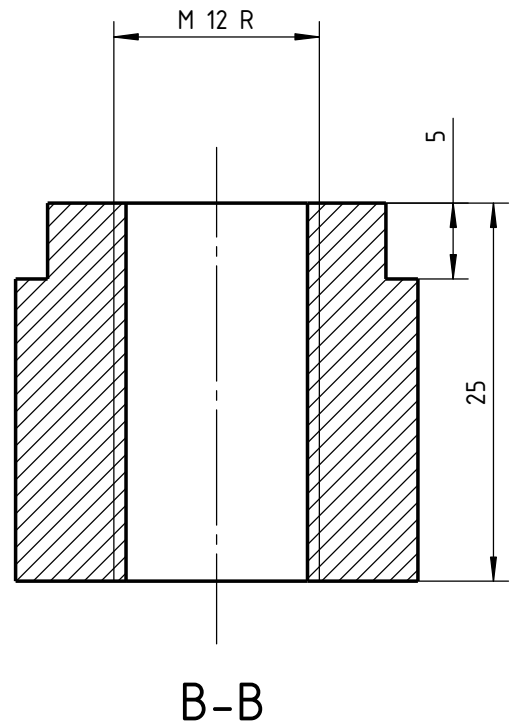
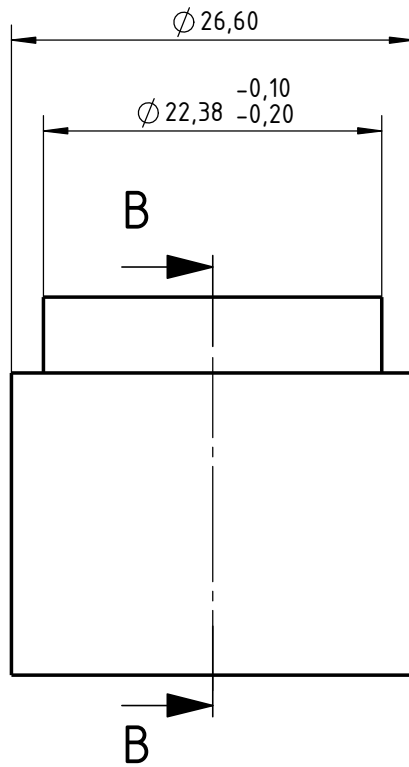
B-B

1	6	Caño central	0,743 kg	caño 3/4" sch10S AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.</p>		Fecha	Nombre	<p>Ing. Monti Ruben</p> <p>Ing. Bórtoli Pablo</p> <p>Ing. Benzi Sebastian</p>	
	Dibujó	14/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	<p>Caño central</p>			<p>UTN-FRSF</p> <p>Dpto. Mecánica</p> <p>Proyecto Final</p>
					<p>Código de plano:</p> <p>HKT-06-14-PP-01</p>
Toler. rug.	Pág.				




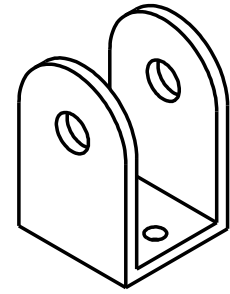
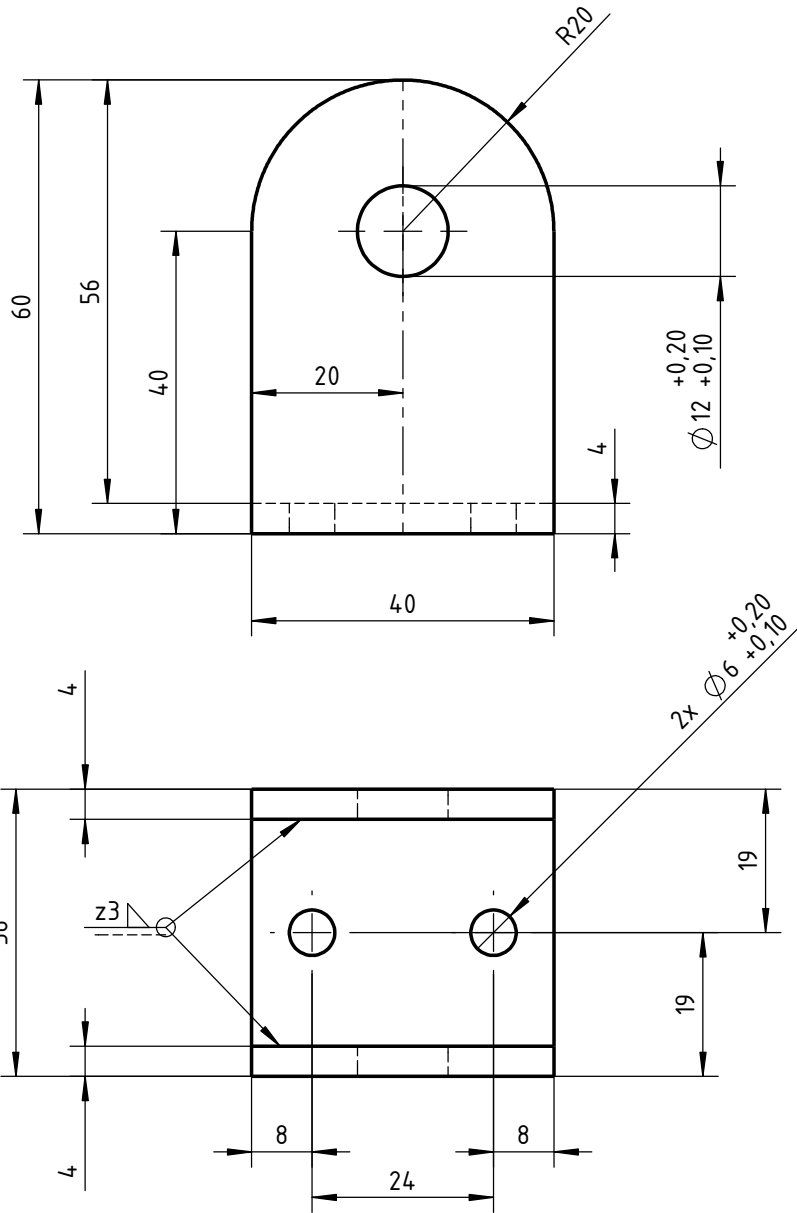
Nota: la letra L indica rozca izquierda. El paso entre filetes se elige para que sea igual a la r3tula.

3	6	Bloque extremo ri	0,082 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominaci3n	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variaci3n de $\pm 0,5\text{mm}$ en dimensiones lineales y $\pm 0,5^\circ$ en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. B3rtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibuj3	16/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revis3				
	Aprob3				
	Escala 2:1  Toler. rug.	Bloque extremo ri			UTN-FRSF Dpto. Mec3nica Proyecto Final
					P3g.



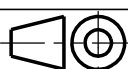
Nota: la letra R indica rozca derecha. El paso entre filetes se elige para que sea igual a la r3tula.

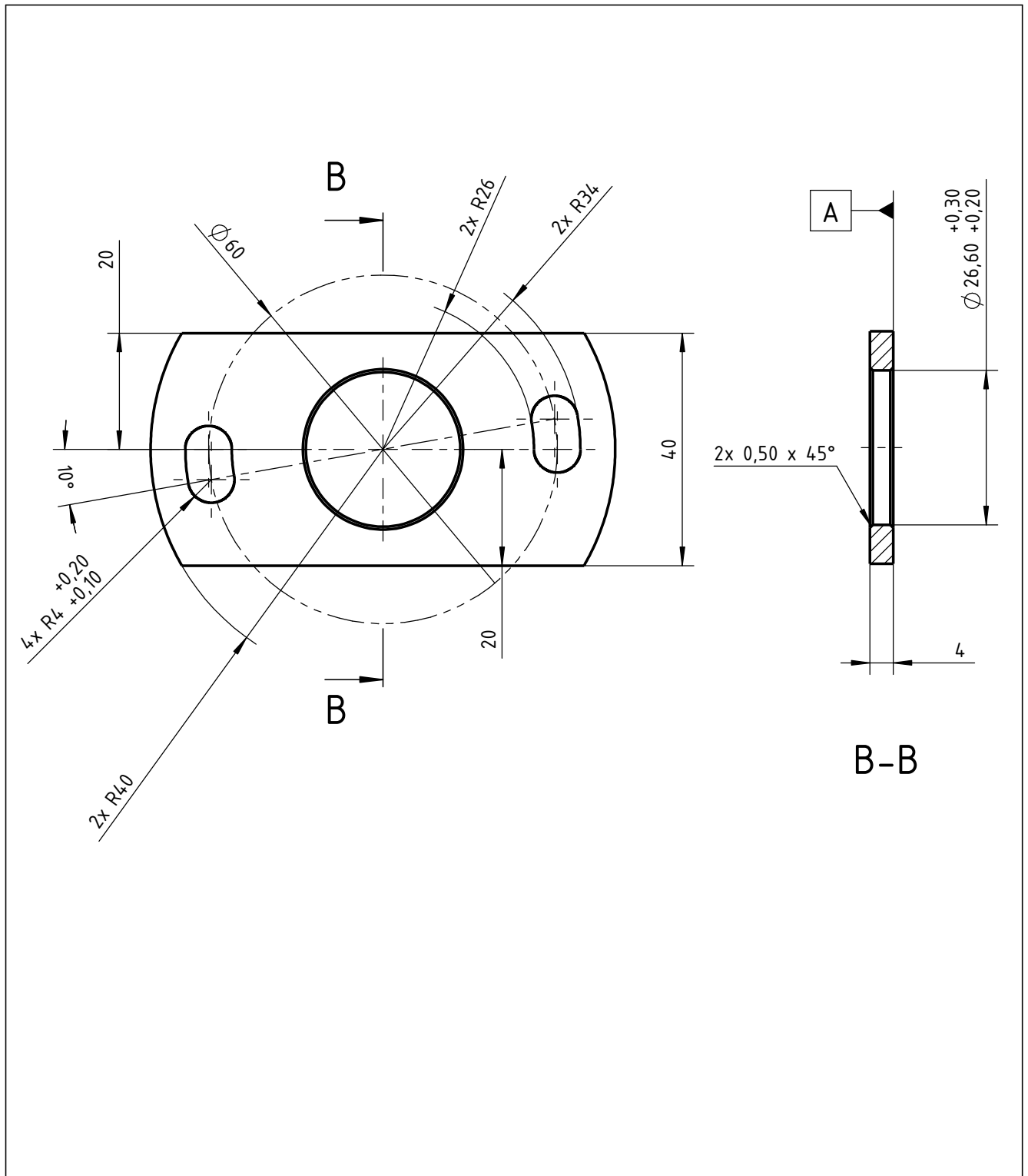
3	6	Bloque extremo rd	0,082 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominaci3n	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variaci3n de $\pm 0,5\text{mm}$ en dimensiones lineales y $\pm 0,5^\circ$ en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. B3rtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibuj3	16/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revis3				
	Aprob3				
	Escala 2:1  Toler. rug.	Bloque extremo rd			
					P3g.

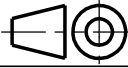


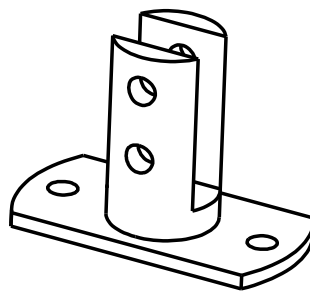
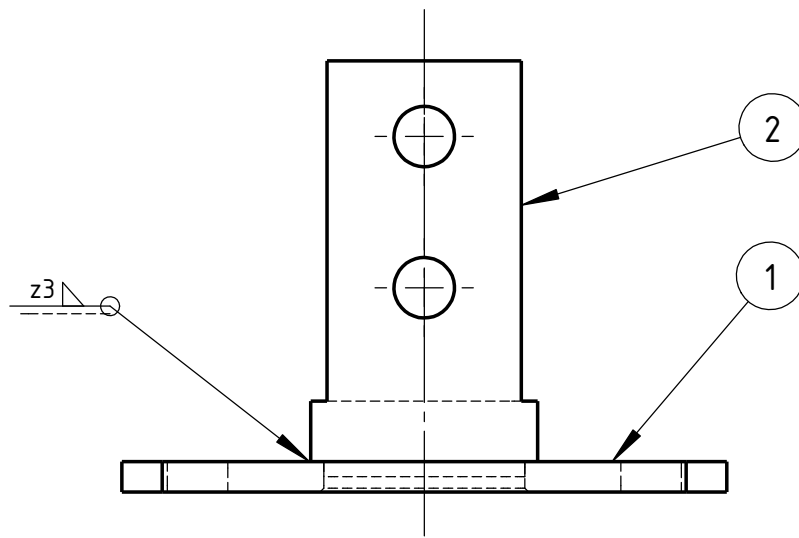
Vista isométrica
Horquilla

Nota: son 3 piezas cortadas aparte y soldadas; por simplicidad se representan como pieza y no como conjunto.

POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
17	6	Horquilla fijación a difusor	0,172 kg	AISI 304	-
Tolerancias generales		Fecha	Nombre		
Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	
		Revisó			
		Aprobó			
Escala		Horquilla fijación a difusor		UTN-FRSF	
1:1				Dpto. Mecánica	
 Toler. rug.				Proyecto Final	
				Código de plano: HKT-06-17-PP	
				Pág.	

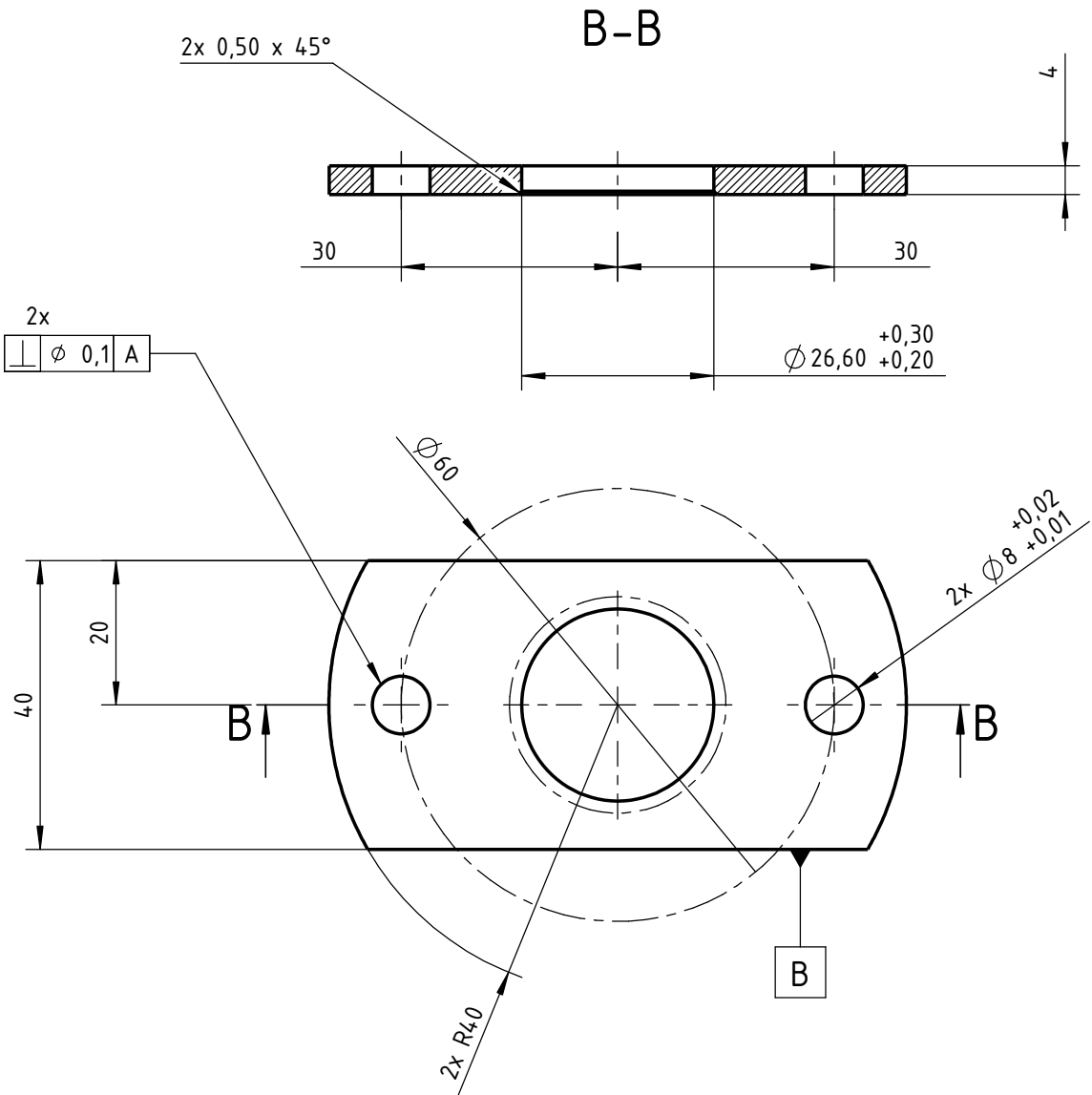


18	3	Brida inferior rotor	0,074 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Brida inferior rotor			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
1:1	Código de plano: HKT-06-18-PP				
 Toler. rug.					Pág.



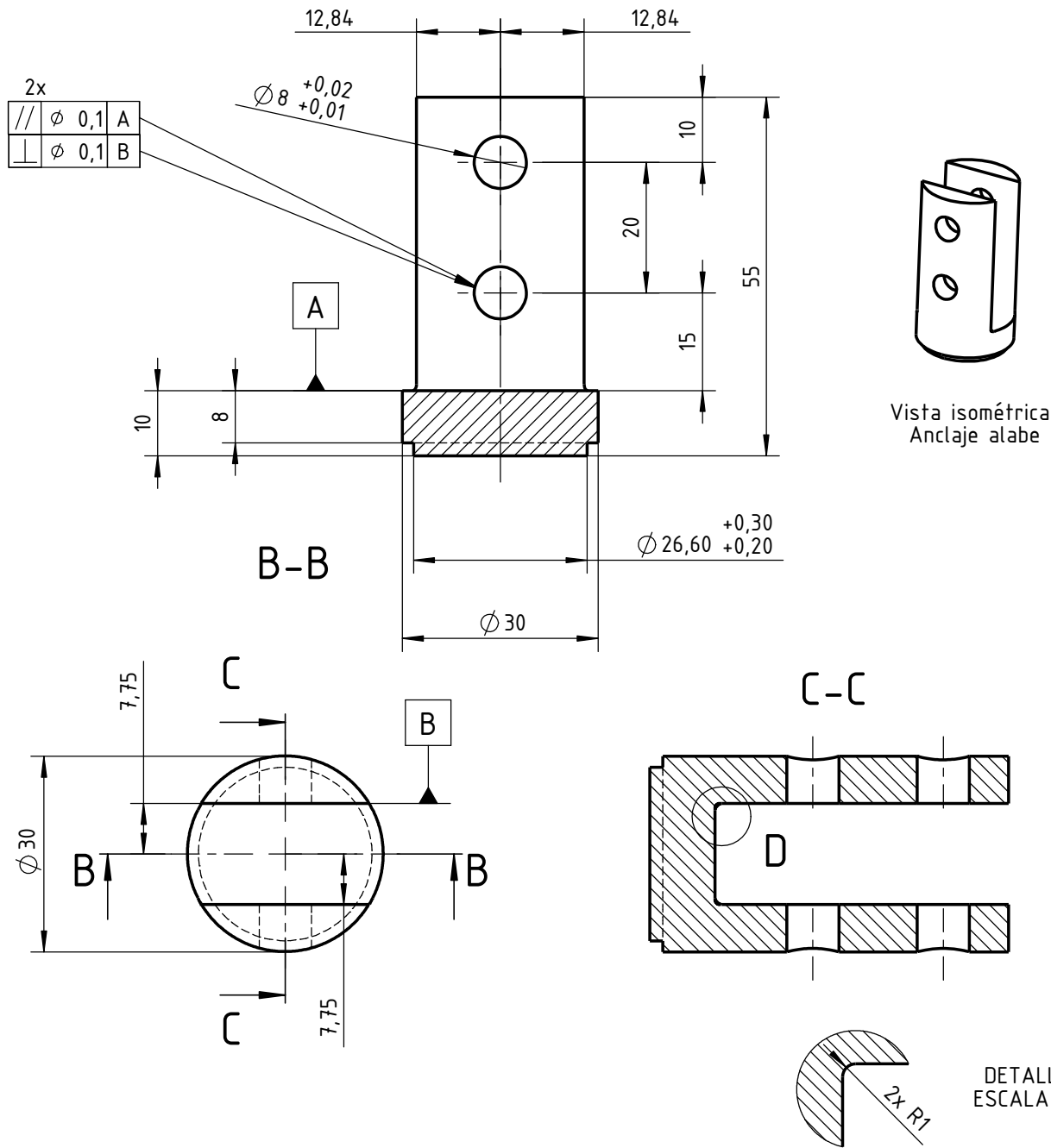
Vista isométrica
Brida superior rotor

2	3	Anclaje alabe	HKT-06-19-PP-02	AISI 304	-
1	3	Brida superior rotor	HKT-06-19-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:1			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	Toler. rug.			Código de plano: HKT-06-19-PE	
					Pág.

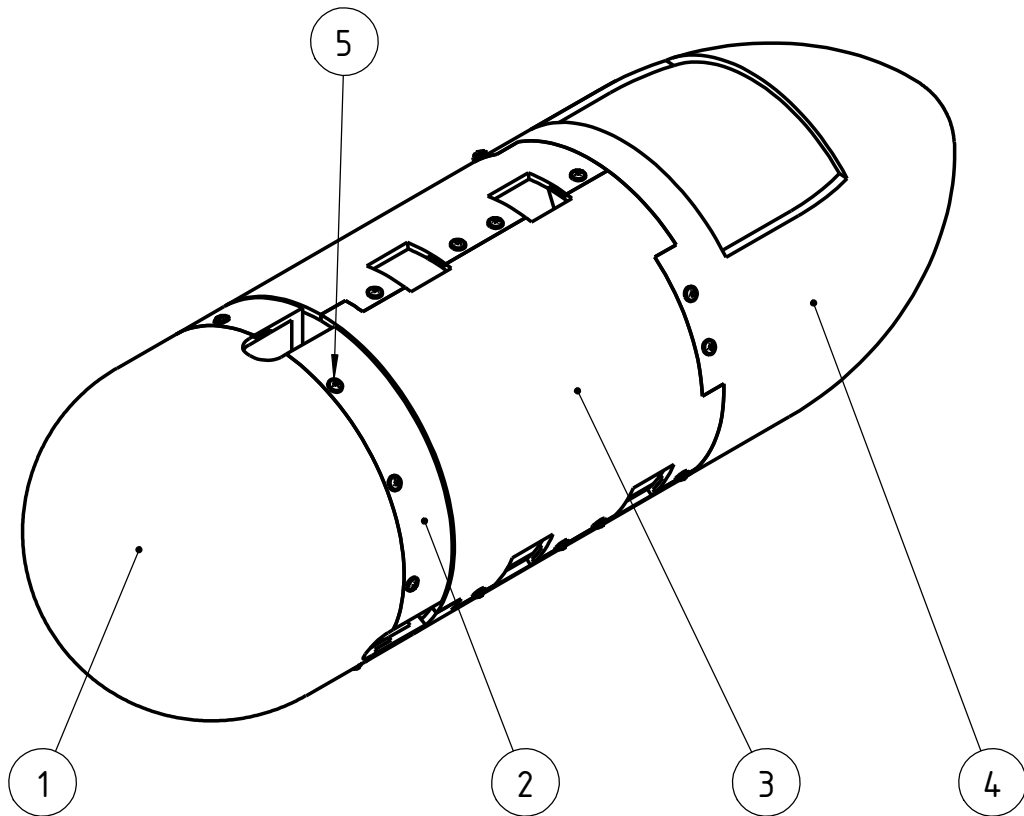


1	3	Brida superior rotor	0,077 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.</p>	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-06-19-PP-01	
	Dibujó	14/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:1			
		Brida superior rotor			
Toler. rug.				Pág.	

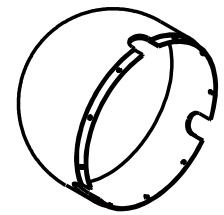
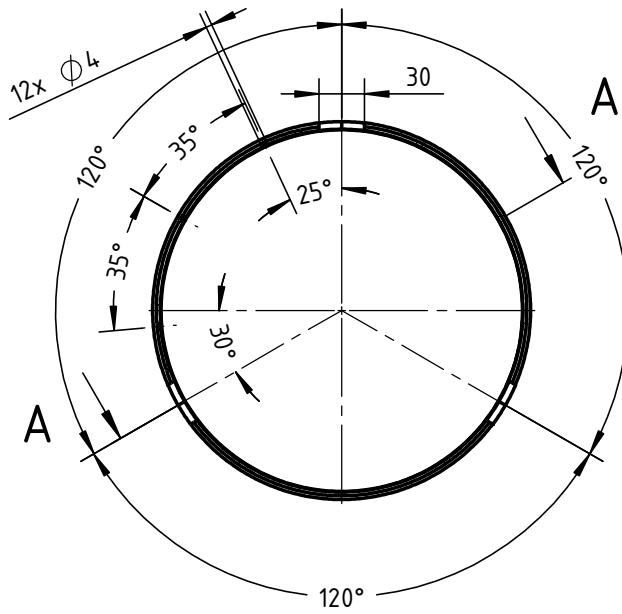


2	3	Anclaje alabe	0,138 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de $\pm 0,5$ mm en dimensiones lineales y $\pm 0,5^\circ$ en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-06-19-PP-02
	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Anclaje alabe			
1:1					
Toler. rug.					Pág.

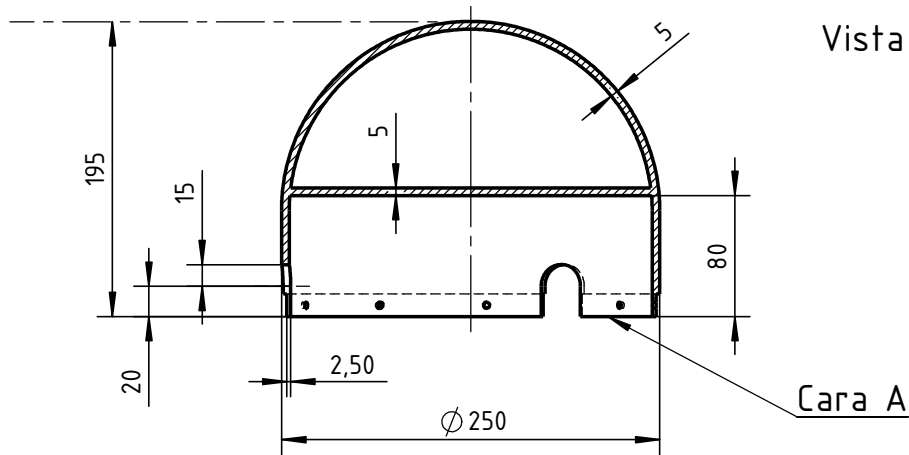


5	27	Tornillo autoperforante DIN 968 M4	-	inox	-
4	1	Hub trasero	HKT-06-29-PP-04	PRFV	-
3	3	Cubre tubo	HKT-06-29-PP-03	PRFV	-
2	3	Tapa trasera hub	HKT-06-29-PP-02	PRFV	-
1	1	Hub	HKT-06-29-PP-01	PRFV	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
	Dibujó	18/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:5			Código de plano: HKT-06-29-PE
		Cobertores rotor			
Toler. rug.					
				Pág.	



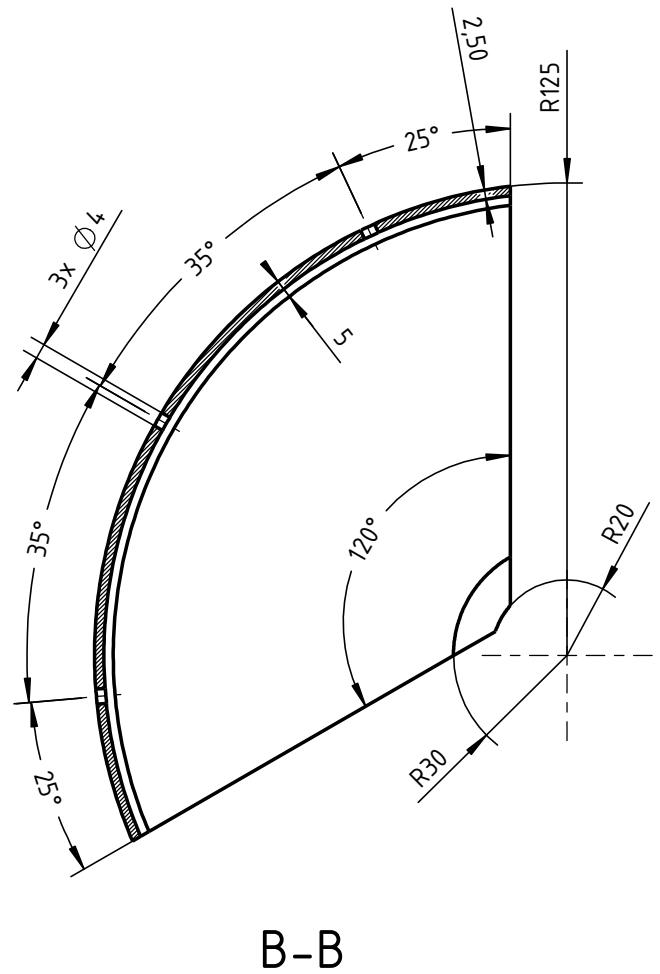
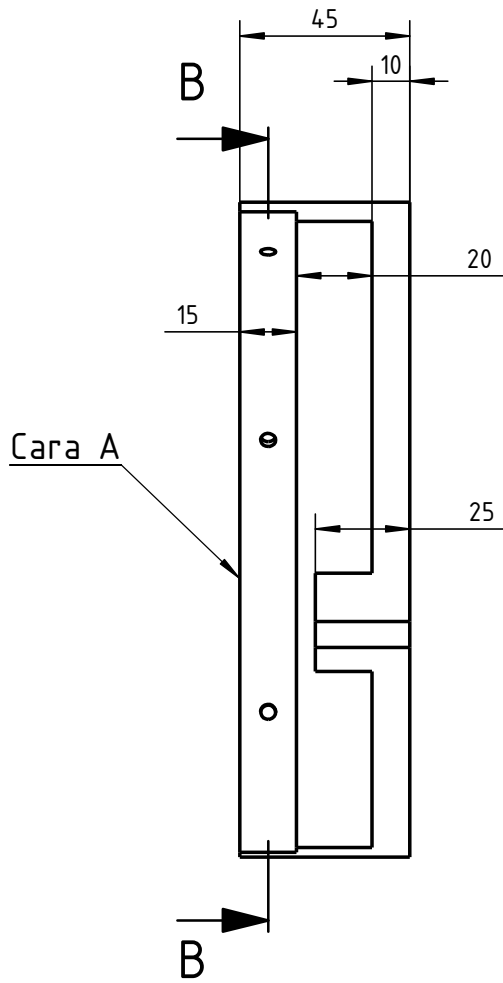
Vista isométrica hub



A-A

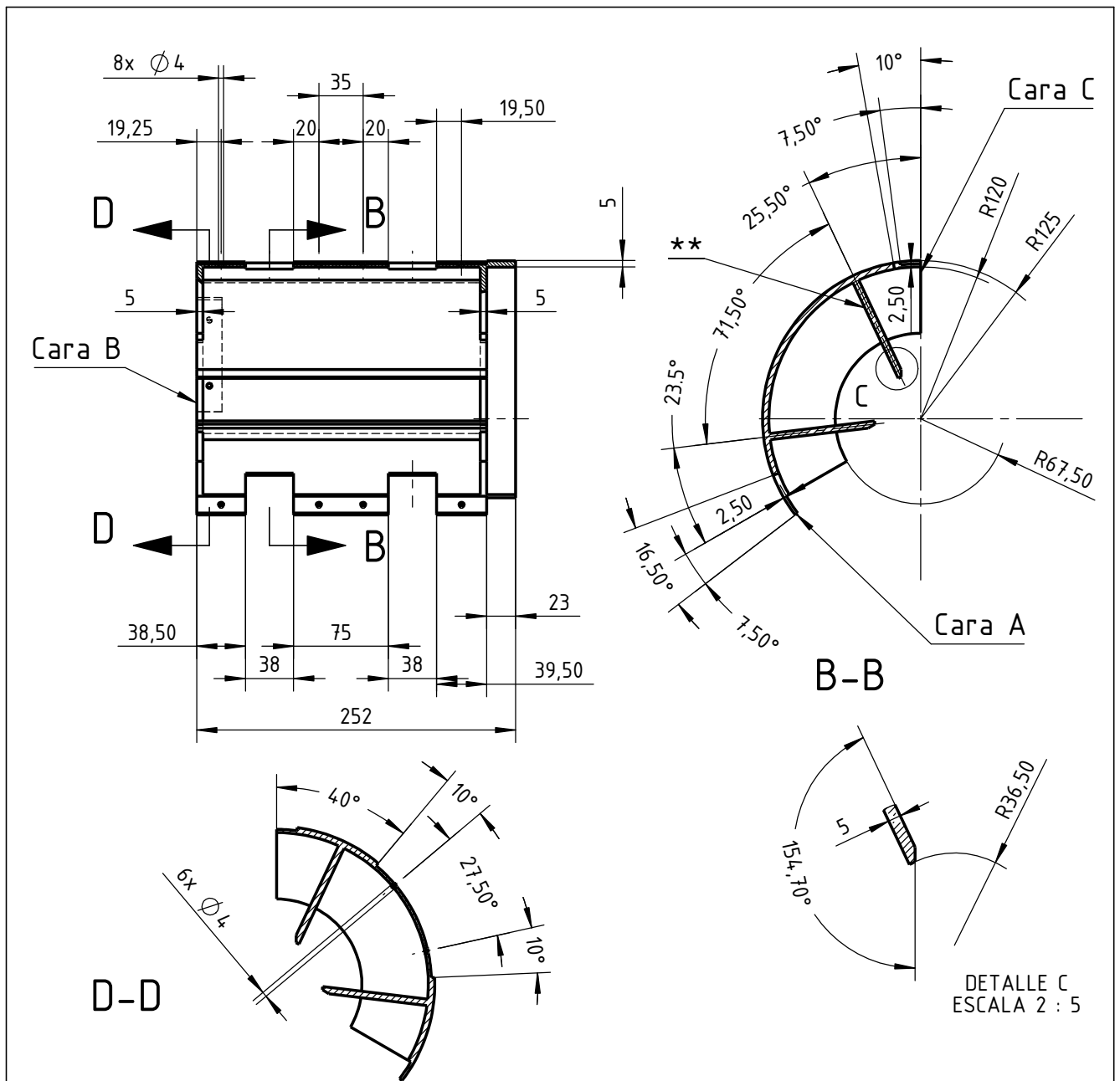
Nota: los agujeros se mecanizan a 7,5 mm respecto a Cara A, con el espaciado angular indicado. Tener en cuenta que esta pieza se fija mediante tornillos autopercutores a las demás carcasas del rotor.

POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
1	1	Hub	0,270 kg	PRFV	-
Tolerancias generales		Fecha	Nombre		
Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Dibujó	18/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben
		Revisó			Ing. Bórtoli Pablo
		Aprobó			Ing. Benzi Sebastian
Escala		Hub		UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
1:5					
 Toler. rug.				Código de plano: HKT-06-29-PP-01	



Nota: El resalta en la zona interna hace tope contra la estrella rotor. Considerar que los agujeros periféricos son para fijar con tornillos auto perforantes al resto de las piezas. Se mecanizan a 7,5 mm respecto a la Cara A según espaciamiento angular indicado en B-B.

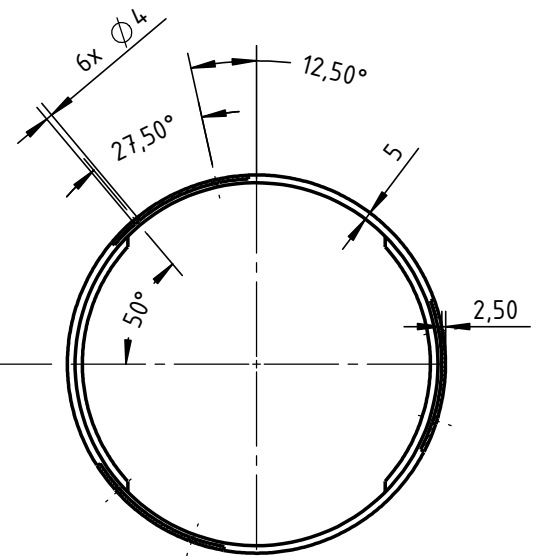
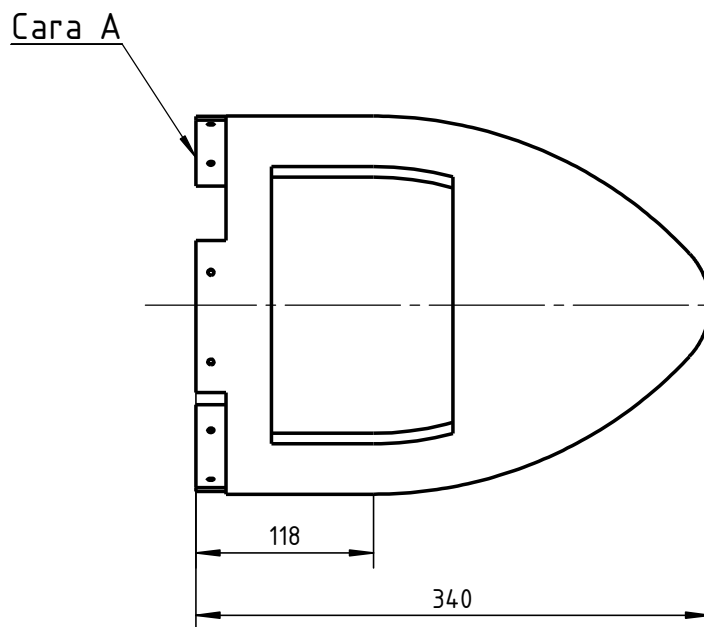
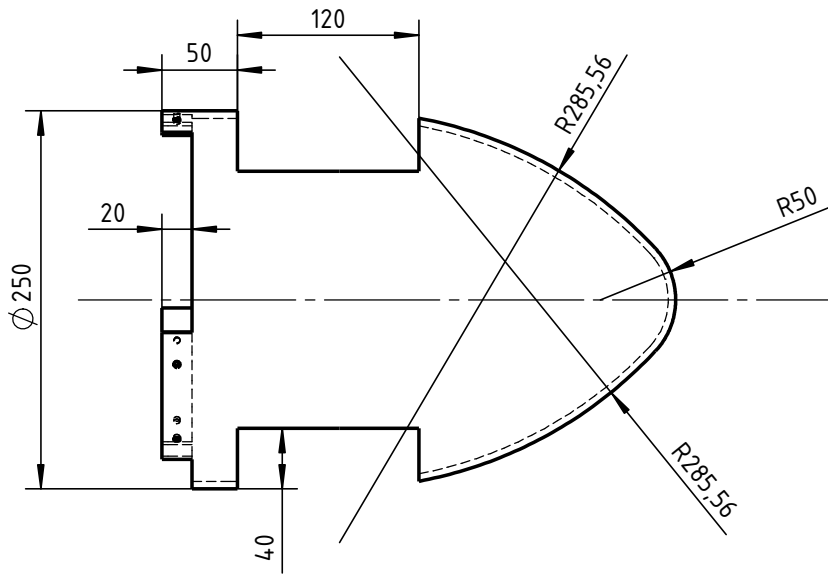
2	3	Tapa trasera hub	0,120 kg	PRFV	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	Dibujó	18/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Tapa trasera hub			
	1:2				
Toler. rug.					
Código de plano:					Pág.
HKT-06-29-PP-02					



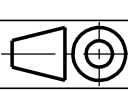
Nota: los nervios internos ** están hechos para apoyar en su base contra el mortero del rotor y contra la base de las orejas de fijación de las rótulas, facilitando el rápido posicionamiento de esta pieza sobre el rotor. Considerar que los agujeros periféricos son para fijar con tornillos auto perforantes al resto de las piezas, se mecanizan a 7,5 mm respecto a Cara A y C con el espaciado lineal indicado en B-B y a 10 mm respecto a Cara B con el espaciado angular indicado en D-D.

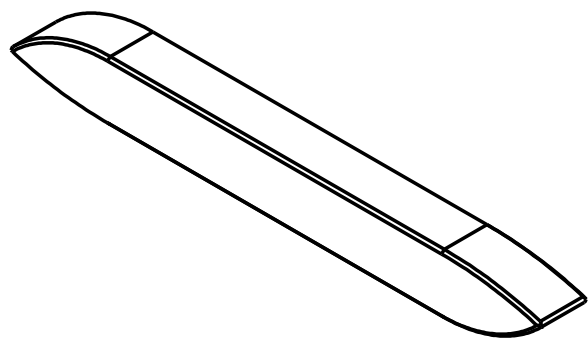
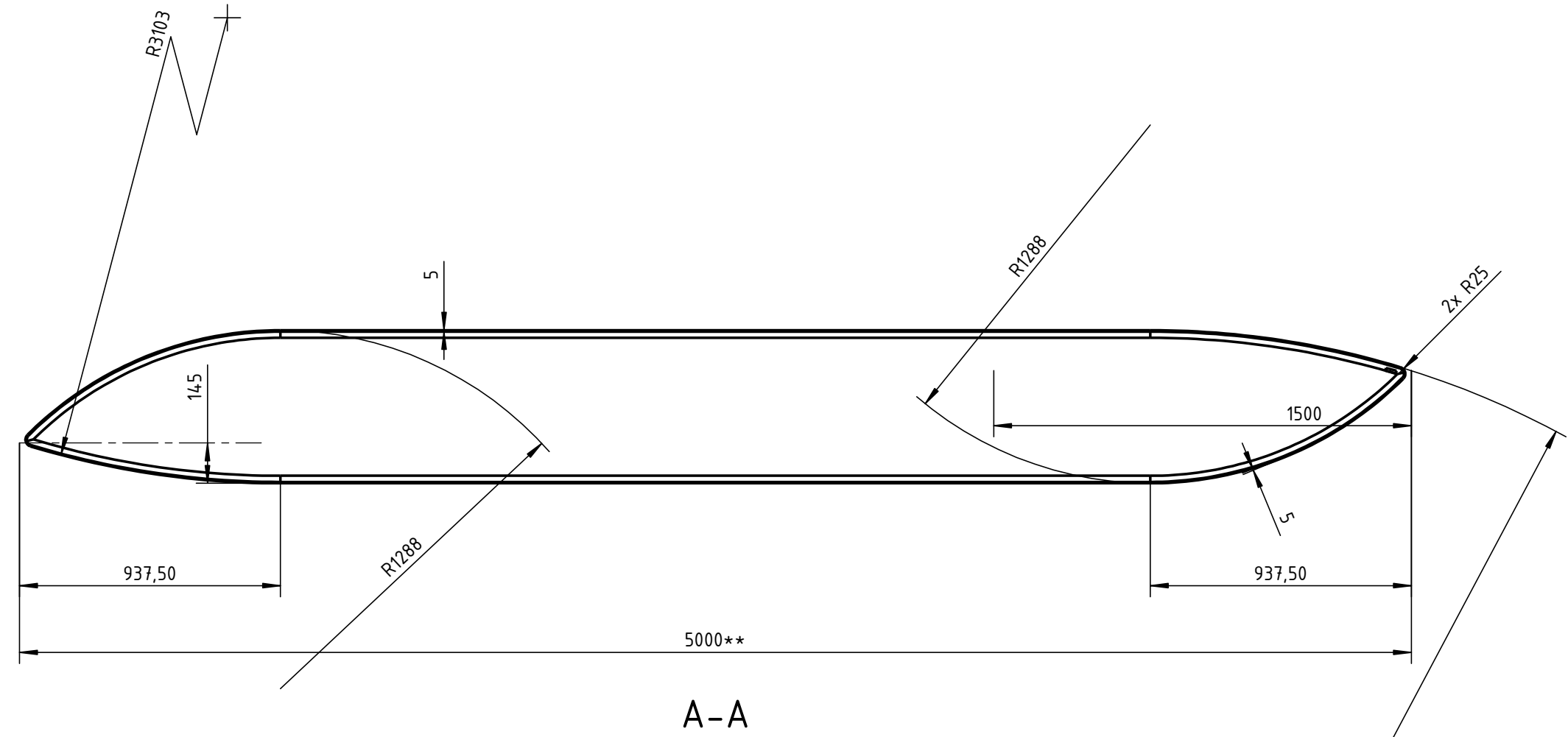
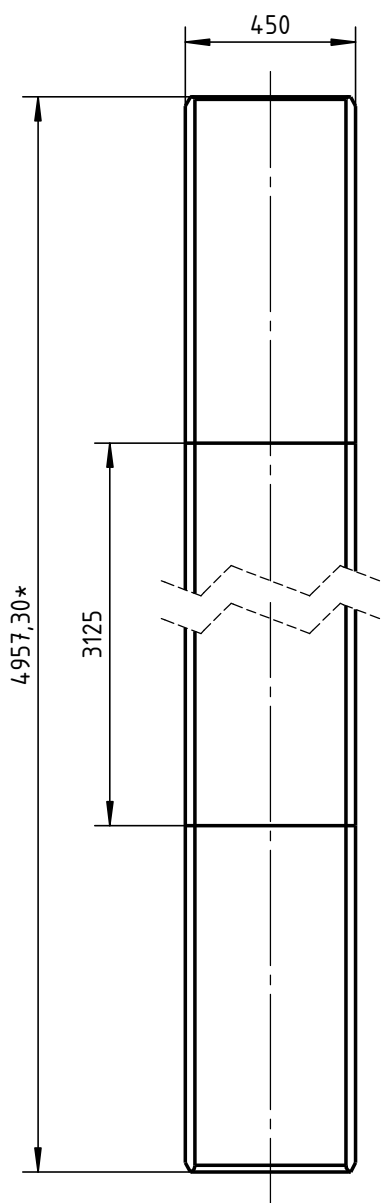
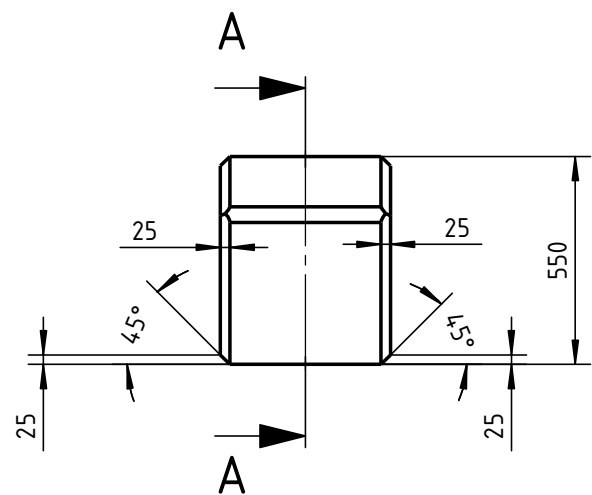
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
3	3	Cubre tubo	0,220 kg	PRFV	-

Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	18/5/2020		Volpe/Zeitler
	Revisó			
	Aprobó			
Escala 1:5	Cubre tubo		UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
 Toler. rug.				Código de plano: HKT-06-29-PP-03
			Pág.	



Nota: los agujeros se mecanizan a 10 mm respecto a Cara A, con el espaciado angular indicado. Tener en cuenta que esta pieza se fija mediante tornillos autoperforantes a las demás carcasas del rotor.

POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
4	1	Hub trasero	0,300 kg	PRFV	-
Tolerancias generales		Fecha	Nombre		
Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Dibujó	18/5/2020	Volpe/Zeitler	
		Revisó			
		Aprobó			
Escala		Hub trasero		UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
1:5					
					
Toler. rug.				Código de plano: HKT-06-29-PP-04	
				Pág.	



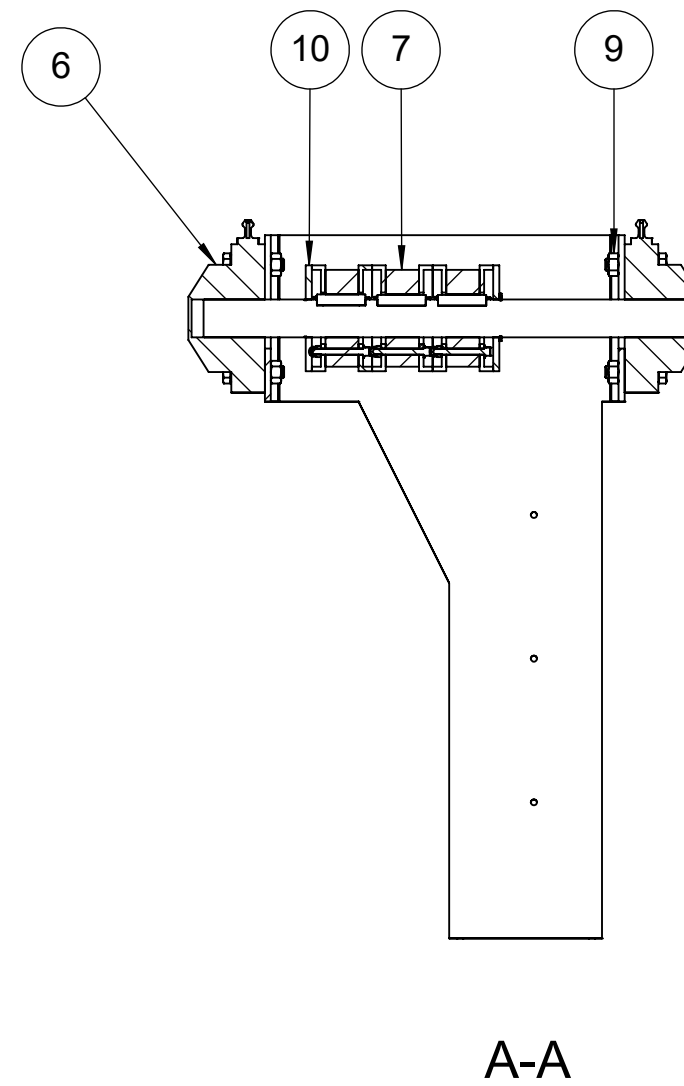
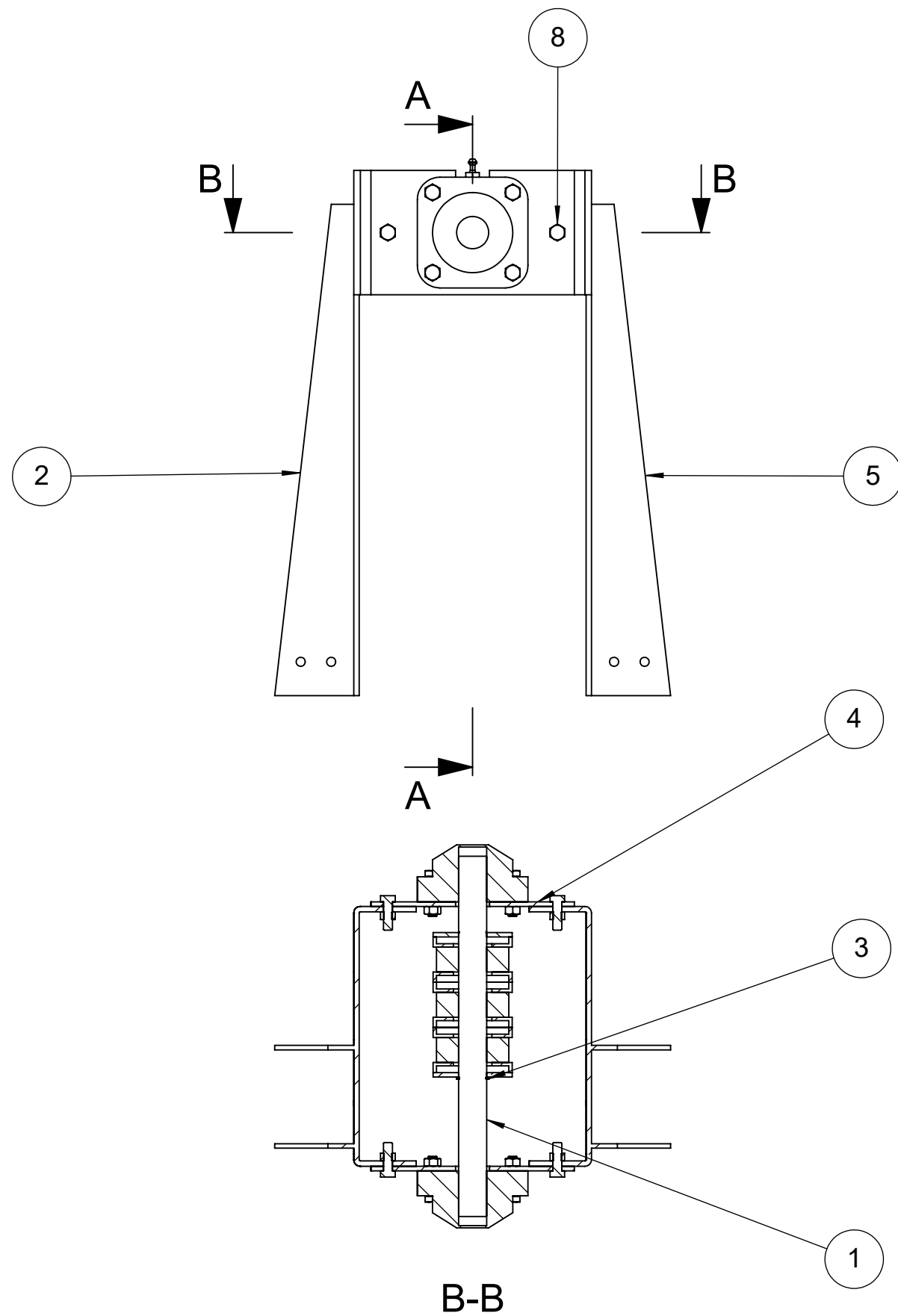
Vista isométrica
ESCALA 1 : 50

NOTA: el peso es aproximado; el exacto se determinará en construcción en base a la proporción de fibra, resina y material de relleno (foam).


- *: medida tomada desde línea tangente vertical al radio de unión de cara superior e inferior del pontón.
- ** : medida tomada desde el punto de concurrencia de las tangentes a las curvaturas de la cara superior e inferior del pontón.

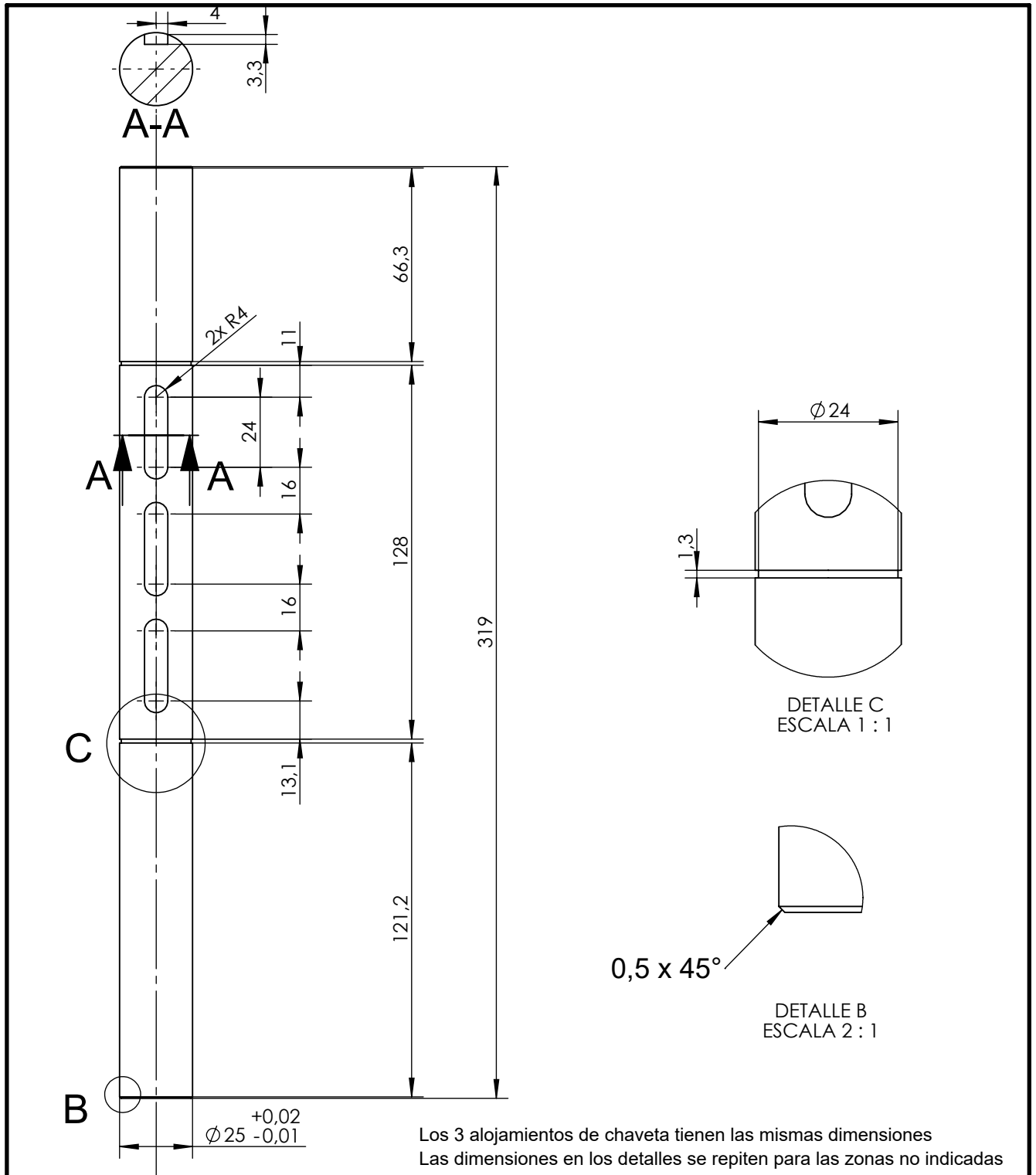
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
7	2	Pontón	30 kg	material compuesto PRFV	-

Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	14/5/2020		Volpe/Zeitler
	Revisó			
	Aprobó			
Escala	1:20		Pontón	
Toler. rug.				
UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final				
Código de plano: HKT-07-PP			Pág.	

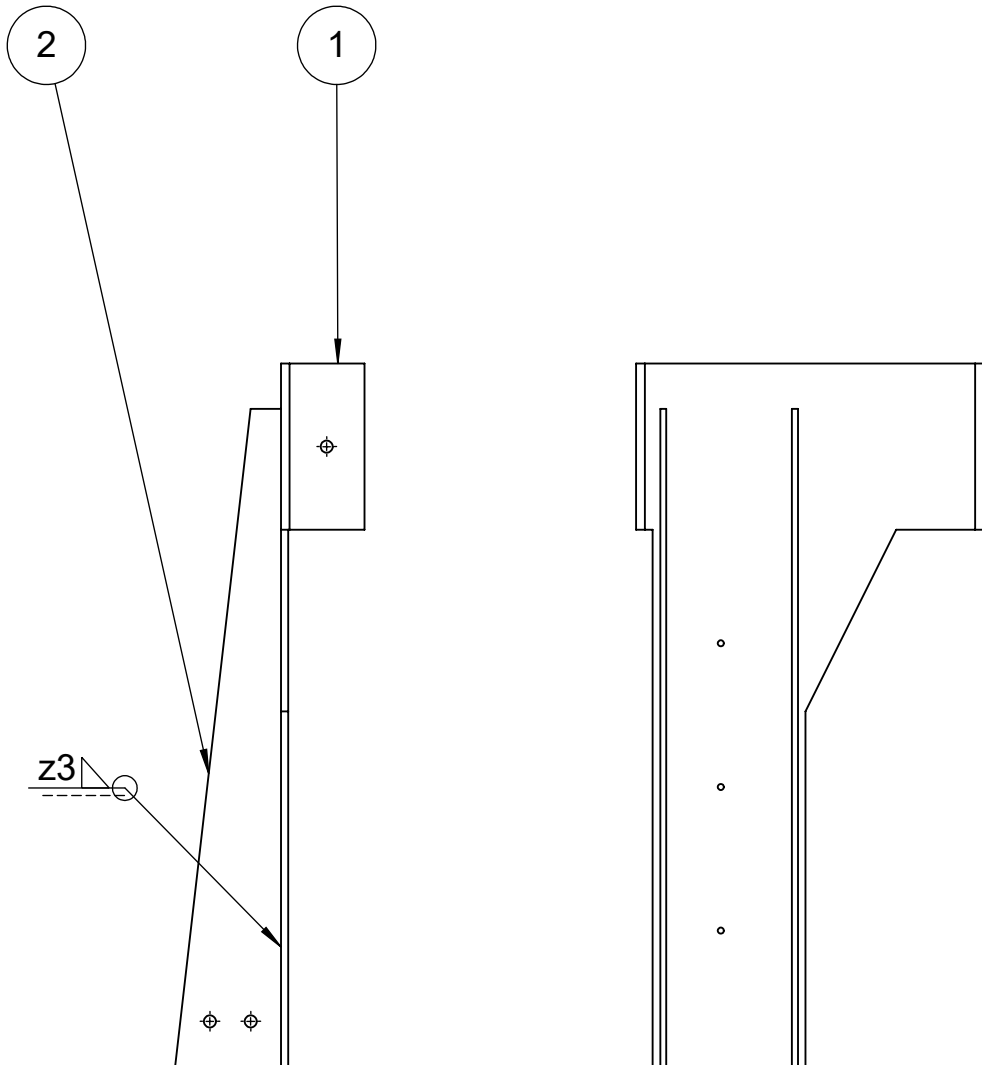


10	2	Tapa traba polea intermedia	HKT-08-10-PP	-
9	12	Tuerca hexagonal M8 x 1,25	-	-
8	12	Tornillo hex. tipo DIN 933	-	M8 x 1,25 x 25 / inox
7	3	Polea intermedia	HKT-08-06-PE	Acero SAE 1045
6	2	Caja portarodamiento - PIAZ serie UCF	-	-
5	2	Soporte eje intermedio derecho	HKT-08-05-PE	AISI 304
4	2	Chapa unión soporte	HKT-08-04-PP	AISI 304
3	2	Anillo Seeger	-	AISI 304
2	2	Soporte eje intermedio izquierdo	HKT-08-02-PP	AISI 304
1	1	Eje intermedio	HKT-08-01-PP	Acero SAE 1045
N° Pieza	Cantidad	Denominación	Cdgo. de plano	Material/ Observación


Tolerancias generales	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:5		Eje intermedio	
	Toler. rug.				
			Pág.		

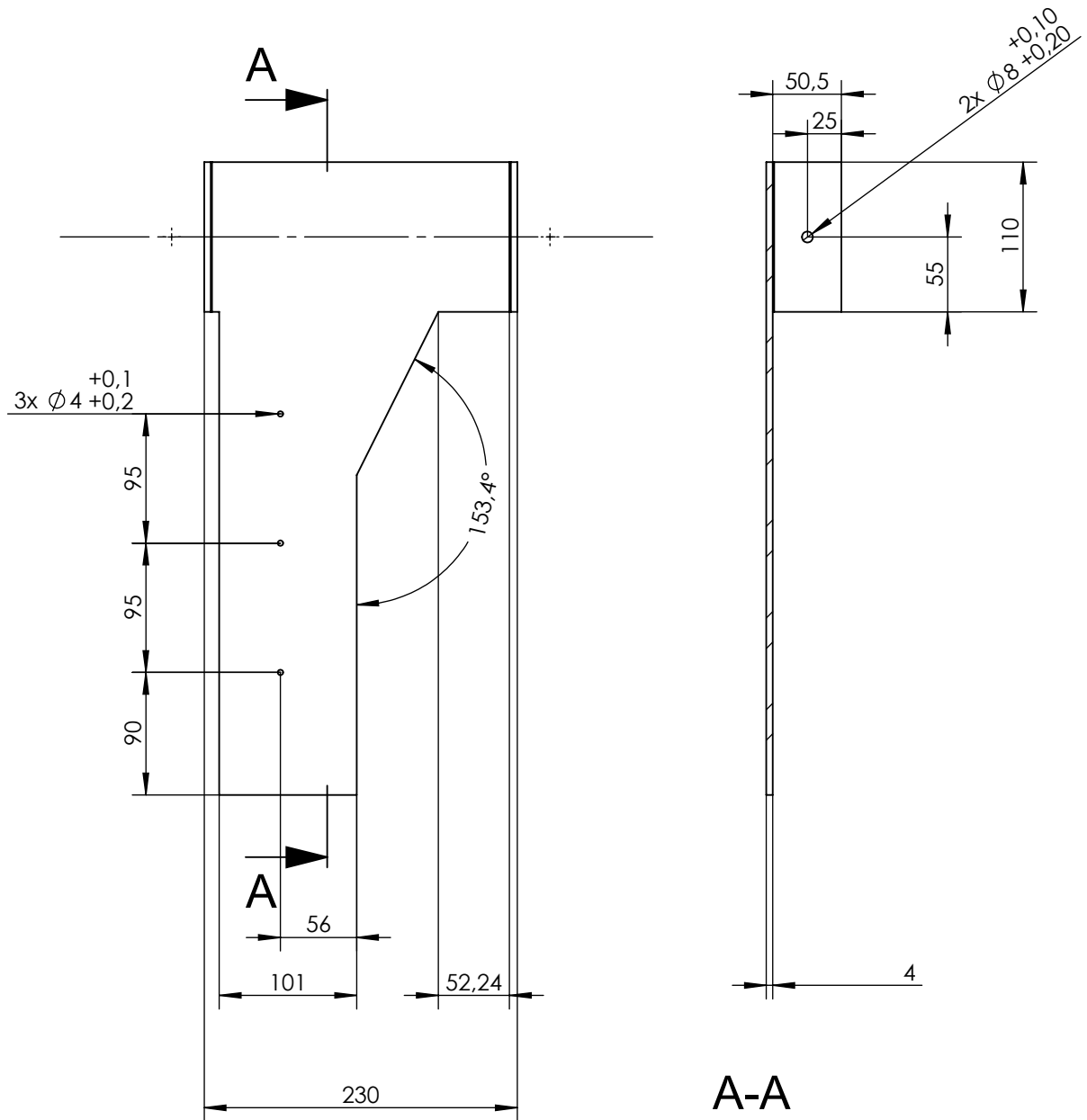


POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES																													
		Eje intermedio	1,2 Kg	AISI 304	-																													
<table border="1"> <tr> <td rowspan="4"> Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares </td> <td>Dibujó</td> <td>16/5/2020</td> <td>Volpe/Zeitler</td> <td rowspan="3"> Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian </td> <td></td> </tr> <tr> <td>Revisó</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Aprobó</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td> Escala 1:2  Toler. rug. </td> <td colspan="2" rowspan="3" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> Eje intermedio </td> <td colspan="2" style="text-align: center;"> UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final </td> </tr> <tr> <td colspan="3"></td> <td colspan="2"> Código de plano: HKT-08-01-PP </td> </tr> <tr> <td colspan="3"></td> <td colspan="2" style="text-align: right;"> Pág </td> </tr> </table>						Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian		Revisó				Aprobó				Escala 1:2  Toler. rug.	Eje intermedio		UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final					Código de plano: HKT-08-01-PP					Pág	
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian																														
	Revisó																																	
	Aprobó																																	
	Escala 1:2  Toler. rug.	Eje intermedio		UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final																														
				Código de plano: HKT-08-01-PP																														
				Pág																														




02	2	Cartela	HKT-08-05-PP-02	AISI 304	-
01	1	Chapa soporte	HKT-08-02-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

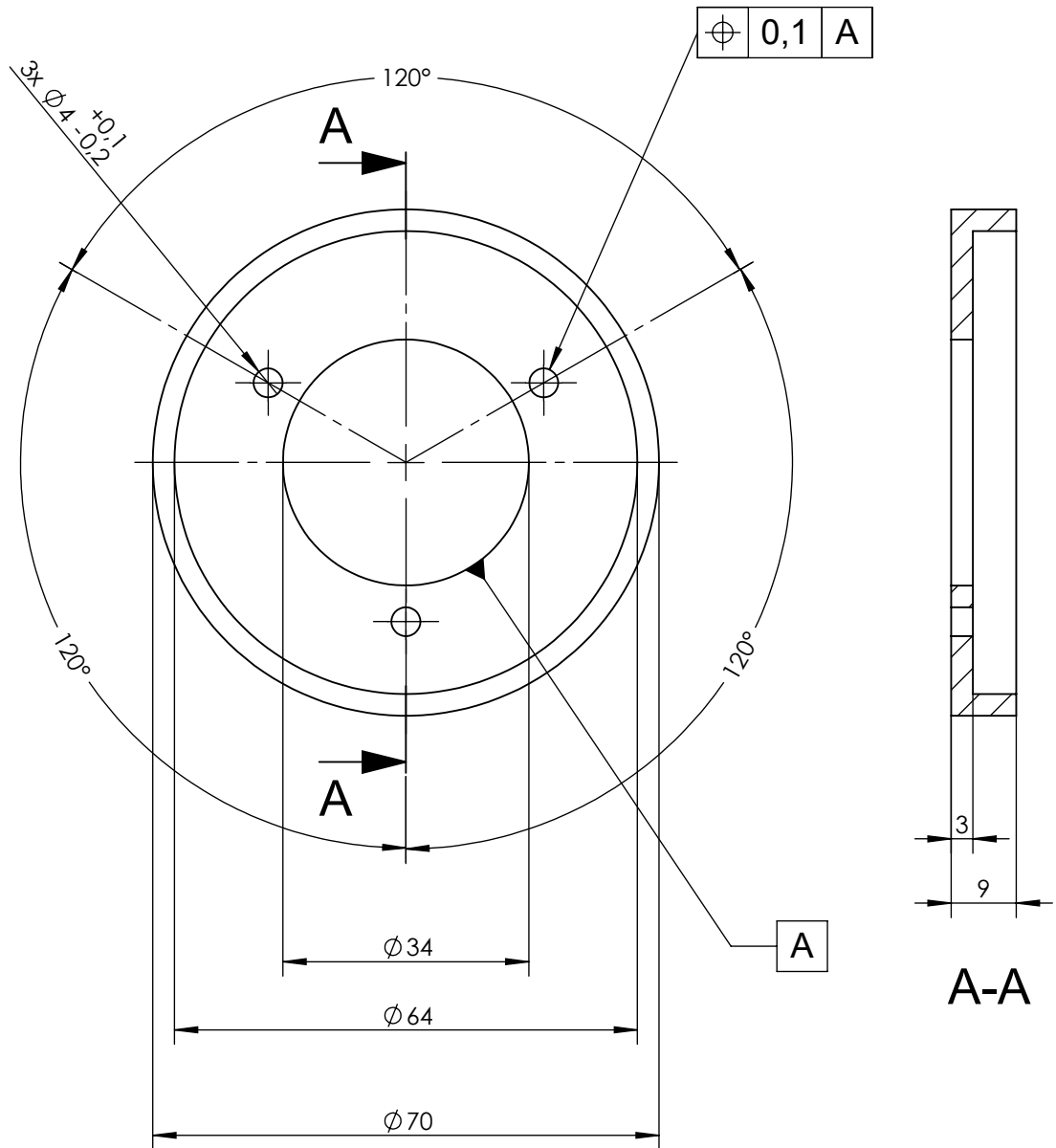
Tolerancias generales	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-08-02-PE	
	Dibujó	18/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:5			
		Soporte eje intermedio izquierdo		Pág	
Toler. rug.					



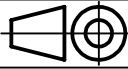
PLEGADO HACIA ABAJO 90° R1 = 5,76

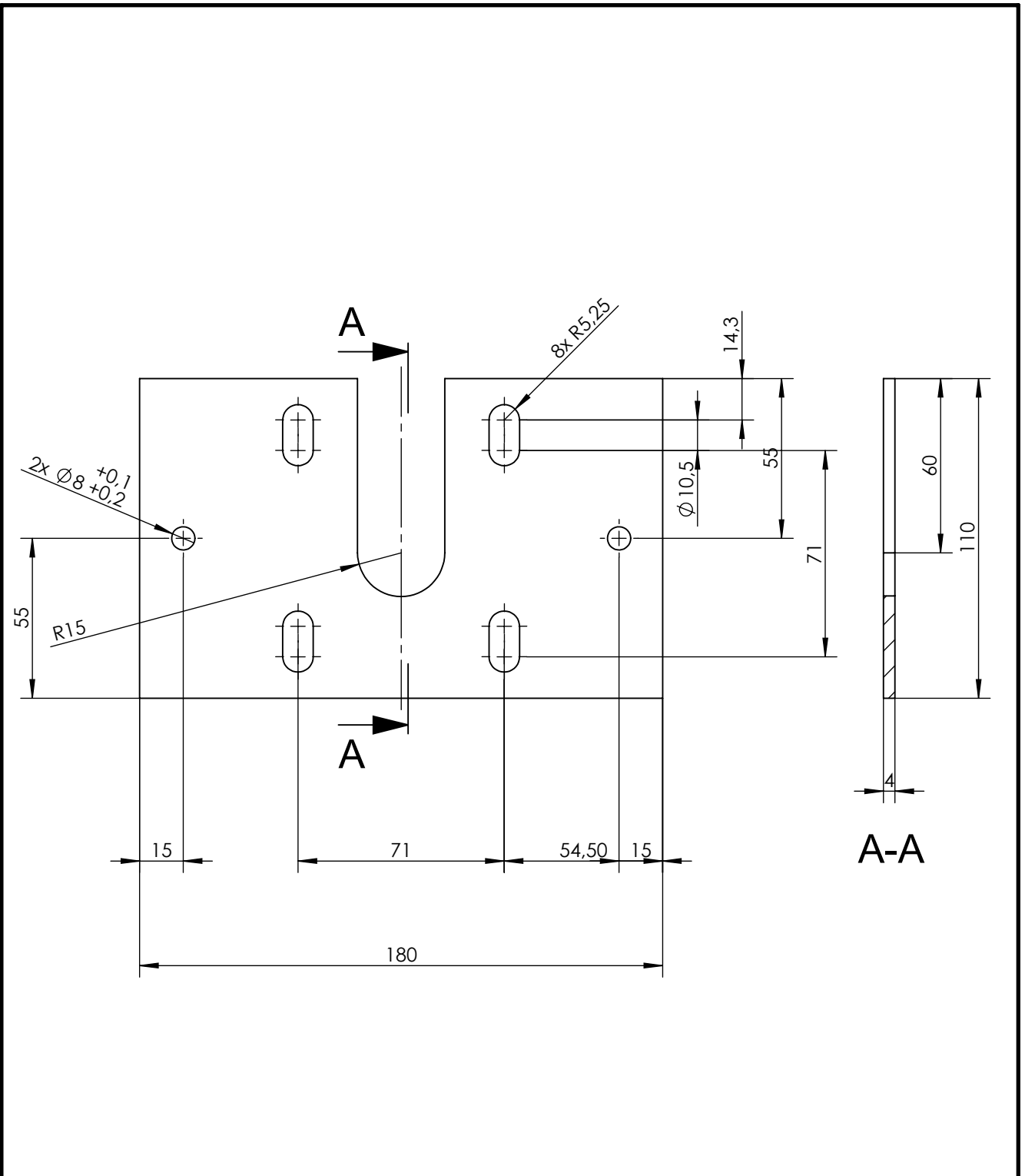
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
01	1	Chapa soporte	2,8 Kg	AISI 304	-

Tolerancias generales Se permite una variación de $\pm 0,5$ mm en dimensiones lineales y $\pm 0,5^\circ$ en dimensiones angulares	Dibujó	18/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-08-02-PP-01
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:5			
	 Toler. rug.	Chapa soporte			

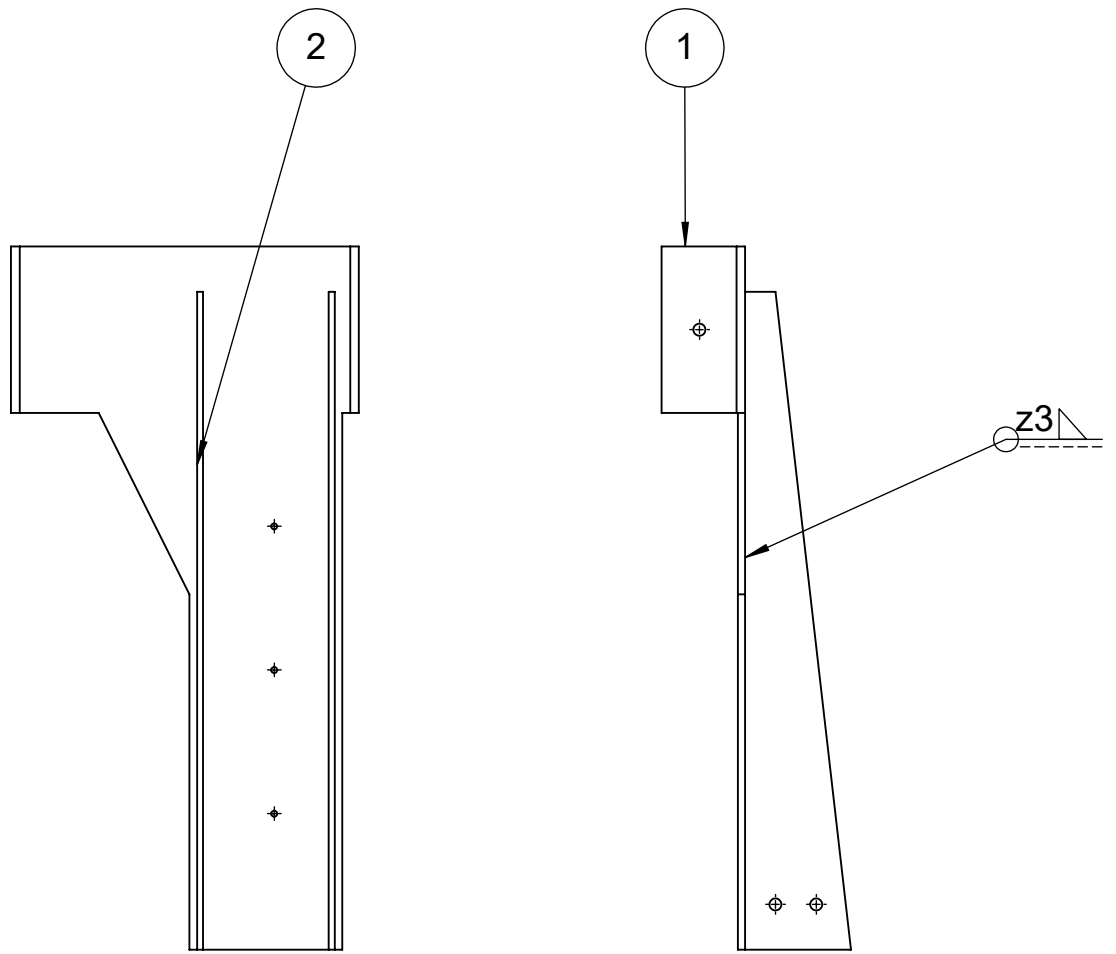


3	6	Tapa traba eje intermedio	0,6 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:1	Tapa guía correa intermedia			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
 Toler. rug.	Código de plano: HKT-08-03-PP				
	Pág.				




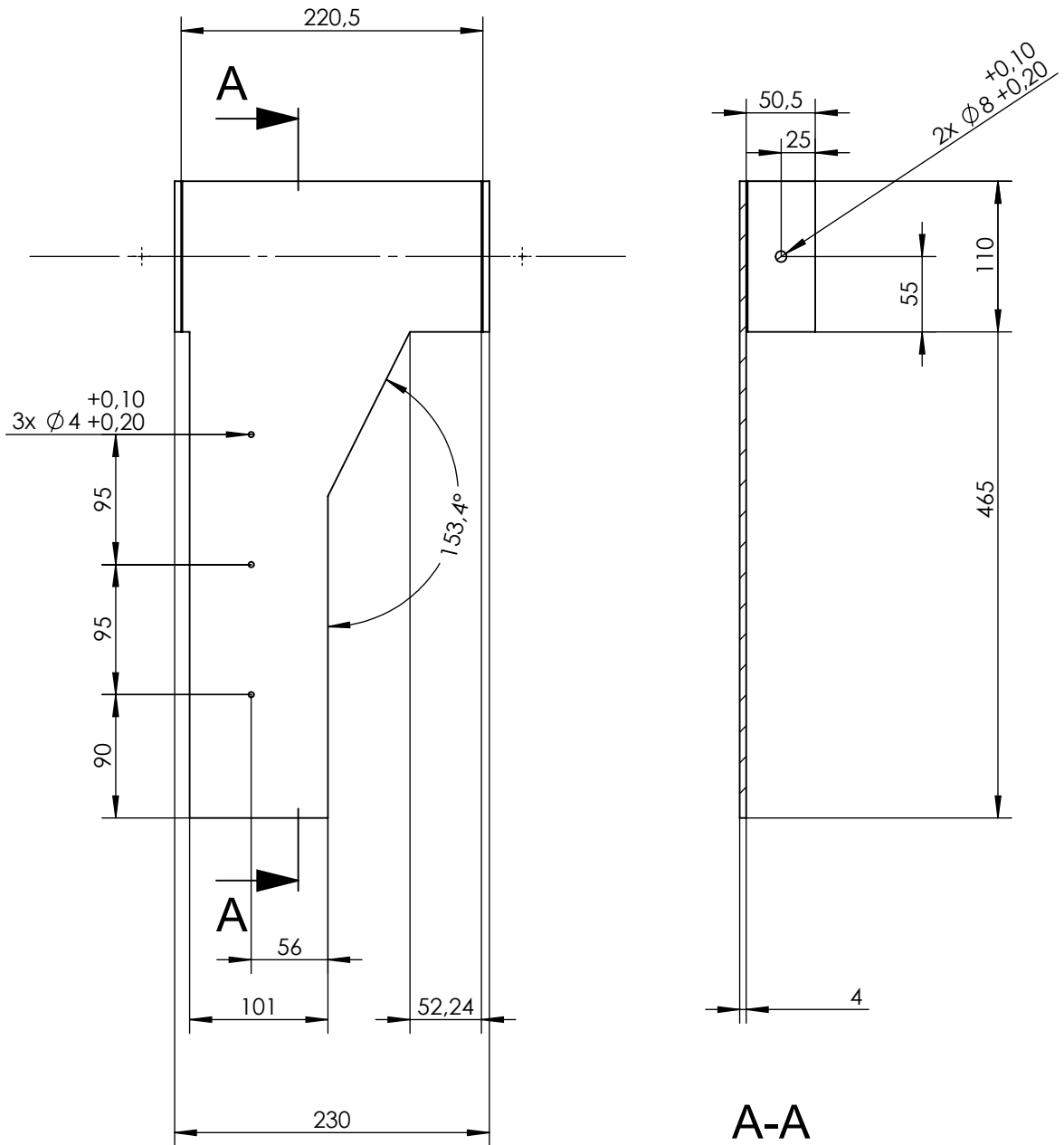
4	2	Chapa unión soporte	0,6 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:2		Chapa unión soporte	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
		Toler. rug.			Código de plano: HKT-08-04-PP
			Pág		



La cartela también se usa en el soporte eje intermedio izquierdo

02	4	Cartela	HKT-08-05-PP-02	AISI 304	-
01	1	Chapa soporte	HKT-08-05-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

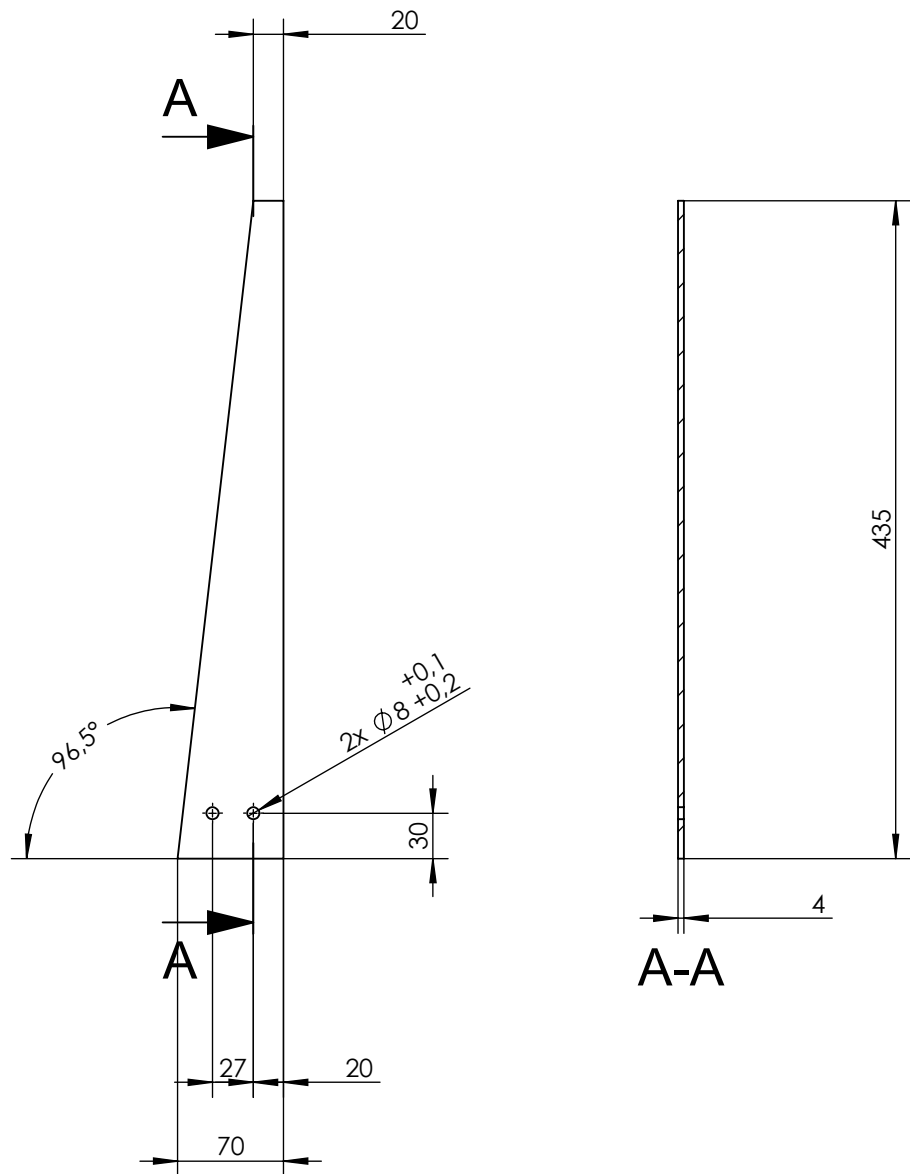
Tolerancias generales	Dibujó	18/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:5			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	Soporte eje intermedio derecho			Código de plano: HKT-08-05-PE	
Toler. rug.					Pág



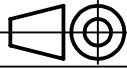
PLEGADO HACIA ARRIBA 90° R1 = 5,76

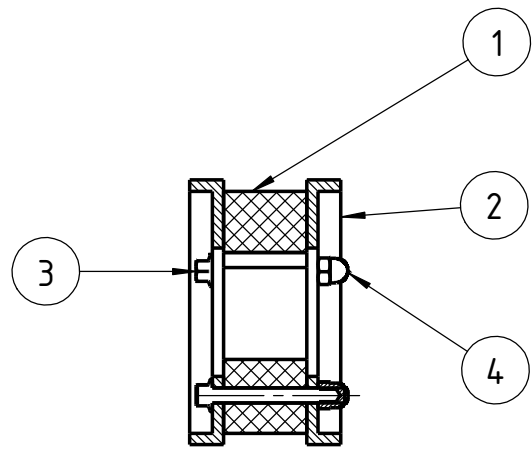
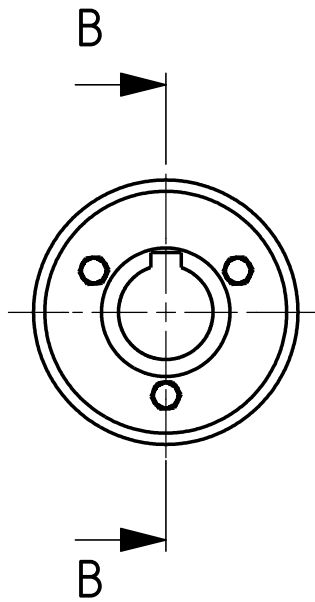
01	1	Chapa soporte	2,8 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	18/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-08-05-PP-01
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Chapa soporte			
	1:5				
Toler. rug.				Pág.	



02	4	Cartela	0,8 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

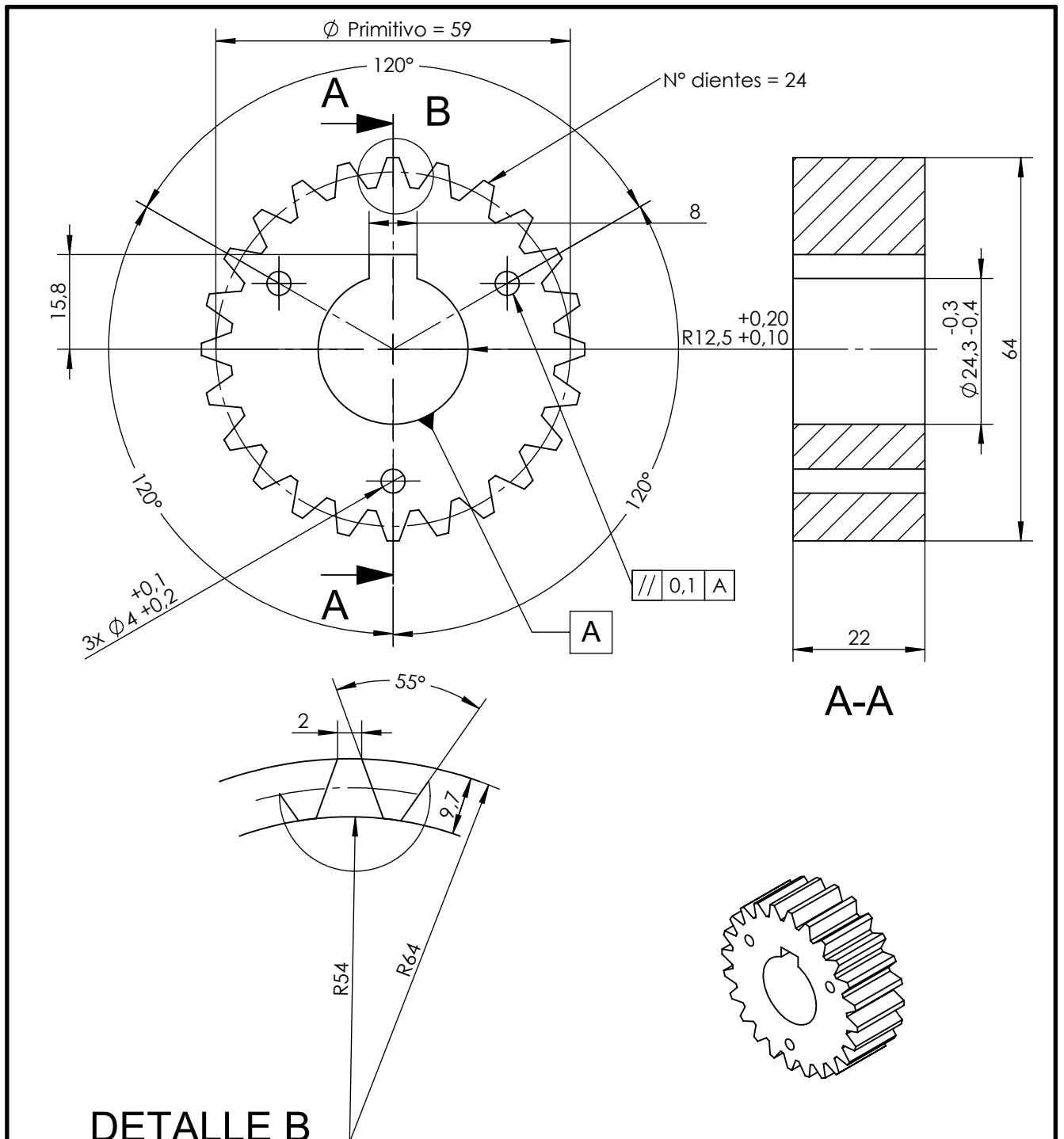
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-08-05-PP-02
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Cartela			
	1:5				
 Toler. rug.					Pág



B-B

4	3	Tuerca ciega tipo DIN 1587 M4x0,7	-	inoxidable	-
3	3	Tornillo hex. tipo DIN 6921 M4x0,7x35	-	inoxidable	-
2	2	Tapa guía correa intermedia	HKT-08-06-PP-02	AISI 304	-
1	1	Polea intermedia	HKT-08-06-PP-01	DELFIN	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

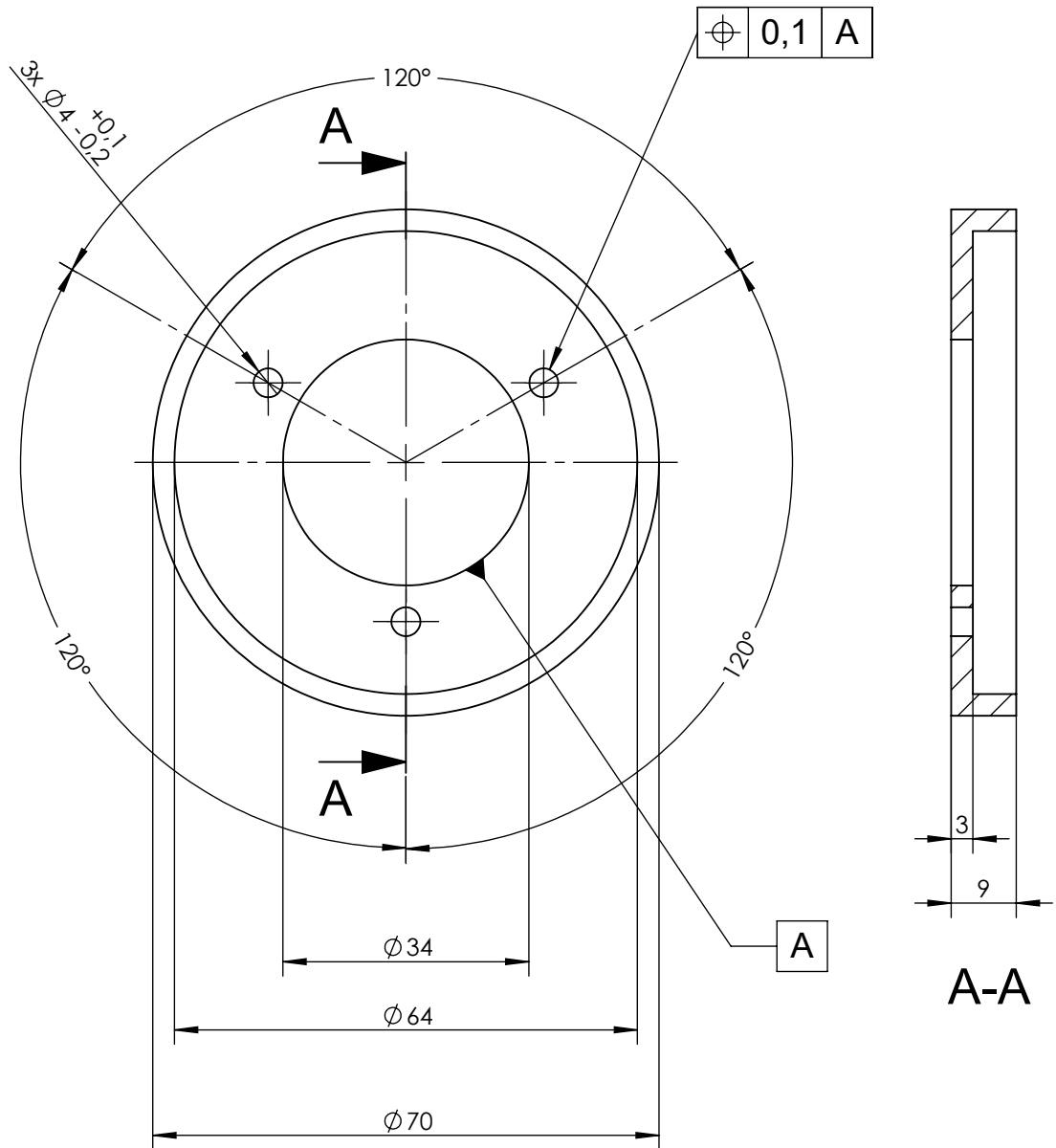
Tolerancias generales	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
	Dibujó	18/6/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:1			Código de plano: HKT-08-06-PE
	Polea intermedia				
Toler. rug.					
				Pág.	



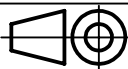
DETALLE B
 ESCALA 2 : 1

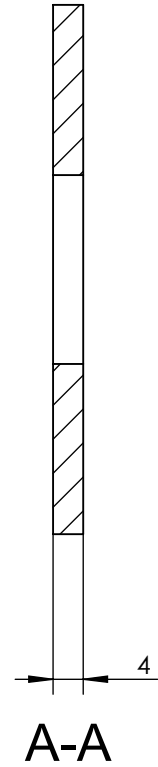
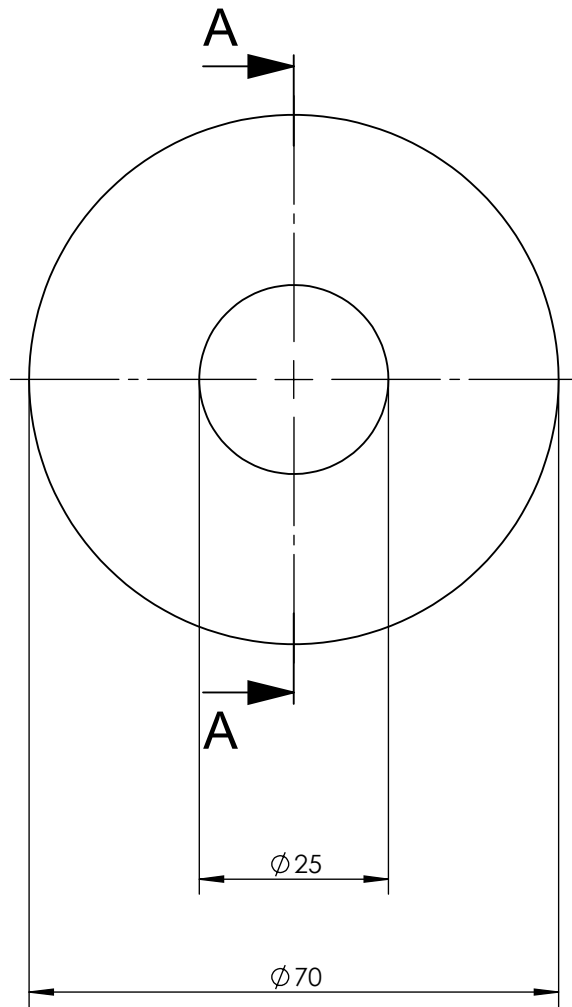
Nota: Dentado para usarse con correa síncrona Gates PolyChain GT2 (8MGT, ancho 21 mm)

POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
1	1	Polea intermedia	0,7 Kg	Delrin	-
Tolerancias generales		Dibujó	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian
Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares		Revisó	18/5/2020	Volpe/Zeitler	
		Aprobó			
		Escala	Polea intermedia		UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
		1:1			
		 Toler. rug.			Código de plano: HKT-08-06-PP-01
					Pág.

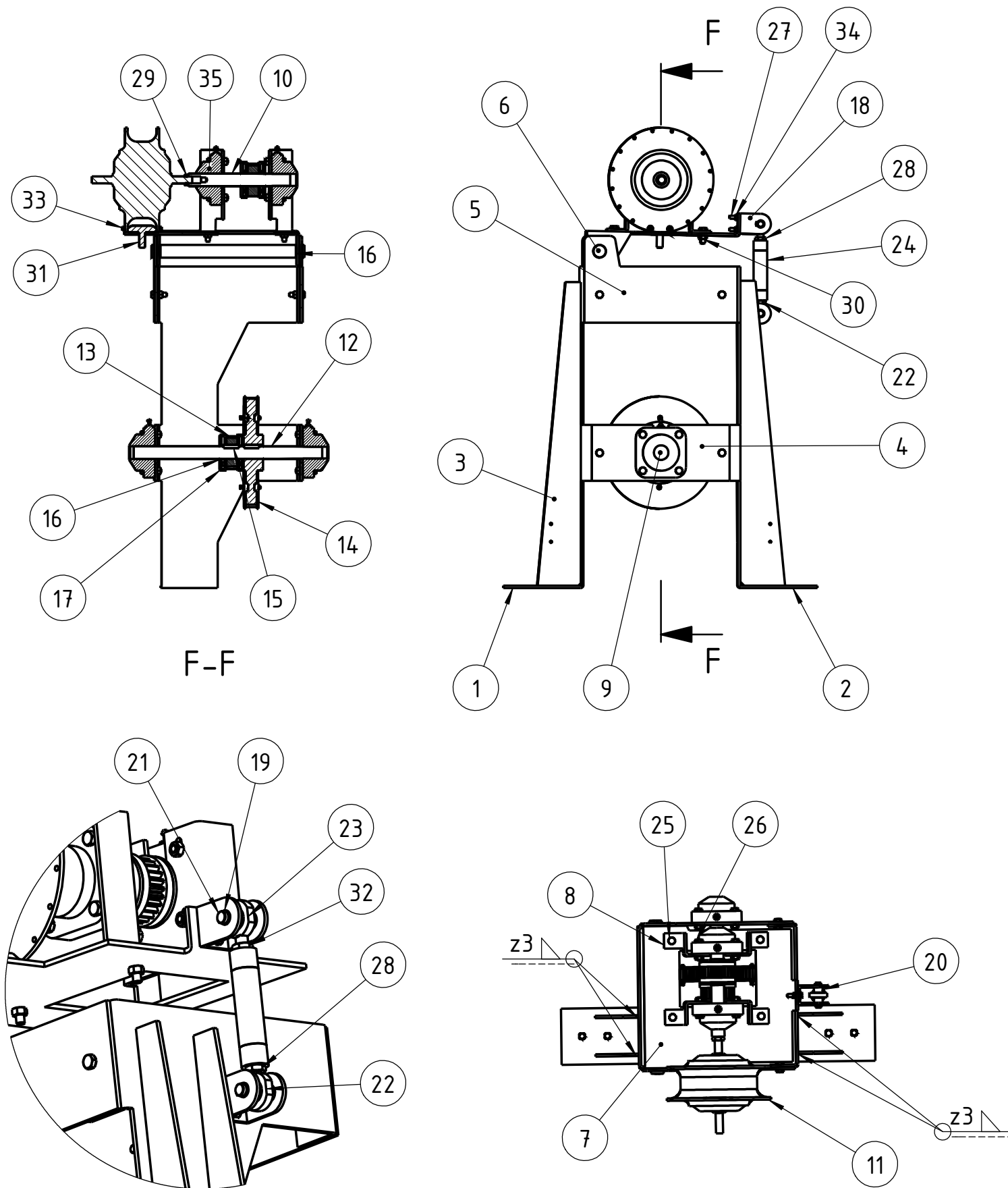


2	2	Tapa guía correa intermedia	0,3 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-08-06-PP-02
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:1			
	 Toler. rug.	Tapa guía correa intermedia			
					Pág.



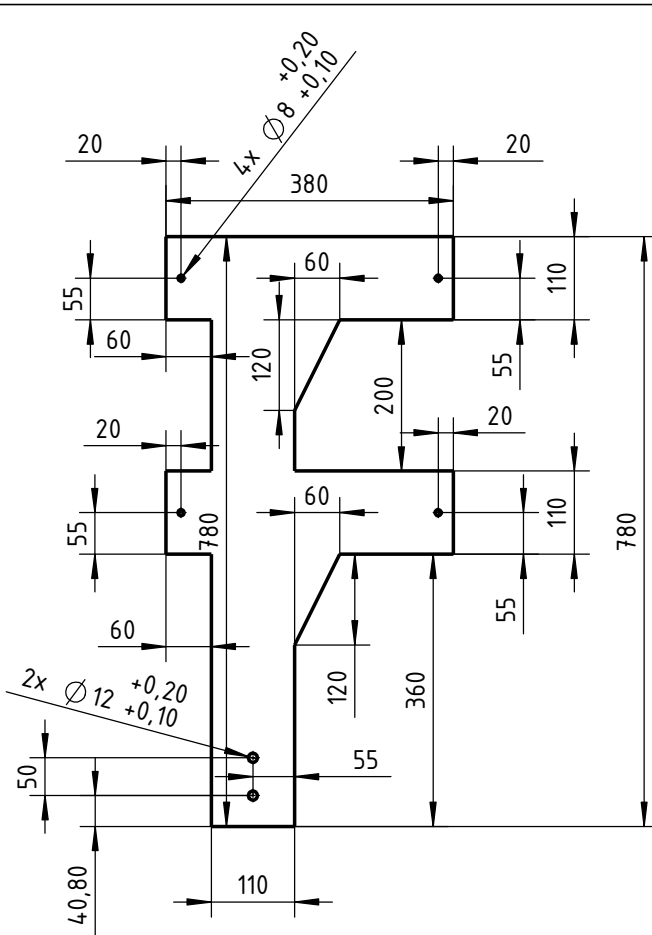
10	5	Tapa traba polea intermedia	0,1 Kg	DELRIN	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:1			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	 Toler. rug.	Tapa traba polea intermedia			
					Pág.



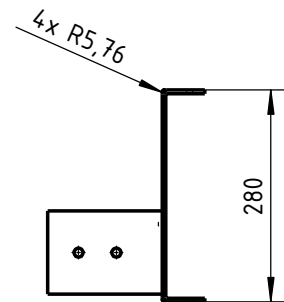
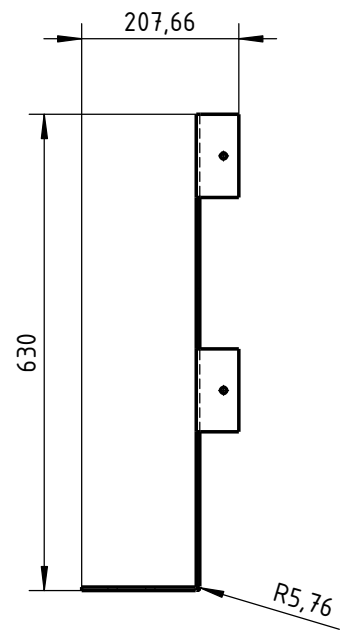
DETALLE G
ESCALA 1 : 5

35	1	Caja portarodamiento-PIAZ serie UCF	-	-	Tipo 1259
34	4	Tuerca hex. tipo DIN 934 M6x1	-	acero al carbono	zincado
33	4	Tornillo hex. tipo DIN 933 M5x0,8x25	-	acero al carbono	zincado
32	1	Tuerca baja hex. tipo DIN 936 M12x1,75	-	acero al carbono	zincada/rosca derecha
31	1	Cubo antigiro GE	HKT-09-31-PP	SAE 1020	pintura base epoxy + terminación poliuretánica
30	28	Tuerca hex. tipo DIN 934 M8x1,25	-	acero al carbono	zincado
29	1	Tuerca baja hex. tipo DIN 936 M14x2	-	acero al carbono	zincada/rosca izquierda
28	2	Tuerca baja hex. tipo DIN 936 M12x1,75	-	acero al carbono	zincada/rosca izquierda
27	4	Tornillo hex. tipo DIN 933 M6x1x35	-	acero al carbono	zincado
26	16	Tornillo hex. tipo DIN 933 M8x1,25x40	-	acero al carbono	zincado
25	12	Tornillo hex. tipo DIN 933 M8x1,25x25	-	acero al carbono	zincado
24	1	Nervio ajustable GE	HKT-09-24-PE	AISI 304	-
23	1	Rótula SKF SA 12 E	-	-	inox
22	1	Rótula SKF SAL 12 E	-	-	inox
21	4	Anillo seeger DIN 471 12x1,1	-	-	inox
20	4	Distanciador rótula	HKT-06-11-PP	DELRIN	-
19	2	Pasador rótula	HKT-06-12-PP	AISI 304	-
18	2	Horquilla fijación a difusor	HKT-06-17-PP	AISI 304	-
17	3	Tapa traba polea intermedia	HKT-08-10-PP	DELRIN	-
16	6	Anillo seeger DIN 471 25x1,3	-	-	inox
15	3	Chaveta DIN 6885 8x7x32	-	-	inox
14	1	Polea pre GE	HKT-09-14-PE	-	-
13	2	Polea intermedia	HKT-08-06-PE	-	-
12	1	Eje pre GE	HKT-09-12-PP	AISI 304	-
11	1	GE	-	-	-
10	1	Eje GE	HKT-09-10-PP	AISI 304	-
9	3	Caja portarodamiento-PIAZ serie UCF	-	-	Tipo 068
8	2	Chapa soporte portarodamientos	HKT-09-08-PP	chapa espesor 3/16" SAE 1020	pintura base epoxy + terminación poliuretánica
7	1	Base GE	HKT-09-07-PP	chapa espesor 3/16" SAE 1020	pintura base epoxy + terminación poliuretánica
6	1	Barral soporte base GE	HKT-09-06-PP	AISI 304	pintura base epoxy + terminación poliuretánica
5	2	Chapa unión eje GE	HKT-09-05-PP	chapa espesor 3/16" SAE 1020	pintura base epoxy + terminación poliuretánica
4	2	Chapa unión eje pre GE	HKT-09-04-PP	chapa espesor 3/16" SAE 1020	pintura base epoxy + terminación poliuretánica
3	4	Cartela refuerzo	HKT-09-03-PP	chapa espesor 3/16" SAE 1020	pintura base epoxy + terminación poliuretánica
2	1	Soporte lateral GE izq	HKT-09-02-PP	chapa espesor 3/16" SAE 1020	pintura base epoxy + terminación poliuretánica
1	1	Soporte lateral GE	HKT-09-01-PP	chapa espesor 3/16" SAE 1020	pintura base epoxy + terminación poliuretánica
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

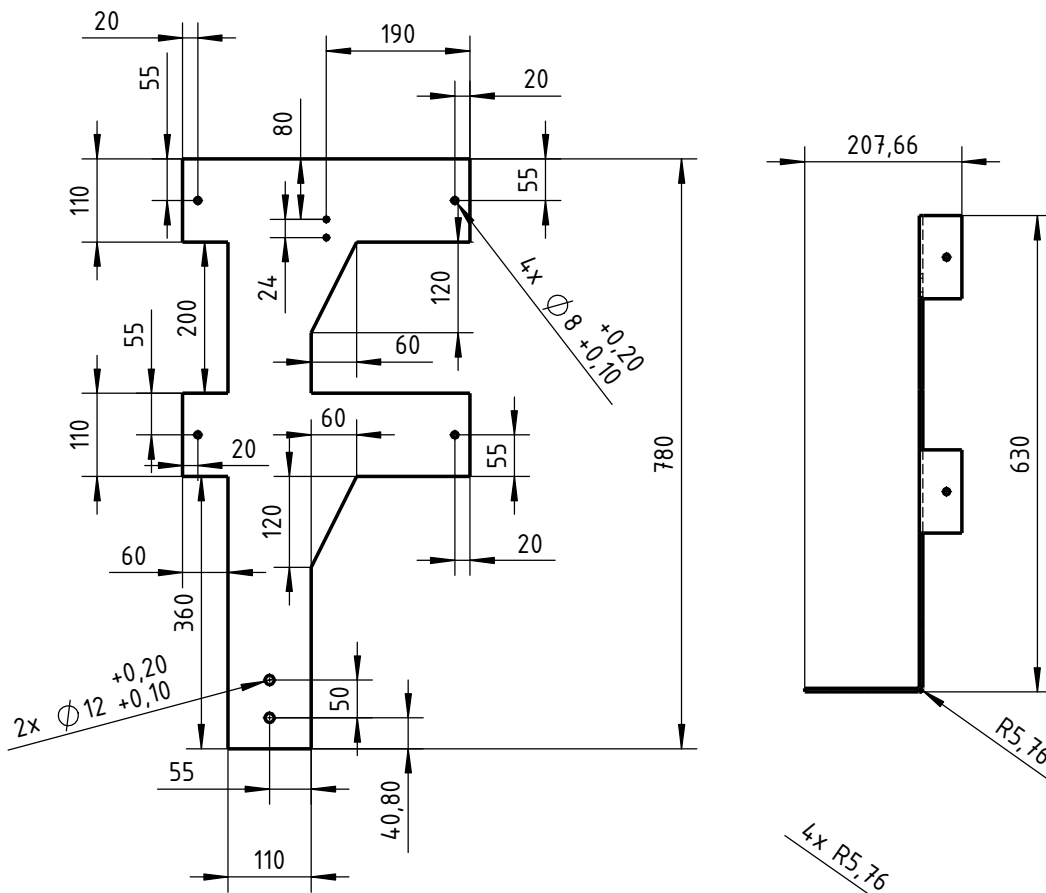
Tolerancias generales	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano HKT-09-PE	
	Dibujó	19/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
Escala	1:5			Conjunto GE	
Toler. rug.					
				Pág.	



Desarrollo chapa

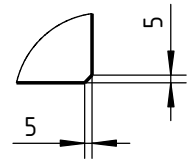
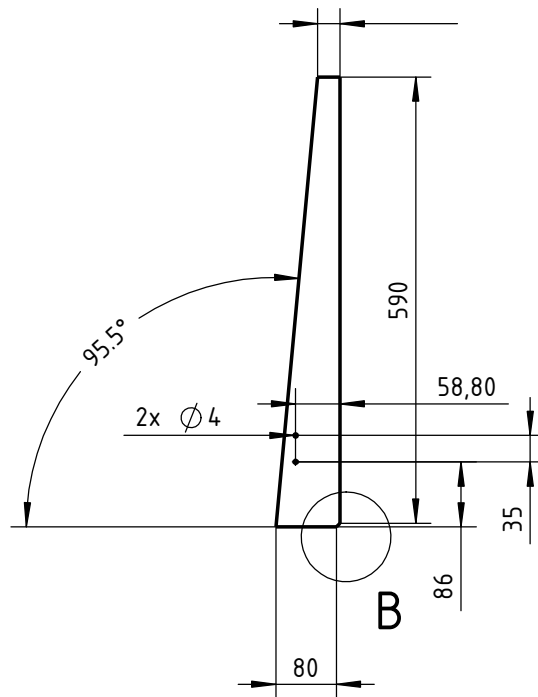


1	1	Soporte lateral GE	5,7 kg	chapa espesor 3/16" SAE 1020	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.</p>		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Soporte lateral GE			
	1:10				
Toler. rug.					
				UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
				Código de plano: HKT-09-01-PP	
				Pág.	



Desarrollo chapa

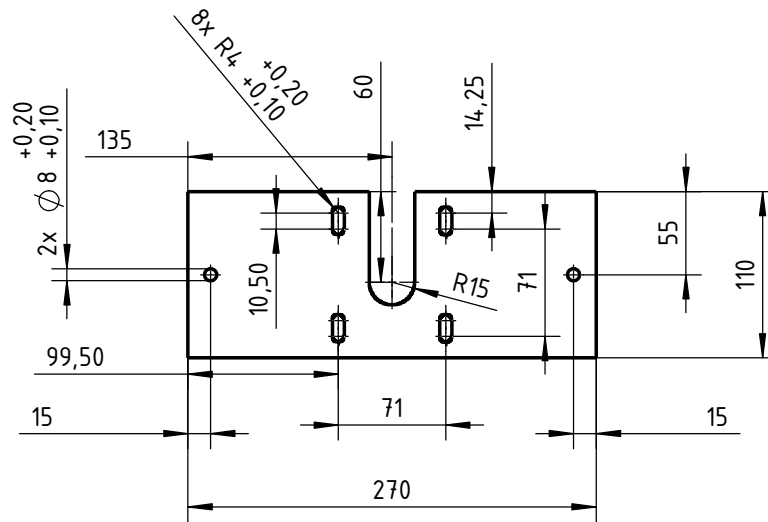
2	1	Soporte lateral GE izq	5,7 kg	chapa espesor 3/16" SAE 1020	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.</p>		Fecha	Nombre	<p>Ing. Monti Ruben</p> <p>Ing. Bórtoli Pablo</p> <p>Ing. Benzi Sebastian</p>	
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	<p>Soporte lateral GE izq</p>			
	1:10				
<p>Toler. rug.</p>					
<p>UTN-FRSF</p> <p>Dpto. Mecánica</p> <p>Proyecto Final</p> <p>Código de plano:</p> <p>HKT-09-02-PP</p>					Pág.



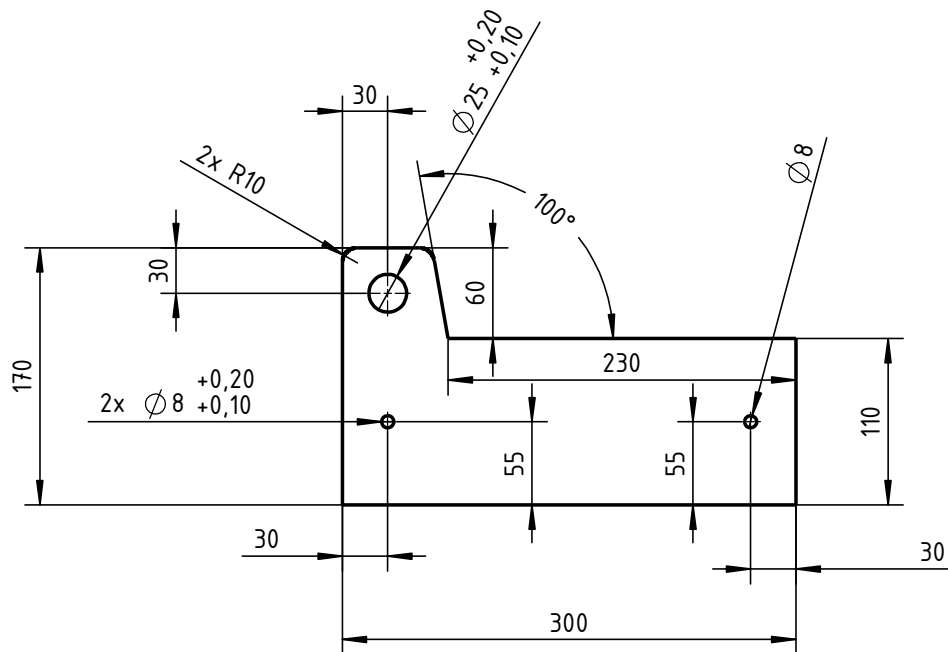
DETALLE B
ESCALA 1 : 5


Nota: los agujeros se mecanizan solo en 2 de estas cartelas, para fijar con tornillos auto perforantes el cobre correa tramo 2; omitir en las otras 2 cartelas.

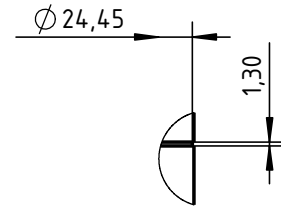
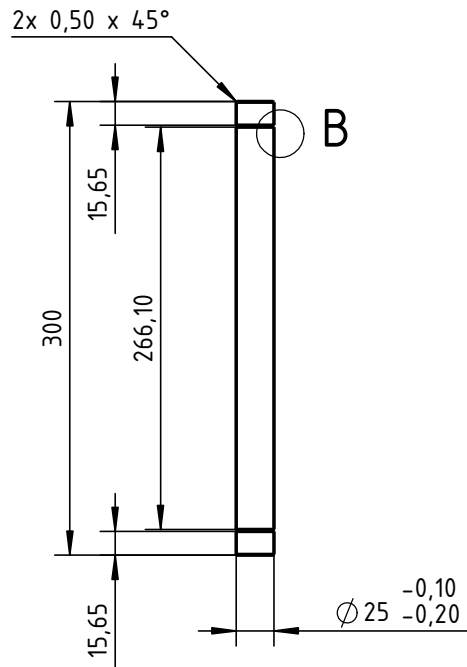
3	4	Cartela refuerzo	1,25 kg	chapa espesor 3/16" SAE 1020	-	
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES	
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian		
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler			
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Cartela refuerzo			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
	1:10				Código de plano: HKT-09-03-PP	
Toler. rug.					Pág.	




4	2	Chapa unión eje pre GE	1 kg	chapa espesor 3/16" SAE 1020	-	
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES	
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian		
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler			
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Chapa unión eje pre GE				UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	1:5					
					Código de plano:	
Toler. rug.					HKT-09-04-PP	
					Pág.	

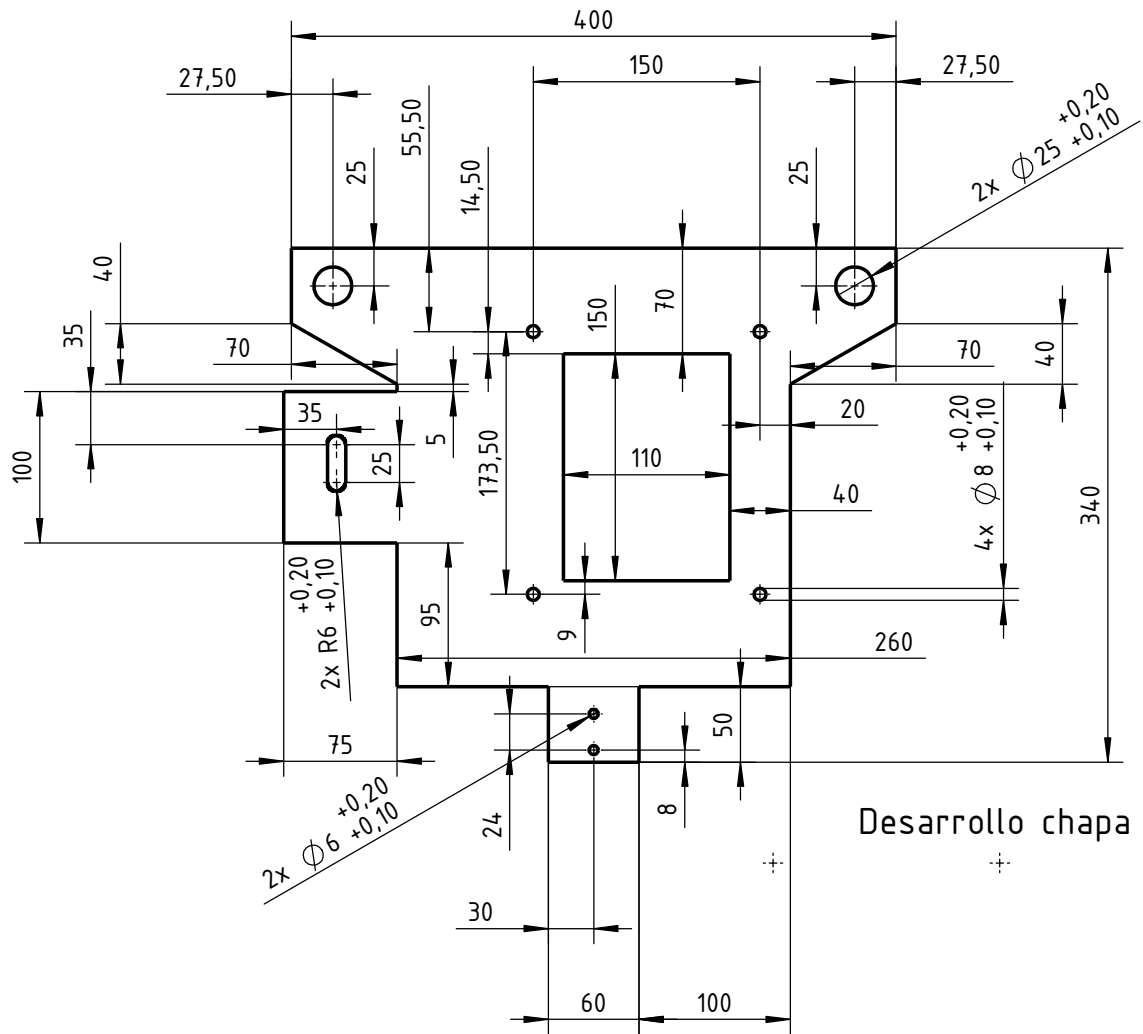


5	2	Chapa unión eje GE	1,35 kg	chapa espesor 3/16" SAE 1020	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Chapa unión eje GE			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	1:5				
				Código de plano: HKT-09-05-PP	
Toler. rug.					Pág.

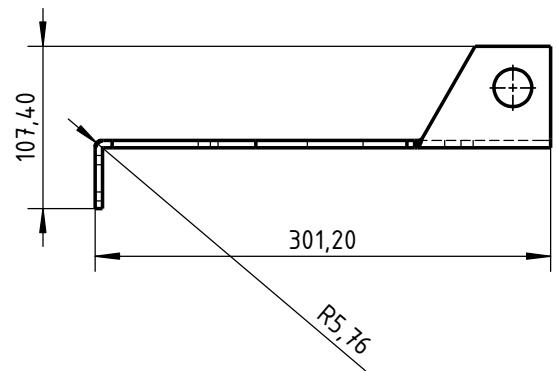
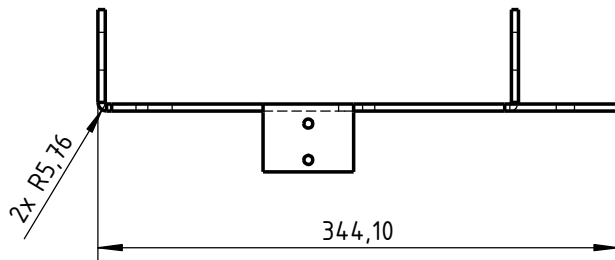


DETALLE B
ESCALA 2 : 5

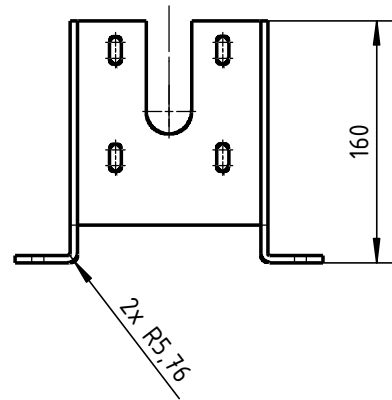
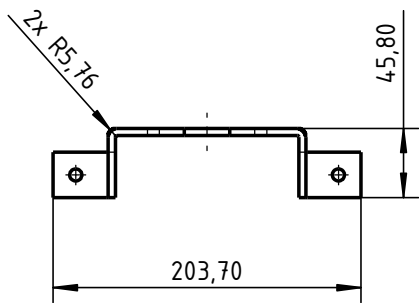
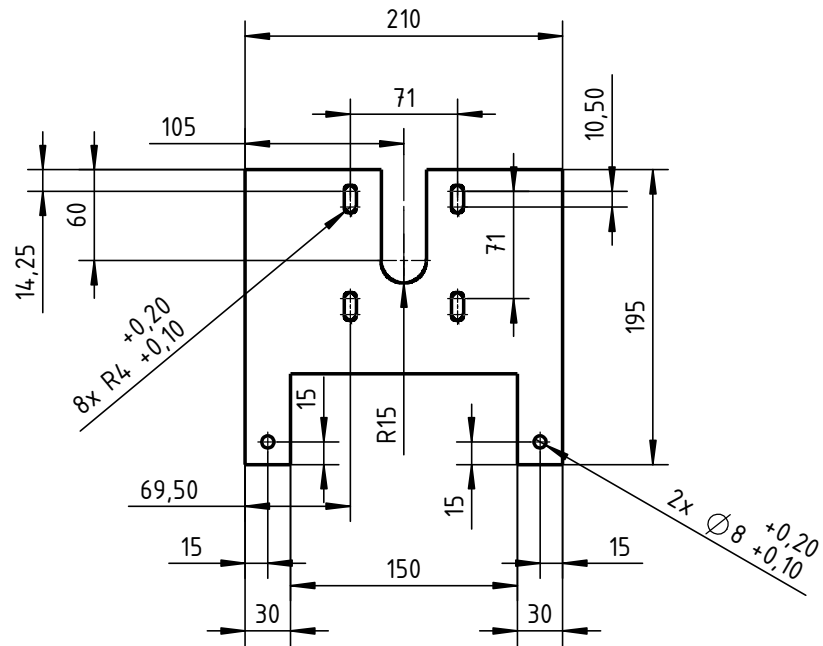
6	1	Barral soporte base GE	1,16 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala 1:5  Toler. rug.	Barral soporte base GE			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
					Pág.



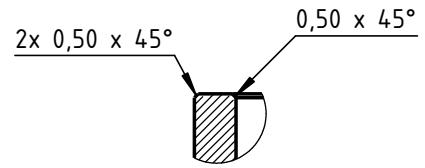
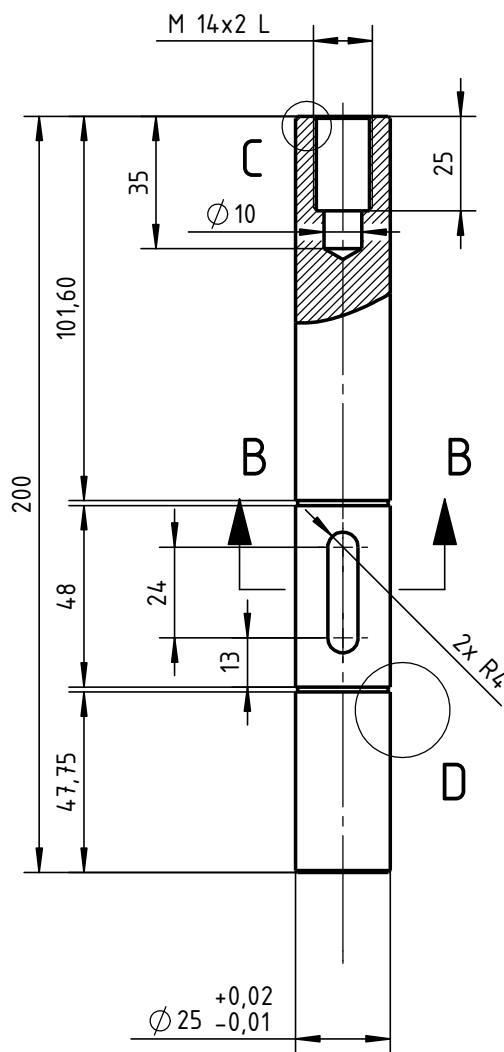
Desarrollo chapa



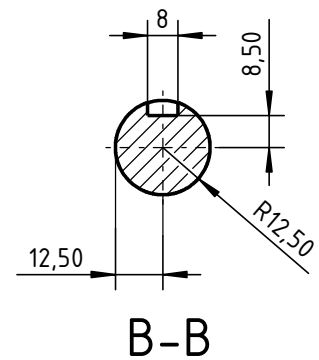
7	1	Base GE	2,9 kg	chapa espesor 3/16" SAE 1020	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-09-07-PP
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Base GE			
1:5					
Toler. rug.					
					Pág.



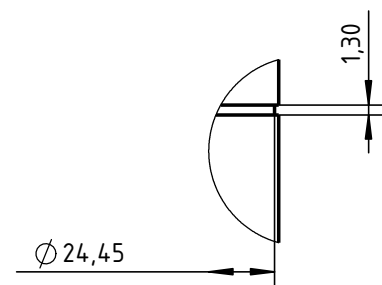
8	2	Chapa soporte portarodamientos	1,1 kg	chapa espesor 3/16" SAE 1020	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES
<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.</p>		Fecha	Nombre	<p>Ing. Monti Ruben</p> <p>Ing. Bórtoli Pablo</p> <p>Ing. Benzi Sebastian</p>	
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	<p>Escala</p> <p>1:5</p> <p>Toler. rug.</p>	<p>Chapa soporte portarodamientos</p>			<p>UTN-FRSF</p> <p>Dpto. Mecánica</p> <p>Proyecto Final</p>
				<p>Código de plano:</p> <p>HKT-09-08-PP</p>	Pág.



DETALLE C
ESCALA 1 : 1



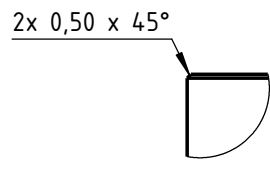
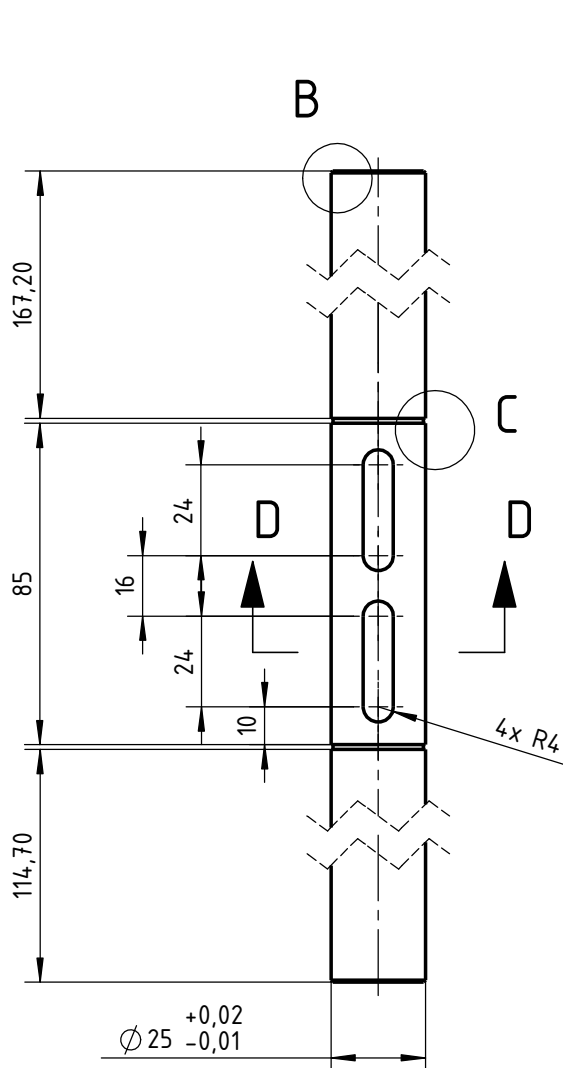
B-B



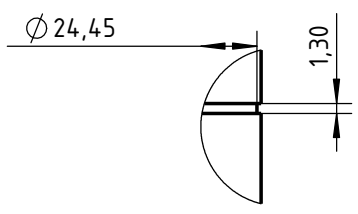
DETALLE D
ESCALA 1 : 1

Nota: el agujero interno roscado que aparece en el extremo del eje sirve de acople para el GE. La letra L indica filete de rosca izquierda.

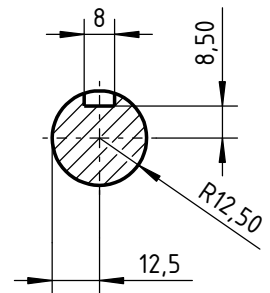
10	1	Eje GE	0,730 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-09-10-PP
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Eje GE			
1:2					
Toler. rug.					
					Pág.



DETALLE B
ESCALA 1 : 1



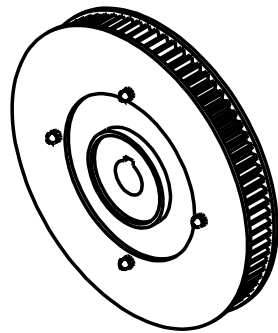
DETALLE C
ESCALA 1 : 1



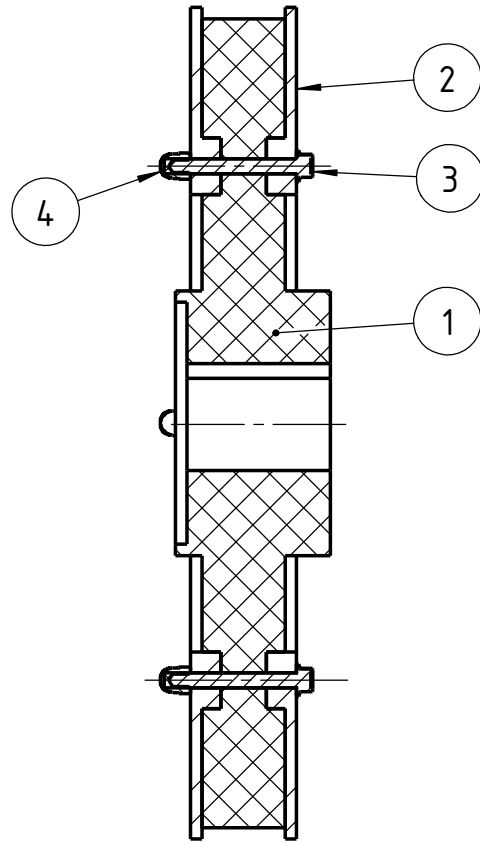
D-D

12	1	Eje pre GE	1,44 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.</p>	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
	Dibujó	19/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Eje pre GE			Código de plano:
	1:2				HKT-09-12-PP
				Pág.	



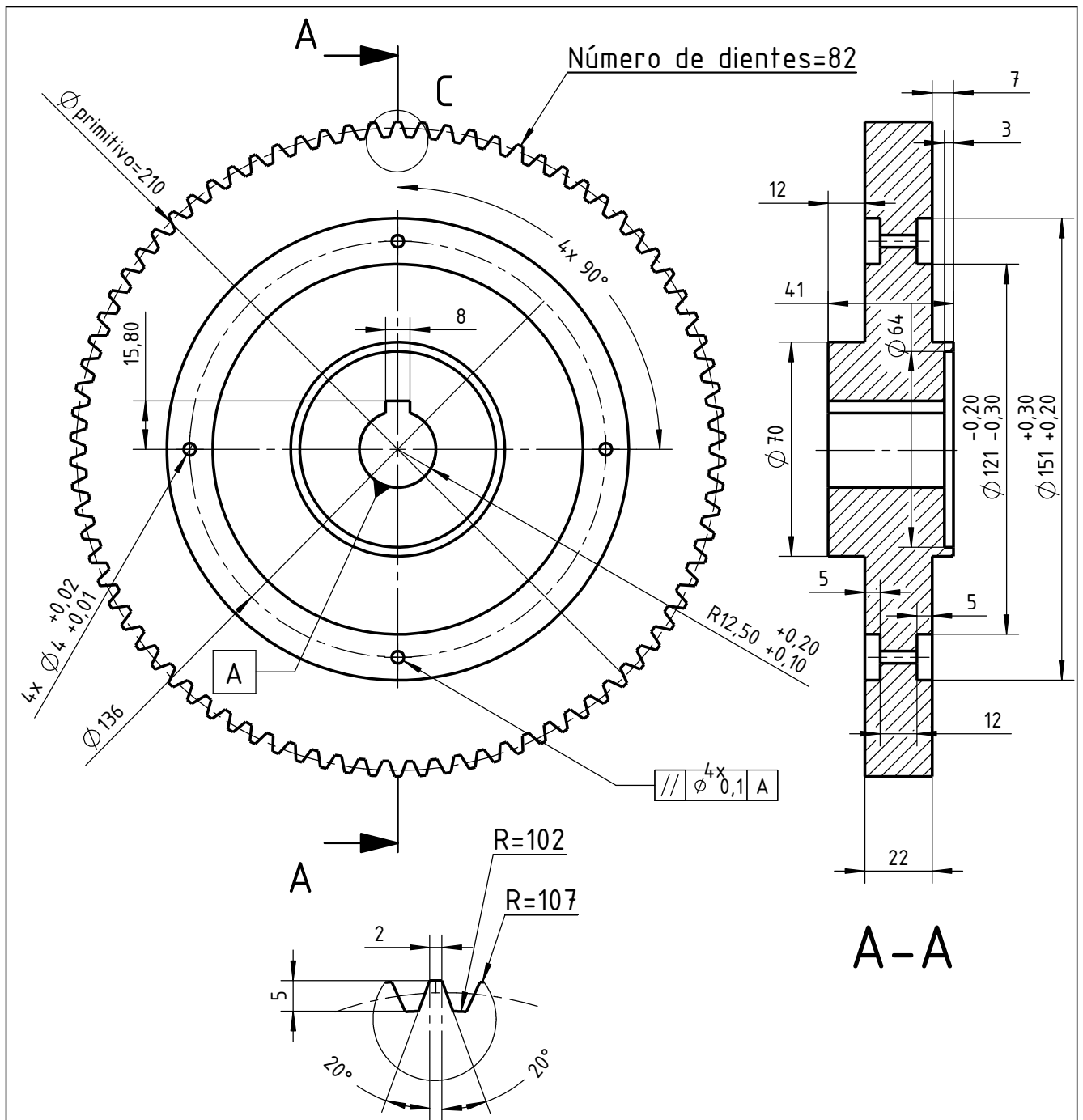
Vista isométrica
Polea pre GE



B-B

4	4	Tuerca ciega tipo DIN 1587 M4x0,7	-	inoxidable	-
3	4	Tornillo hex. tipo DIN 6921 M4x0,7x35	-	inoxidable	-
2	2	Tapa guía correa pre GE	HKT-09-14-PP-02	AISI 304	-
1	1	Polea pre GE	HKT-09-14-PP-01	DELRIN	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

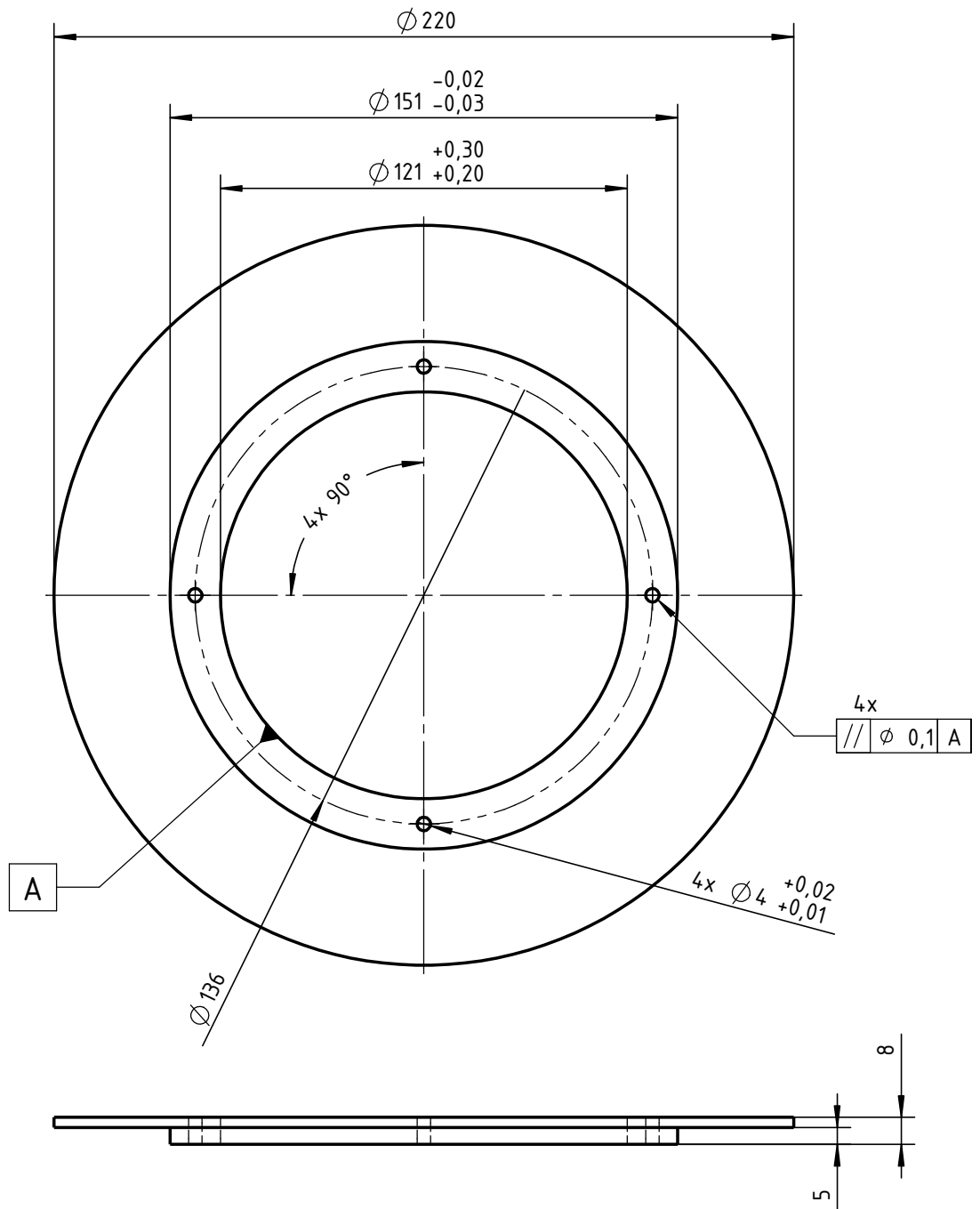
Tolerancias generales	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
	Dibujó	19/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:2			Código de plano: HKT-09-14-PE
	Polea pre GE				
Toler. rug.					
				Pág.	




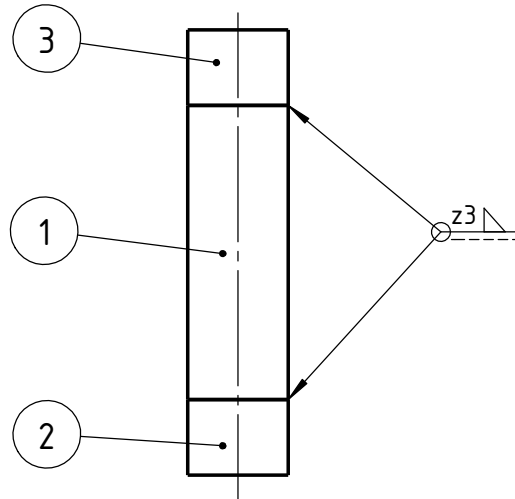
DETALLE C
ESCALA 1 : 1

Nota: dentado para usarse con correa síncrona Gates PolyChain GT2 (8MGT, ancho 21 mm)


1	1	Polea pre GE	1,033 kg	DELRIN	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-09-14-PP-01
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Polea pre GE			
	1:2				
	Toler. rug.				
					Pág.

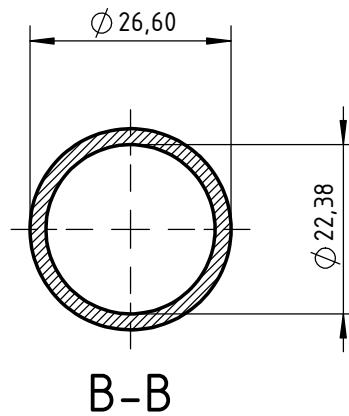
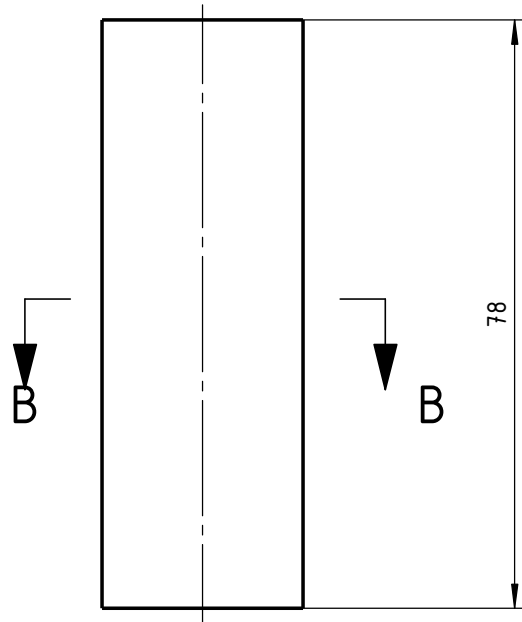


2	2	Tapa guía correa pre GE	0,89 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben	
Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Bórtoli Pablo
		Revisó			Ing. Benzi Sebastian
		Aprobó			
Escala		Tapa guía correa pre GE			UTN-FRSF
1:2					Dpto. Mecánica
 Toler. rug.		Código de plano: HKT-09-14-PP-02			Proyecto Final
					Pág.

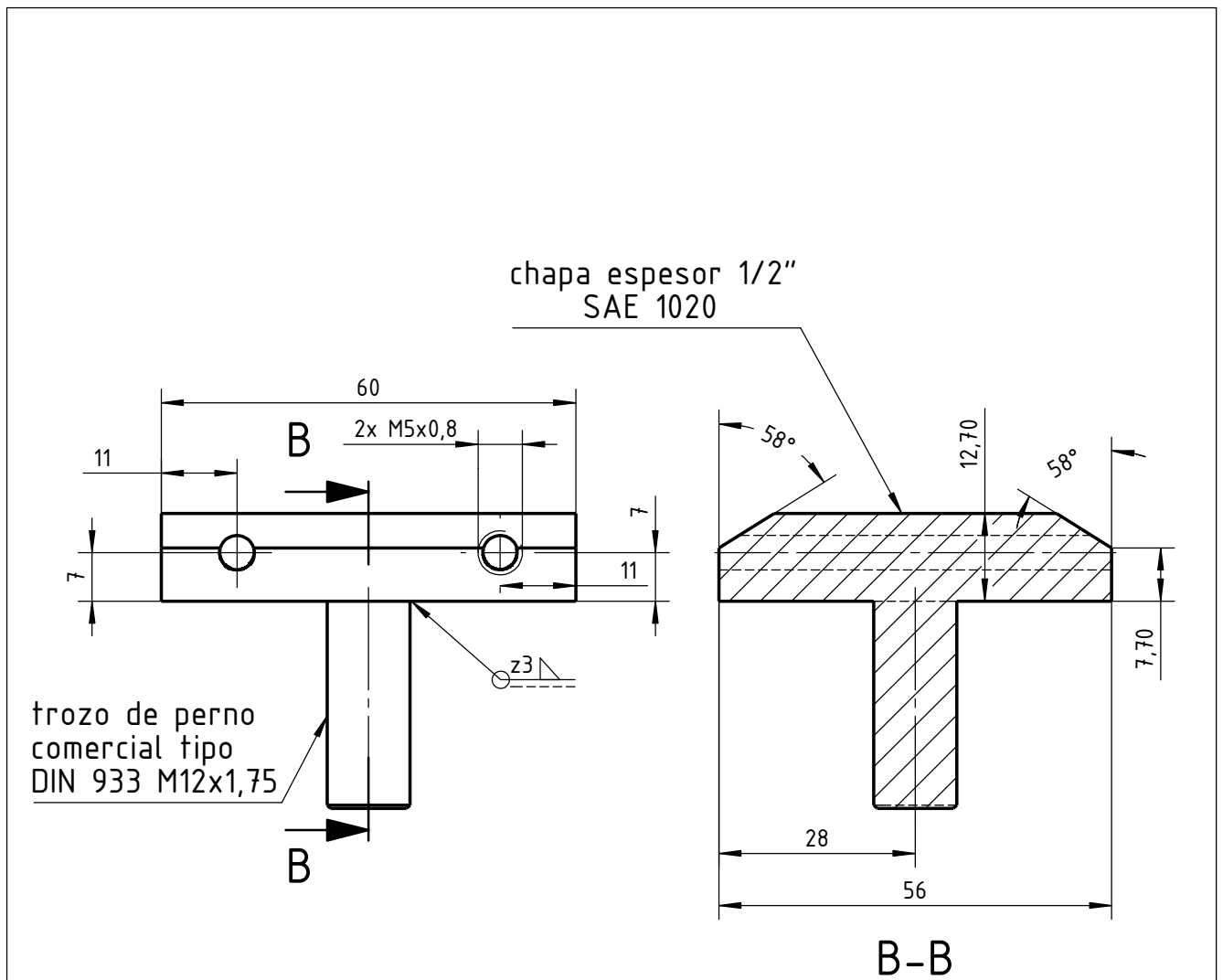


3	1	Bloque extremo rd	HKT-06-14-PP-03	AISI 304	-
2	1	Bloque extremo ri	HKT-06-14-PP-02	AISI 304	-
1	1	Caño central	HKT-09-24-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-09-24-PE	
	Dibujó	19/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:2			 Toler. rug.
Nervio ajustable GE			Pág.		

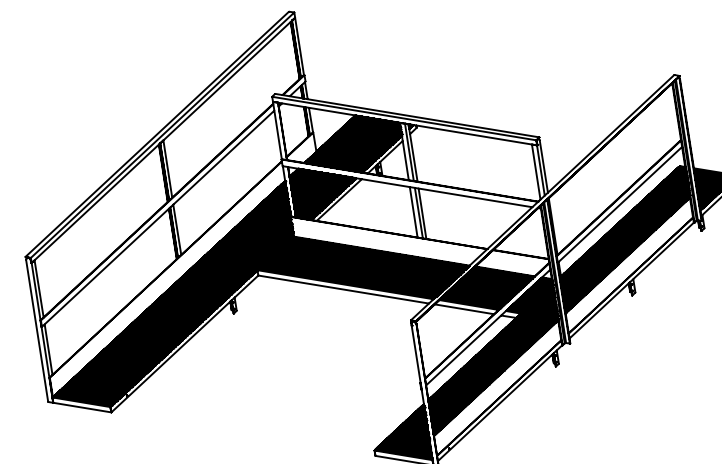
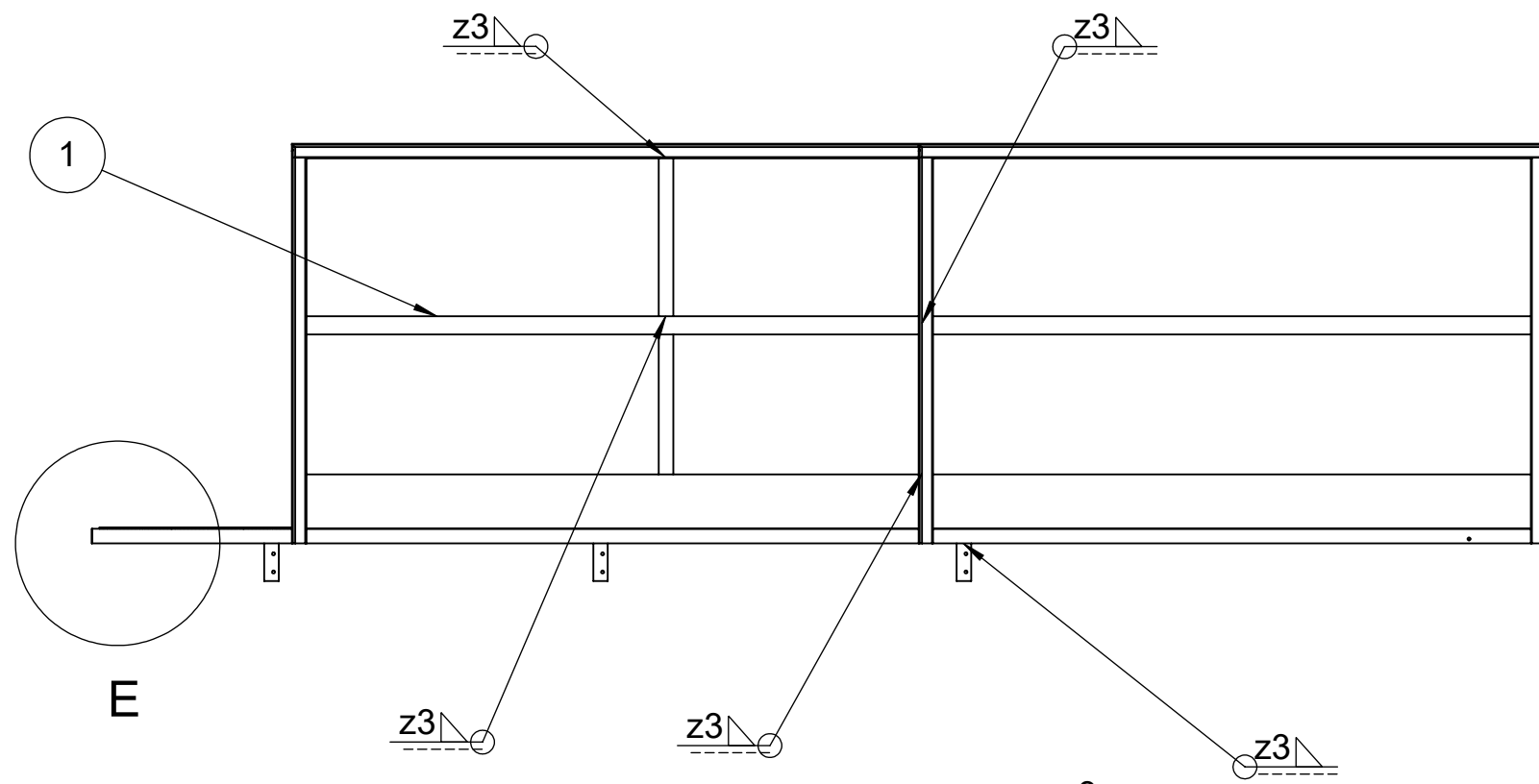


1	1	Caño central	0,1 kg	caño 3/4" sch10S AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Caño central			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
					Código de plano: HKT-09-24-PP-01
Toler. rug.	Pág.				

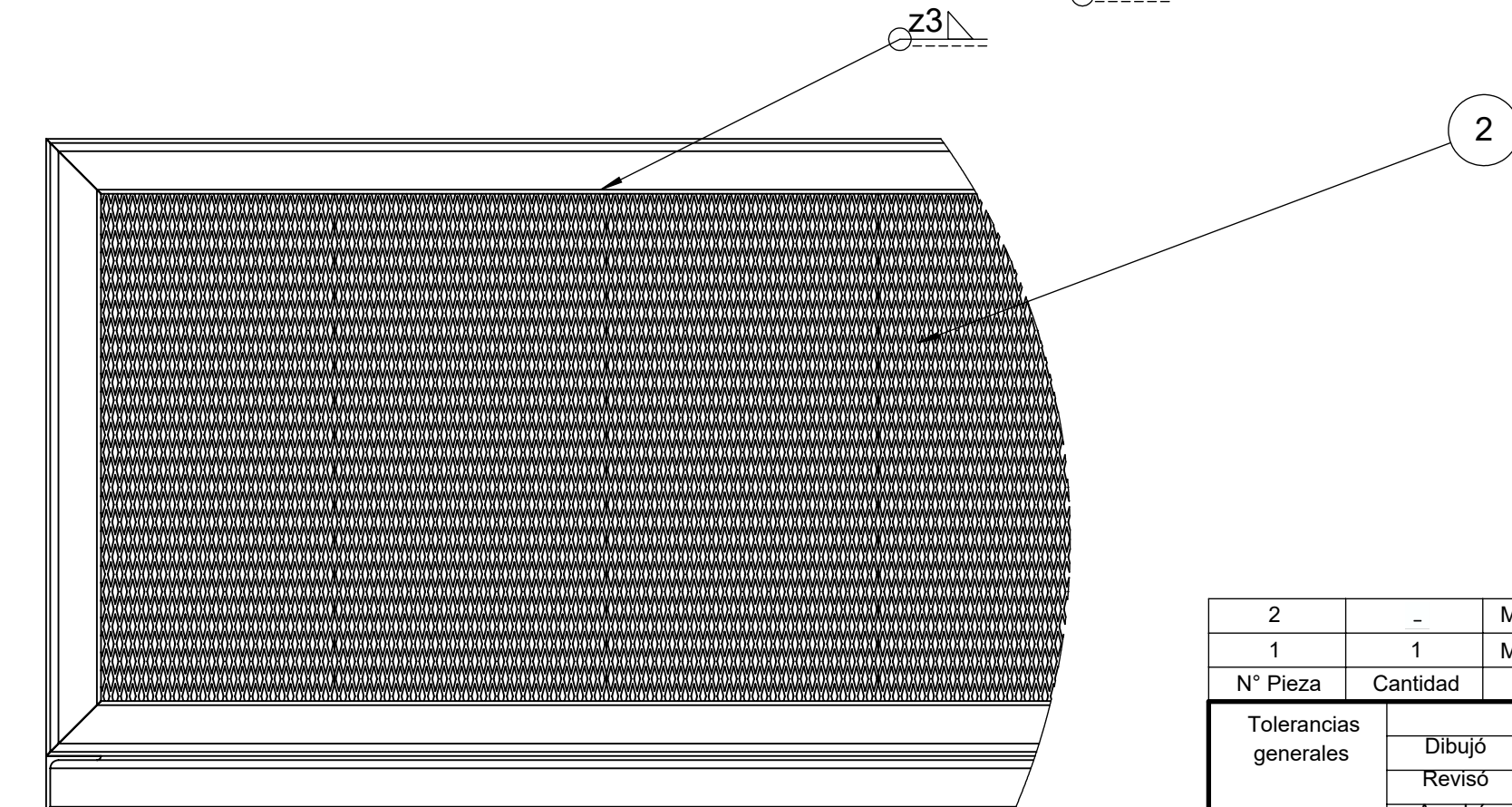


Nota: la posición y tamaño de los agujeros puede variar en función de las características de los agujeros presentes en la carcasa del GE adoptado en el diseño. Se suelda un perno comercial para evitar mecanizar un macizo.

31	1	Cubo antiguo GE	0,330 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-09-31-PP
	Dibujó	19/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Cubo antiguo GE			
1:1					
Toler. rug.					
					Pág.



Vista Isométrica

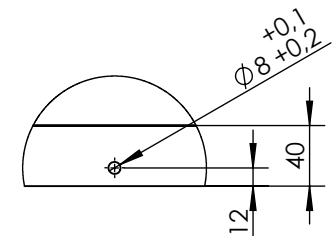
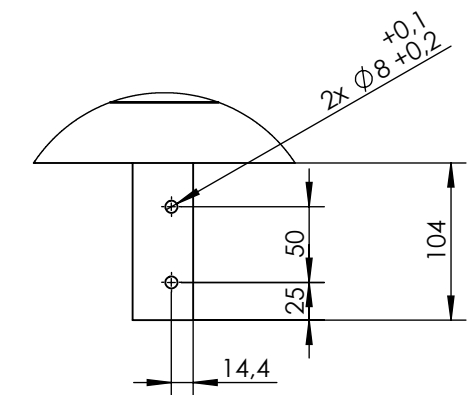
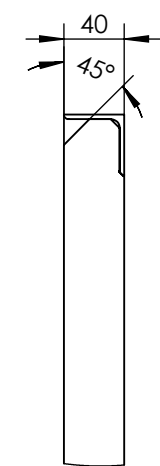
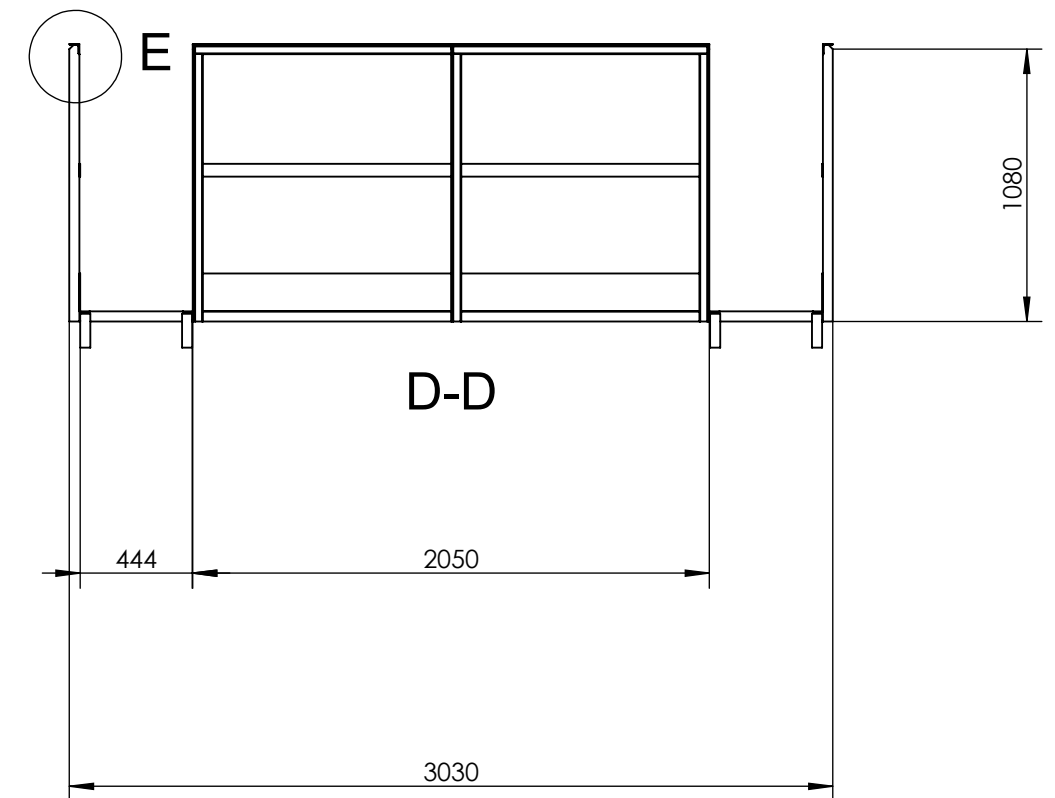
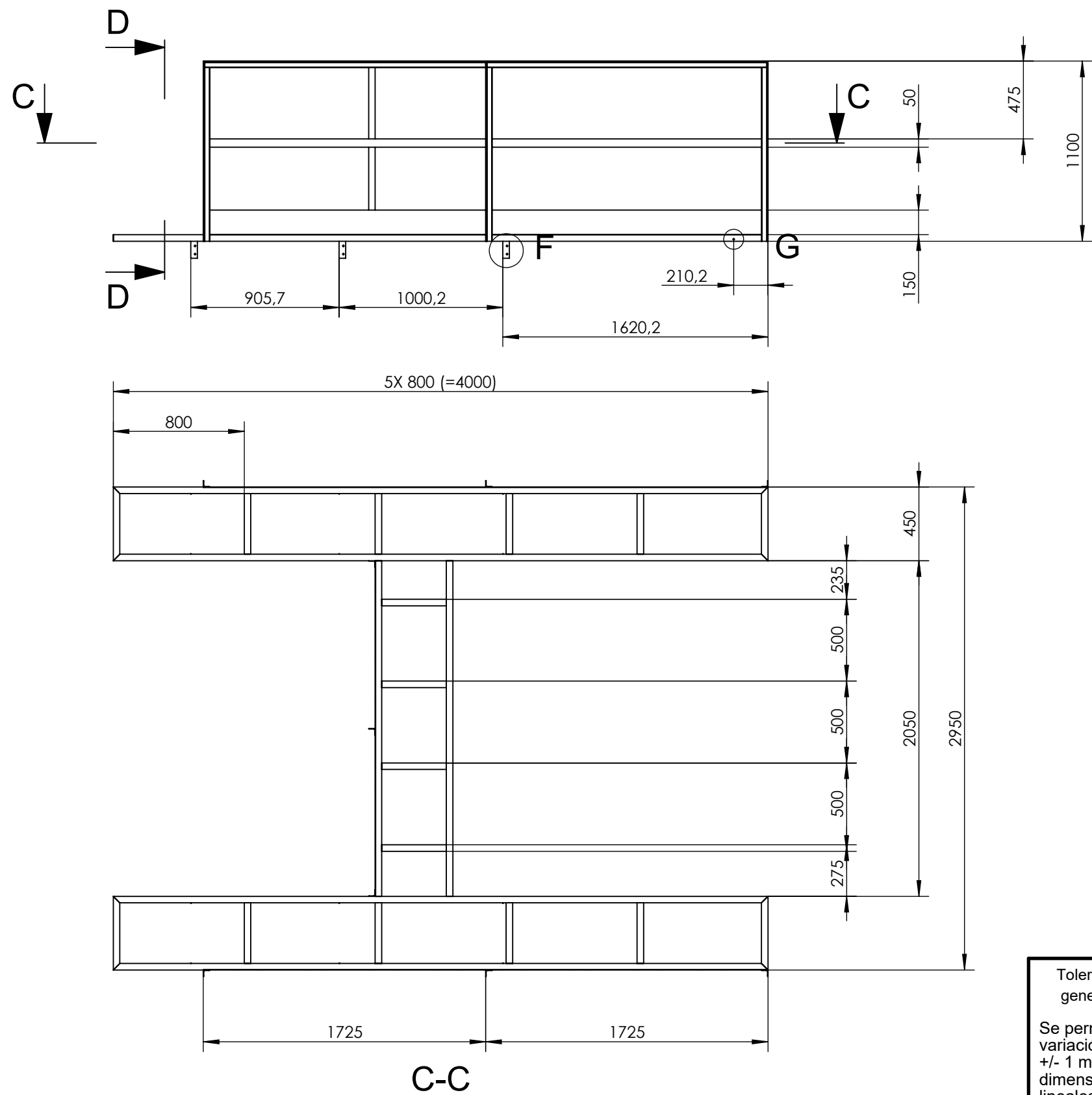


DETALLE E
ESCALA 1 : 5

Todas las soldaduras se continúan longitudinalmente según lo indicado
 Todas las superficies deben estar arenadas a metal en blanco
 Recubrimiento superficial: Base epoxy (200 μm) + Pintura poliuretánica (60-70 μm)

N° Pieza	Cantidad	Denominación	Cdgo. de plano	Material/ Observación
2	-	Malla metal desplegado 1/4" #20 MR	-	Acero SAE 1020
1	1	Marco plataforma	HKT-10-01-PP	Acero SAE 1020

Tolerancias generales		Fecha	Nombre		
Dibujó		15/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben	
Revisó				Ing. Bortoli Pablo	
Aprobó				Ing. Benzi Sebastian	
Escala		1:20		Plataforma	
Toler. rug.					
				UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
				HKT-10-PE	
				Pág.	



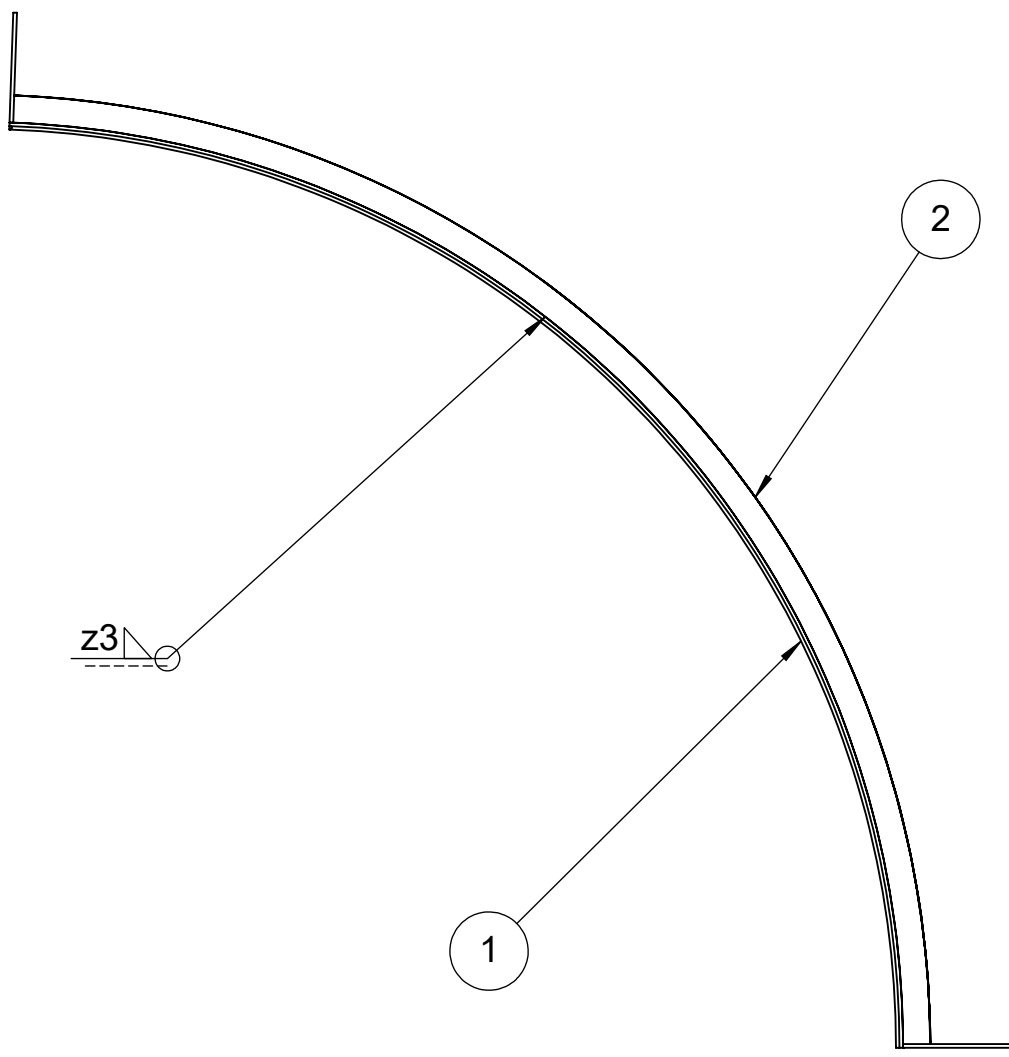
DETALLE E
ESCALA 1 : 5

DETALLE F
ESCALA 1 : 5

DETALLE G
ESCALA 1 : 5

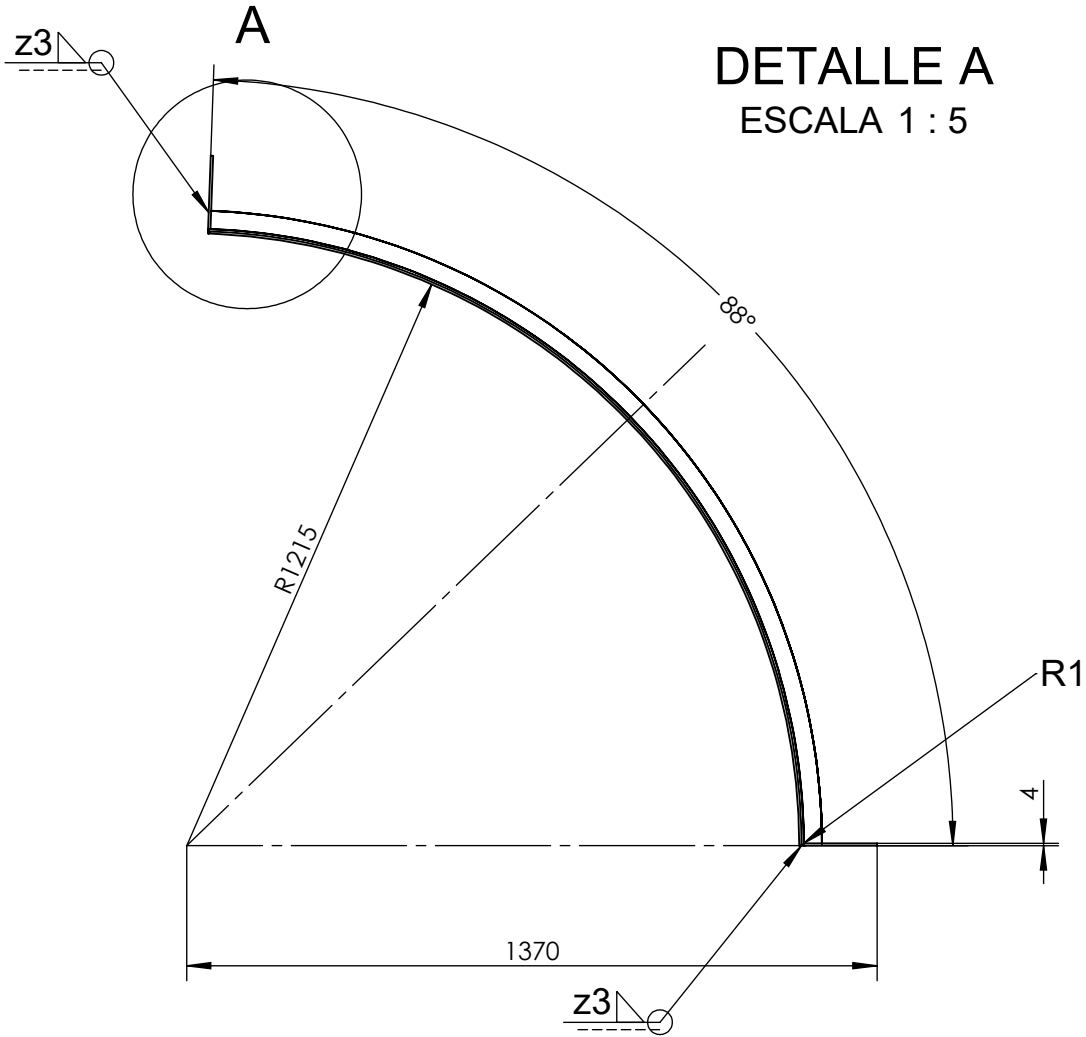
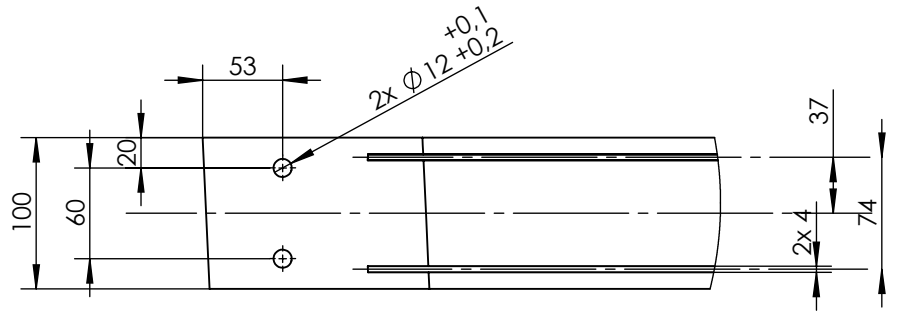
Todos los perfiles no acotados son PNL 40x40x3

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 1 mm en dimensiones lineales y +/- 1° en dimensiones angulares	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
	Dibujó	27/5/2020			Zeitler/Volpe
	Revisó				
	Aprobó				
Escala	1:30		Marco plataforma	HKT-10-01-PP	
		Toler. rug.			Pág.



2	2	Cartela	HKT-11-PP-02	AISI 304	-
1	1	Soporte	HKT-11-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

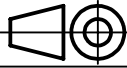
Tolerancias generales	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-11-PE	
	Dibujó	18/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:10			
		Zuncho lateral		Pág.	
Toler. rug.					

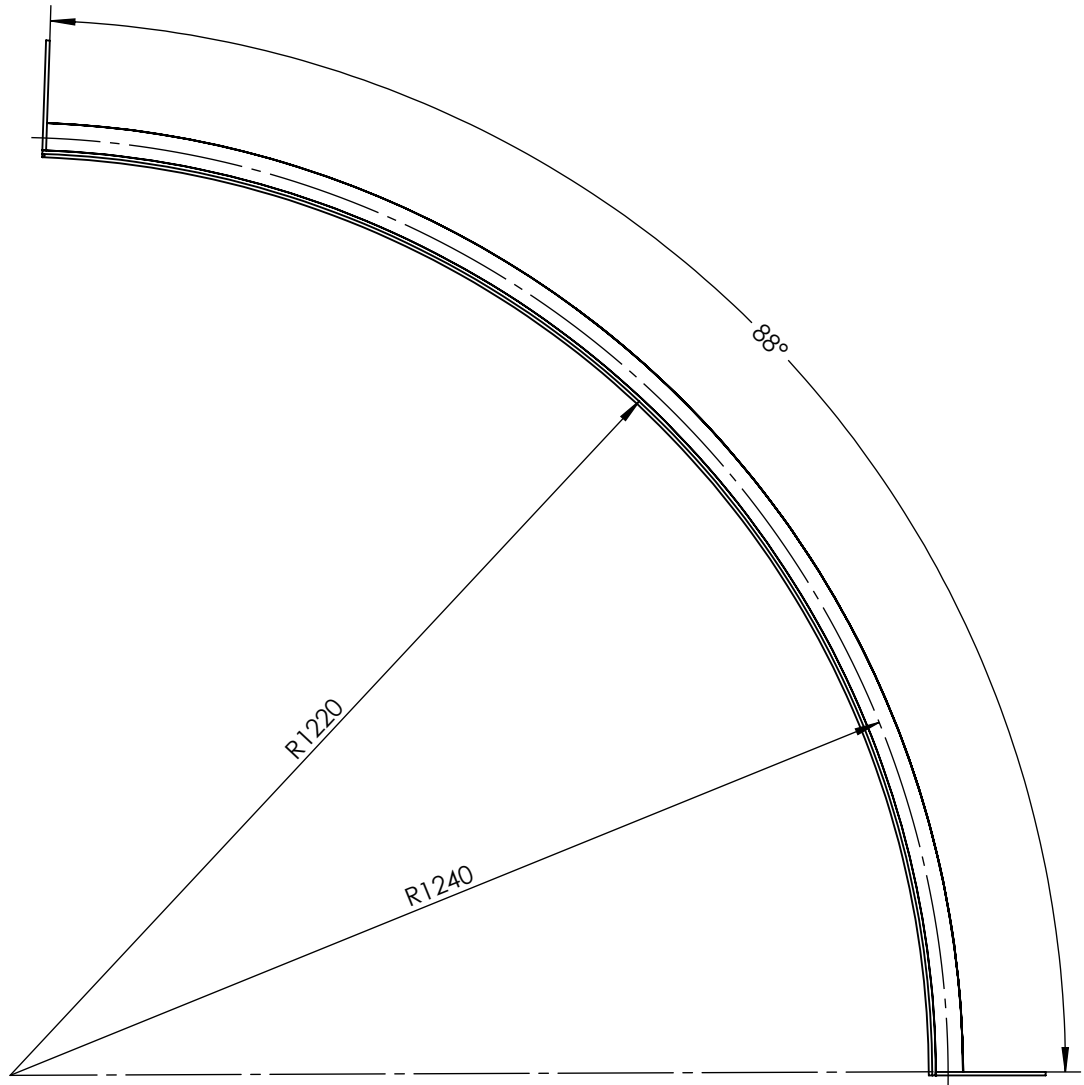


DETALLE A
ESCALA 1 : 5


Rolado con las dimensiones acotadas

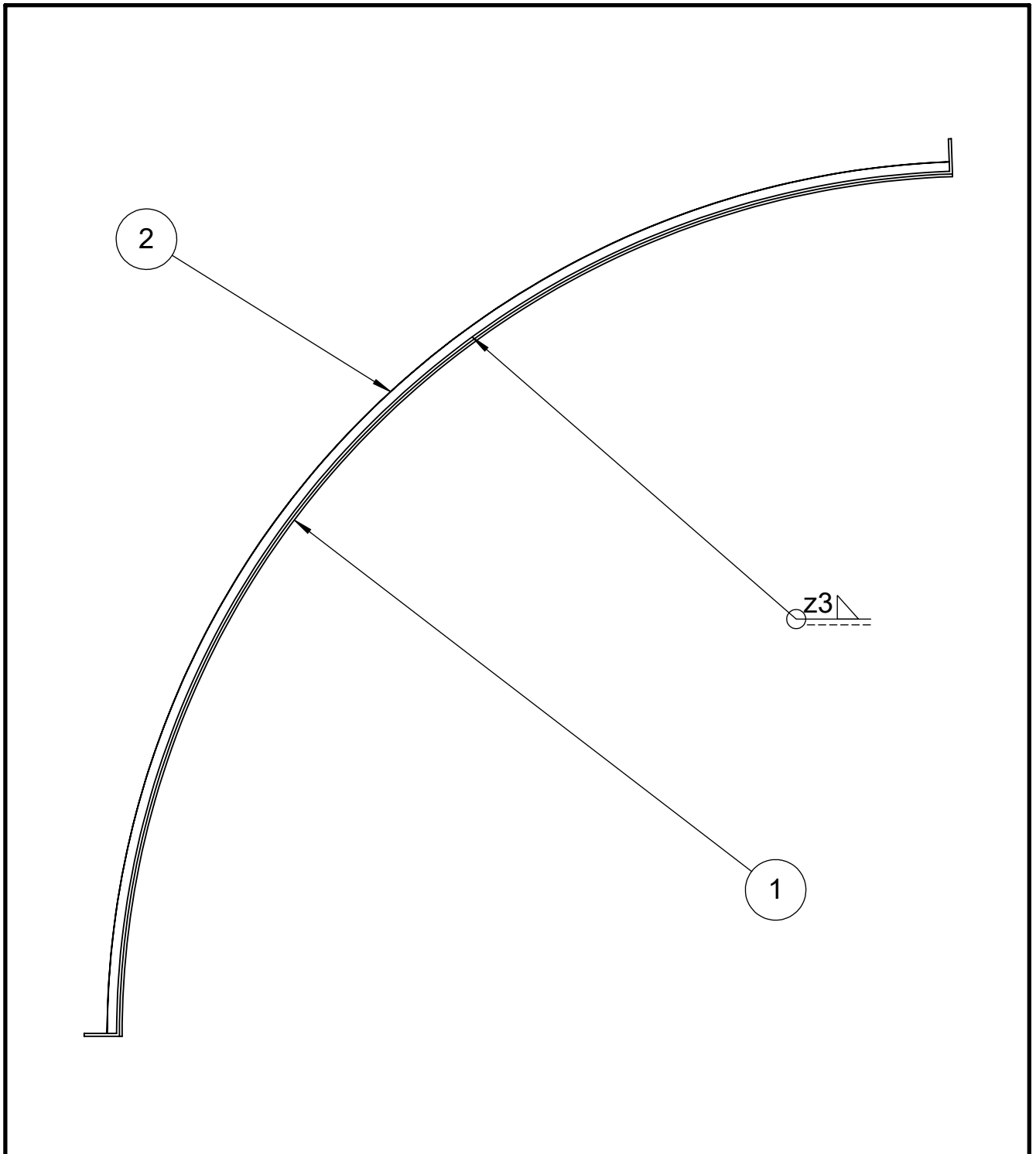
1	1	Soporte	6,2 Kg	Chapa espesor 4 mm AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:15			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	 Toler. rug.	Soporte			




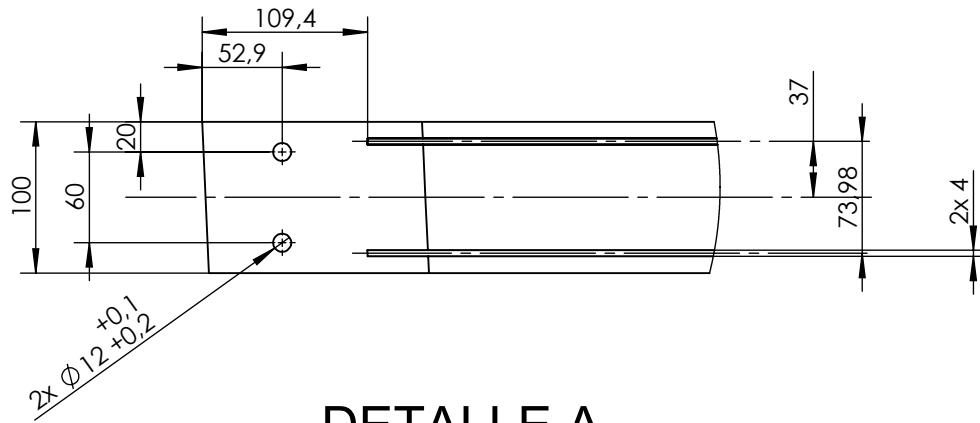
2	2	Cartela	2,4 Kg	Chapa espesor 4 mm AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares</p>	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	<p>Ing. Monti Ruben</p> <p>Ing. Bortoli Pablo</p> <p>Ing. Benzi Sebastian</p>	<p>UTN-FRSF</p> <p>Dpto. Mecánica</p> <p>Proyecto Final</p> <p>Código de plano:</p> <p>HKT-11-PP-02</p>
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	<p>Cartela</p>			
	1:10				
 <p>Toler. rug.</p>				Pág.	

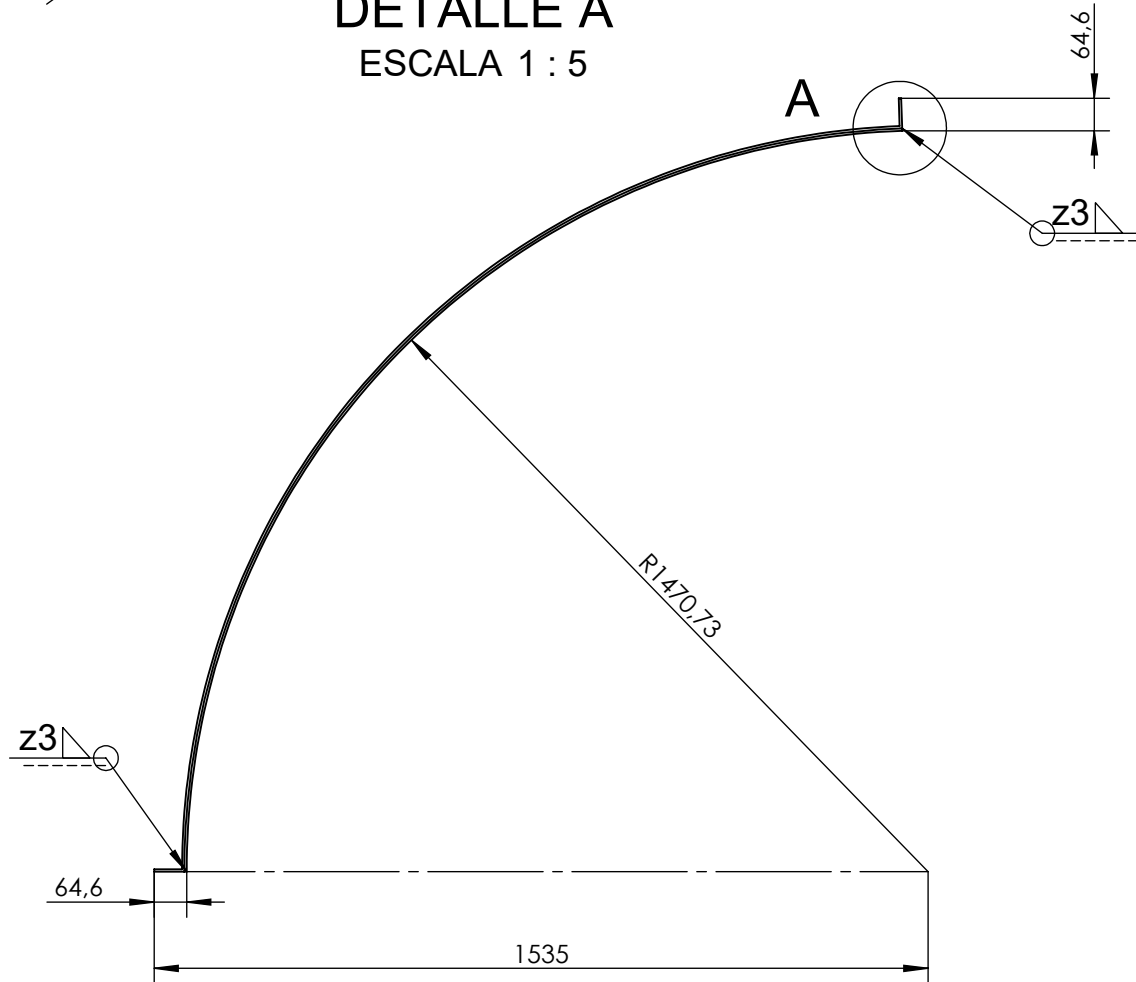


2	2	Cartela	HKT-12-PP-02	AISI 304	-
1	1	Soporte	HKT-12-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final	
	Dibujó	16/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:10			Código de plano: HKT-12-PE
	Zuncho superior difusor			Pág.	
Toler. rug.					



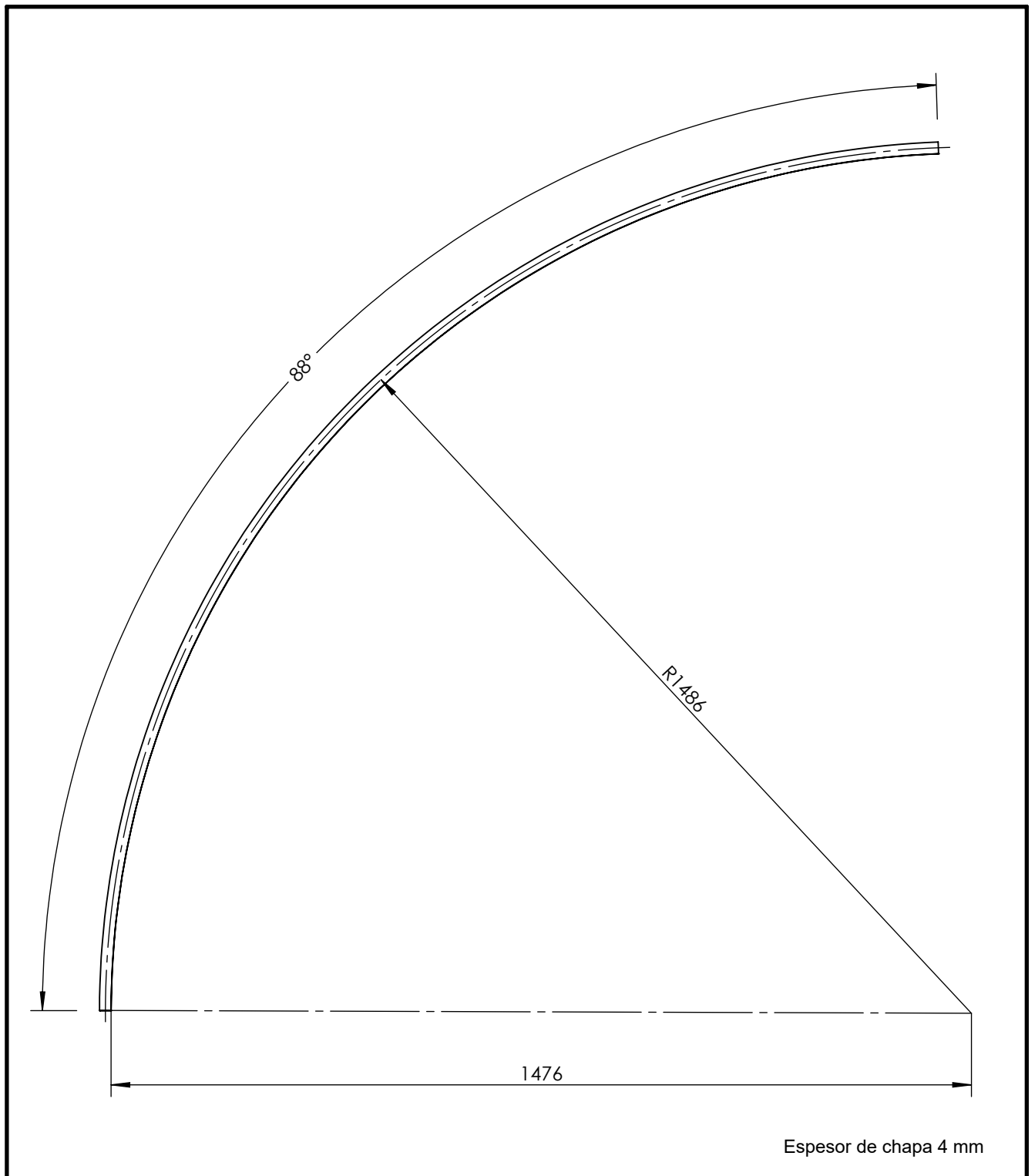
DETALLE A
ESCALA 1 : 5



Plegado a las dimensiones acotadas

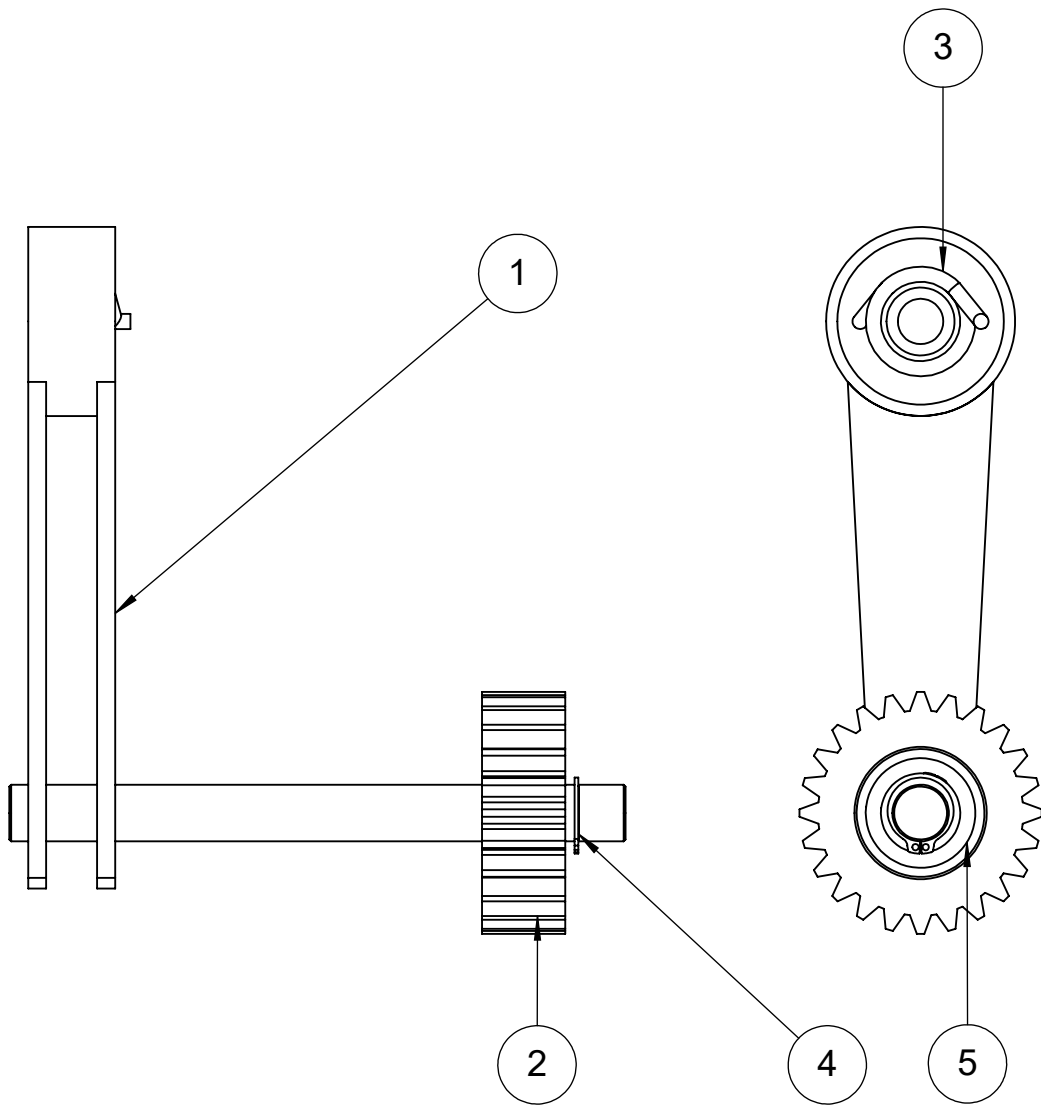
1	1	Soporte	5,7 Kg	Chapa espesor 4 mm AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-12-PP-01
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:15		Soporte	
	 Toler. rug.				
					Pág.



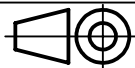
Espesor de chapa 4 mm

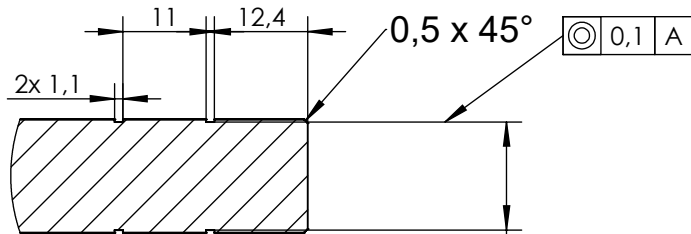
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES	
2	2	Cartela	2,6 Kg	Chapa rolada AISI 304	-	
Tolerancias generales		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian		
Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares		Dibujó	16/5/2020	Volpe/Zeitler		
		Revisó				
		Aprobó				
		Escala	1:10			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
			Cartela			Código de plano: HKT-12-PP-02
		Toler. rug.				Pág.



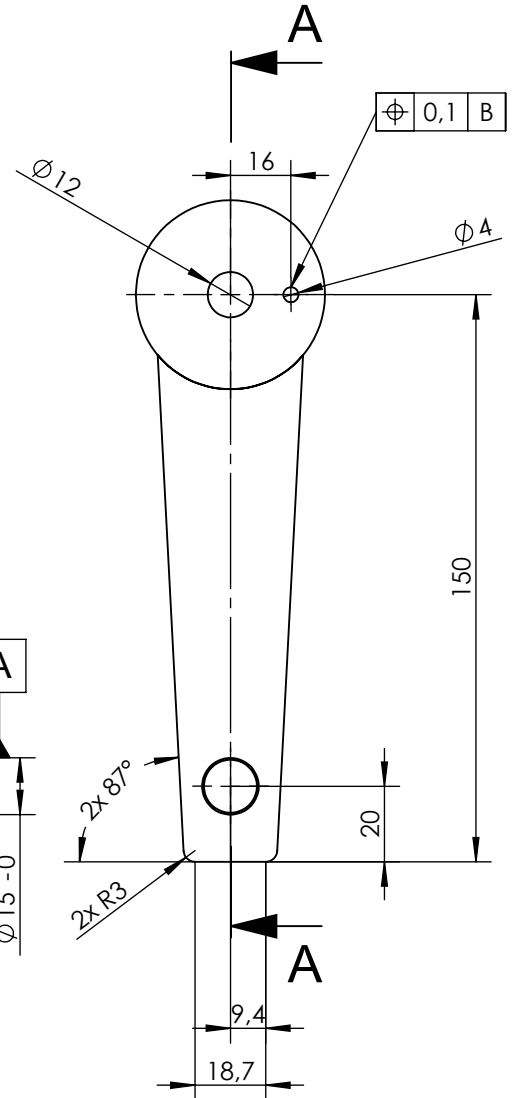
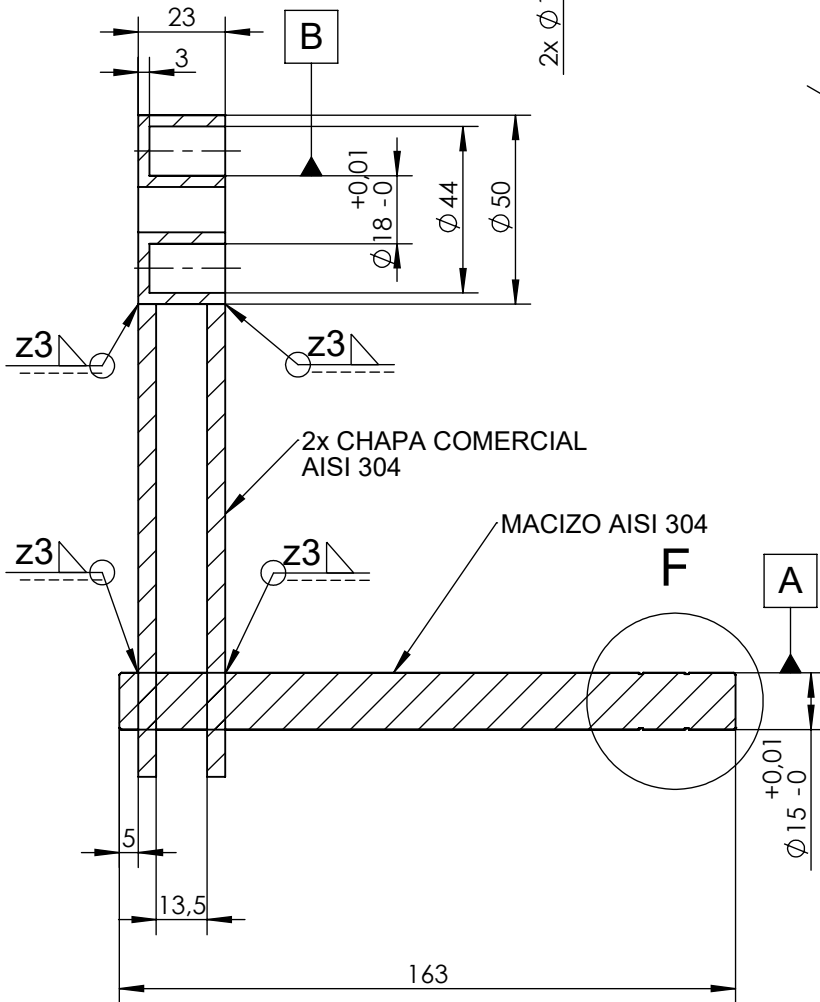
NOTA: El resorte de torsión se elige para el tamaño comercialmente más cercano al requerido

5	1	Rodamiento de bolas SKF 6202	-	-	-
4	2	Anillo Seeger DIN 471	-	-	20 x 1,3
3	1	Resorte torsión	-	AISI 1020	-
2	1	Polea loca tensor	HKT-13-PP-02	AISI 304	-
1	1	Tensor	HKT-13-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales	Dibujó	22/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:2			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
		Toler. rug.			
	Tensor				Pág



DETALLE F
ESCALA 1 : 1

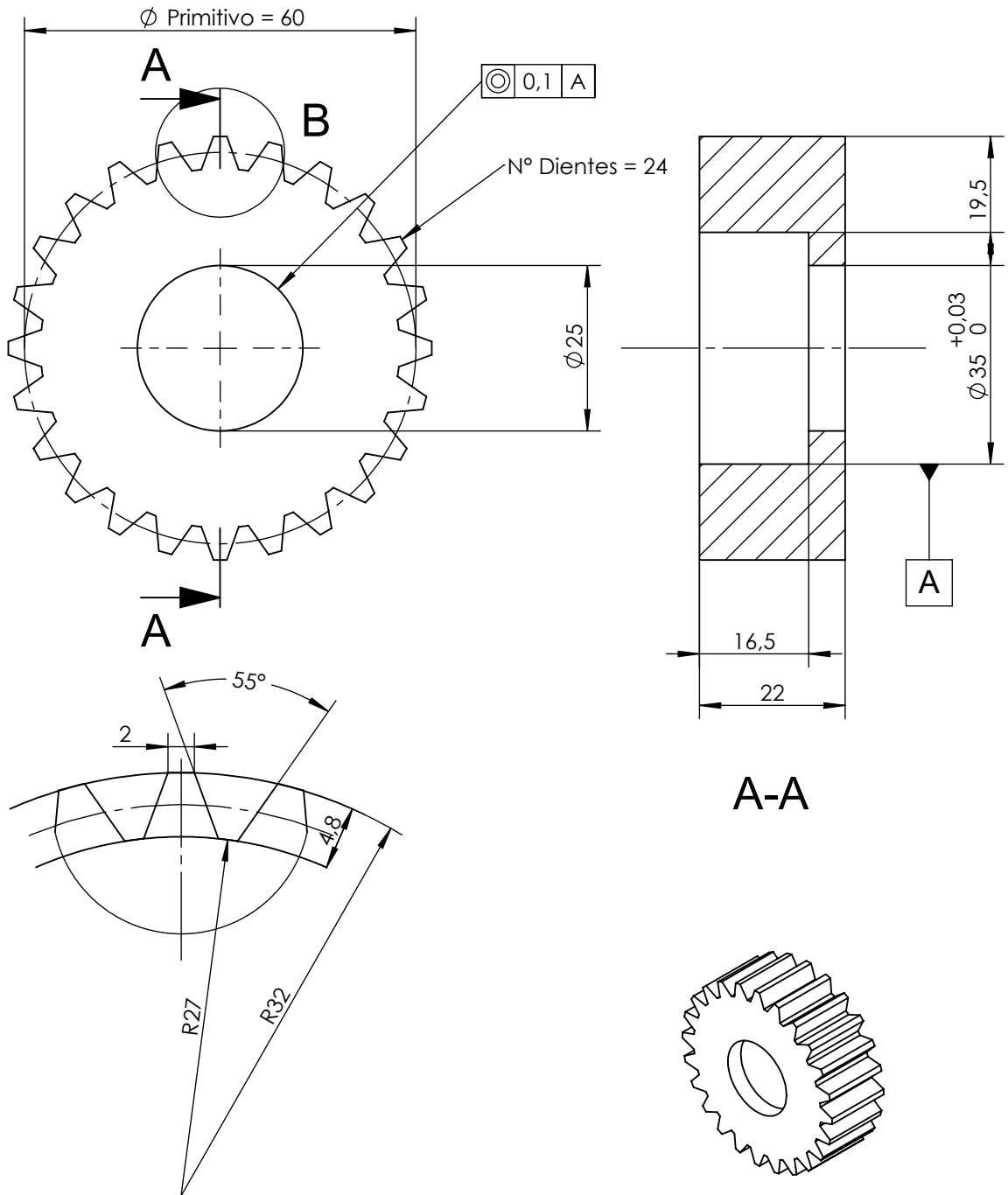


A-A

ESPESOR DE CHAPA = 4 mm

1	1	Tensor	0,7 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

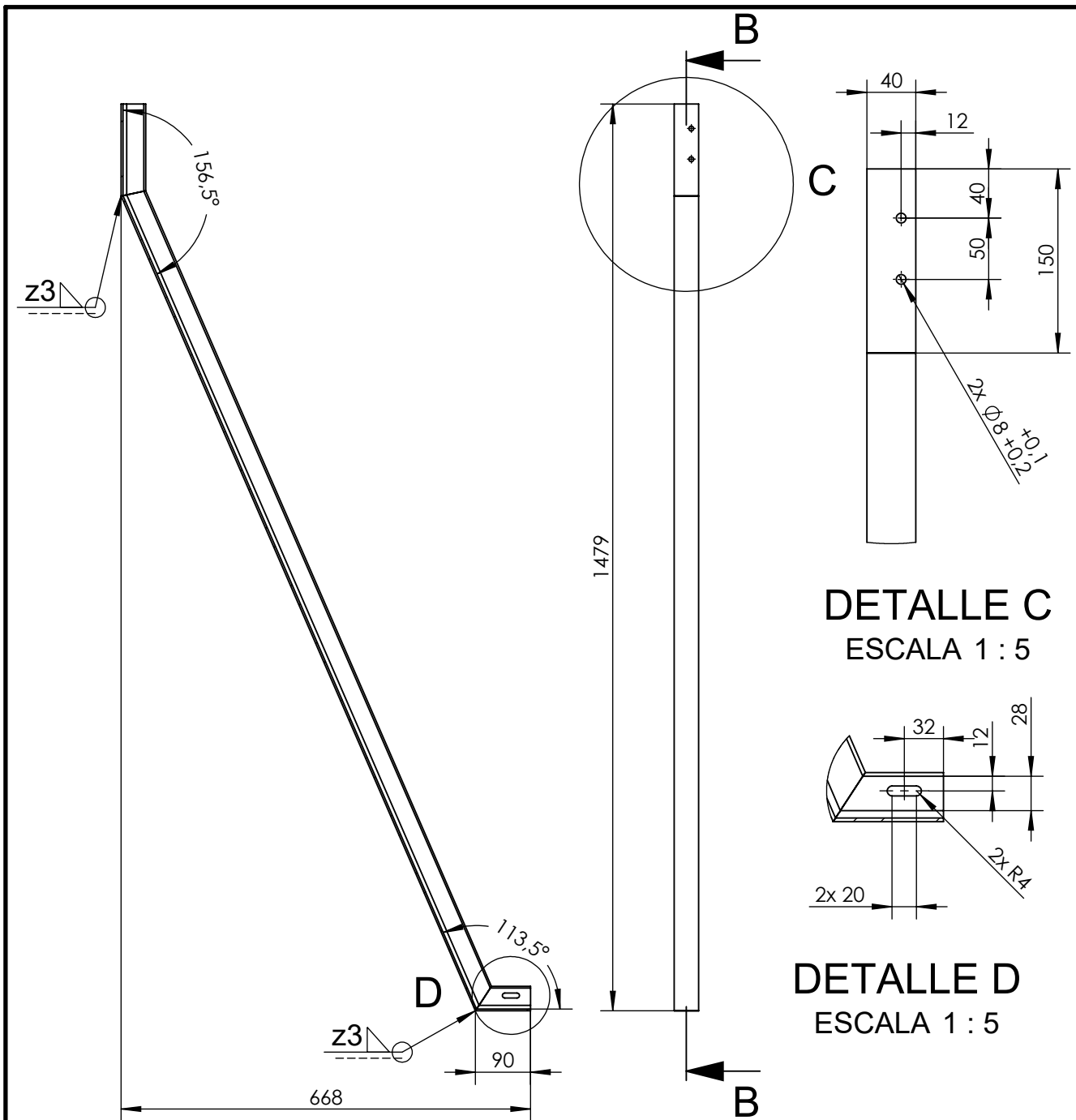
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: E_00_P05
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala			Tensor	
	1:2				
Toler. rug.					Pág.



DETALLE B
ESCALA 2 : 1

Nota: Dentado para usarse con correa síncrona Gates PolyChain GT2 (8MGT, ancho 21 mm)

POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
2	1	Polea loca tensor	0,06 Kg	DELRIN	-
Tolerancias generales		Dibujó	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian
Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares		Revisó	22/5/2020	Volpe/Zeitler	
		Aprobó			
		Escala	Polea loca tensor		UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
		1:1			
		 Toler. rug.			
					Pág.




DETALLE C
ESCALA 1 : 5

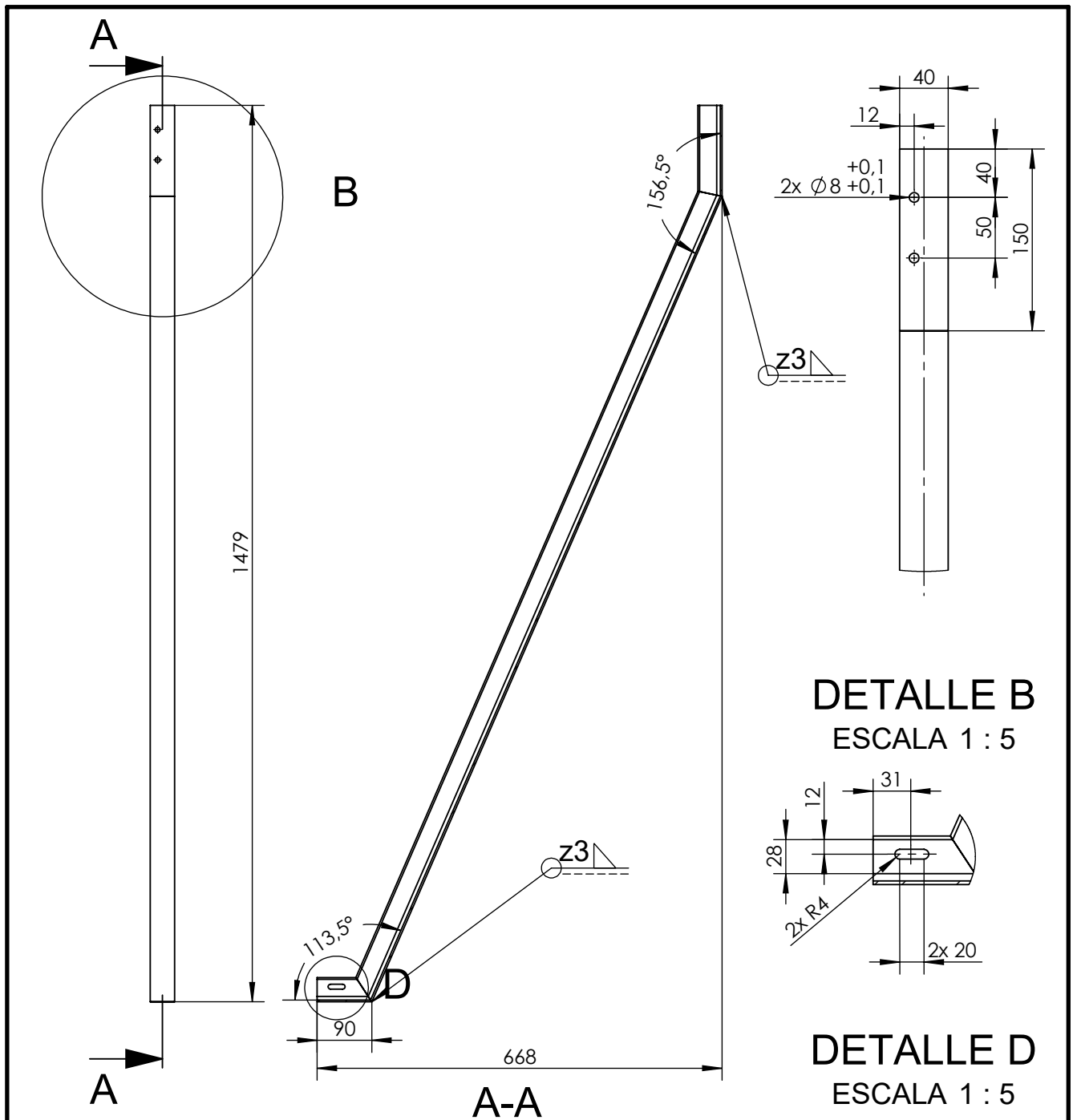
DETALLE D
ESCALA 1 : 5

B-B

Perfil Ángulo 1 1/2"x1 1/2"x1/8"
 Todas las superficies deben estar arenadas a metal en blanco
 Recubrimiento superficial: Base epoxy (200 µm) + Pintura poliuretánica (60-70 µm)

20	2	Biela soporte extremo plataforma	3,2 Kg	Acero SAE 1020	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	29/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-14-PP
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:10			
	 Toler. rug.	Biela soporte extremo plataforma			
					Pág.



DETALLE B
ESCALA 1 : 5

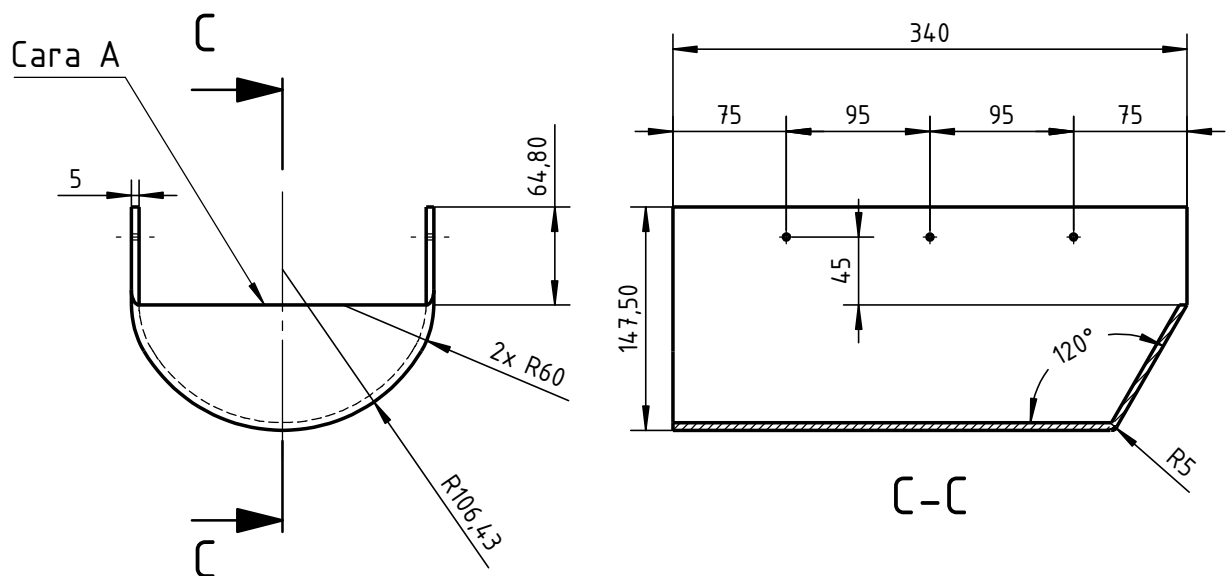
DETALLE D
ESCALA 1 : 5

Perfil Ángulo 1 1/2"x1 1/2"x1/8"

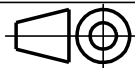
Todas las superficies deben estar arenadas a metal en blanco

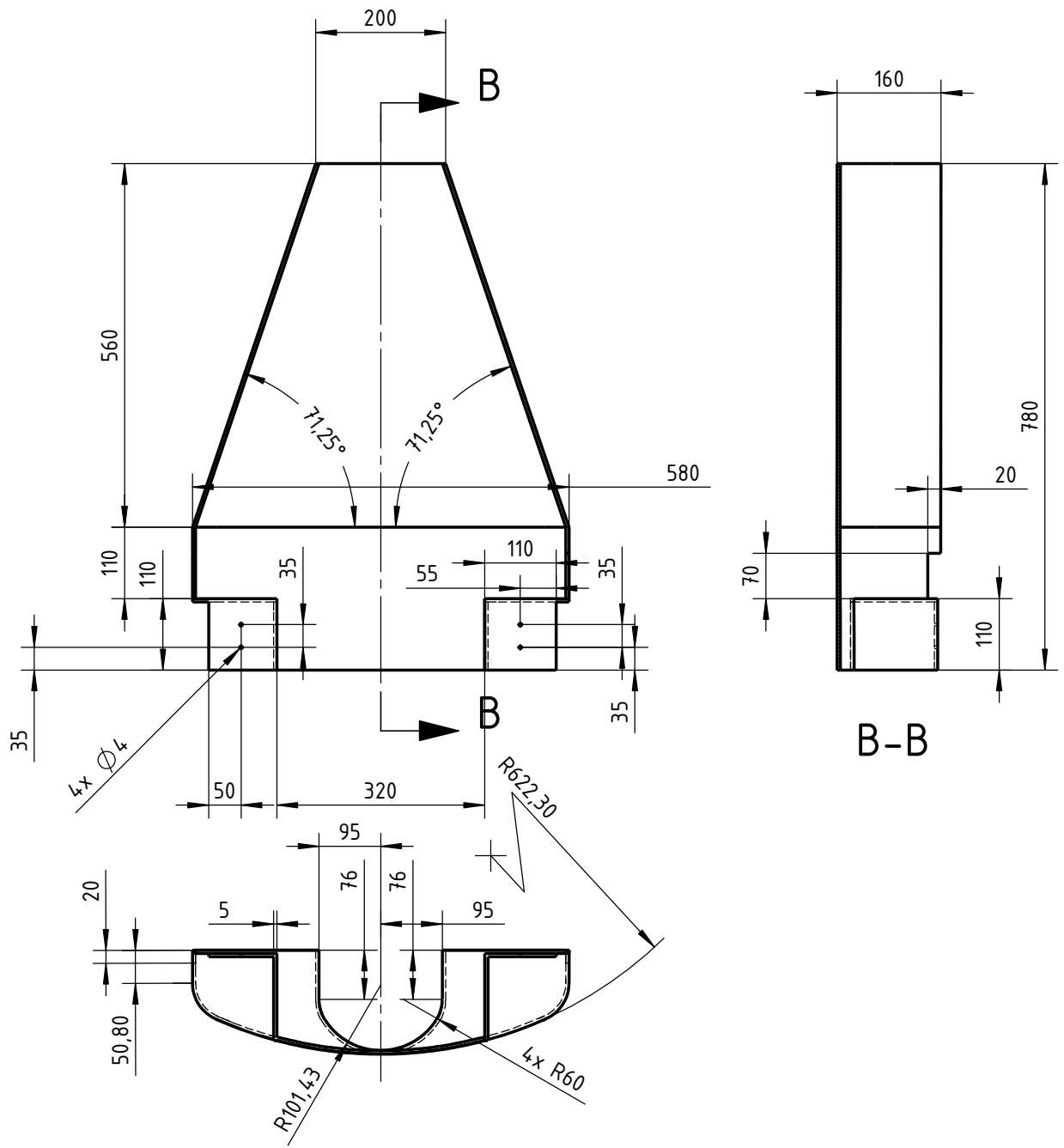
Recubrimiento superficial: Base epoxy (200 µm) + Pintura poliuretánica (60-70 µm)

POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
15	2	Biela soporte extremo plataforma/2	3,2 Kg	Acero SAE 1020	-
Tolerancias generales		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben	
Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares		Dibujó	29/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Bortoli Pablo
		Revisó			Ing. Benzi Sebastian
		Aprobó			
Escala		Biela soporte extremo plataforma/2		UTN-FRSF	
1:10				Dpto. Mecánica	
 Toler. rug.				Proyecto Final	
				Código de plano: HKT-15-PP	
				Pág.	



Nota: los agujeros se mecanizan a una distancia de 45 mm respecto a Cara A, según espaciamento indicado. Considerese unión por tornillos autorroscantes a la estructura soporte del eje intermedio. Pieza de espesor constante (5 mm)

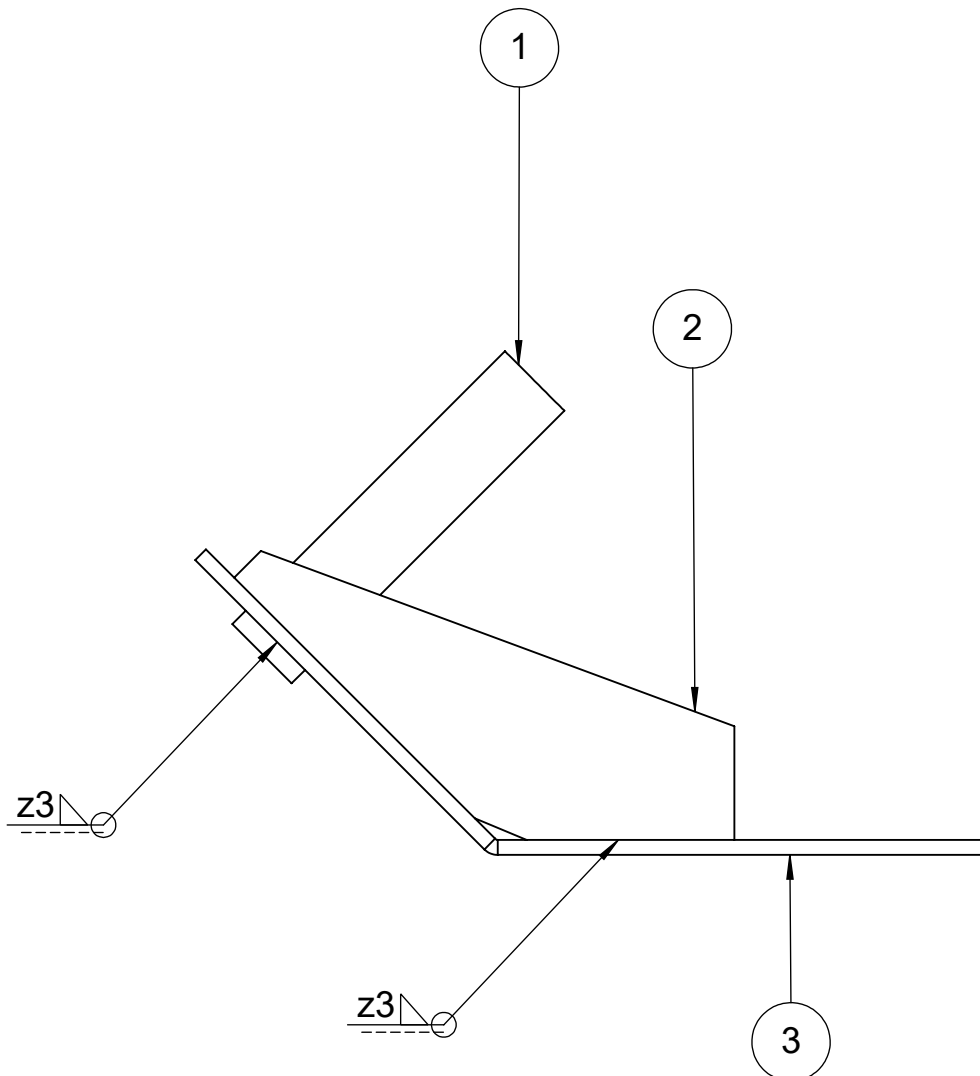
16	1	Cubre correa tramo 1	0,300 kg	PRFV	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	18/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Cubre correa tramo 1			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	1:5				
 Toler. rug.	Código de plano: HKT-16-PP				
					Pág.




Nota: espesor constante en toda la pieza (5mm). Se fija con tornillos auto perforantes al soporte conjunto GE.

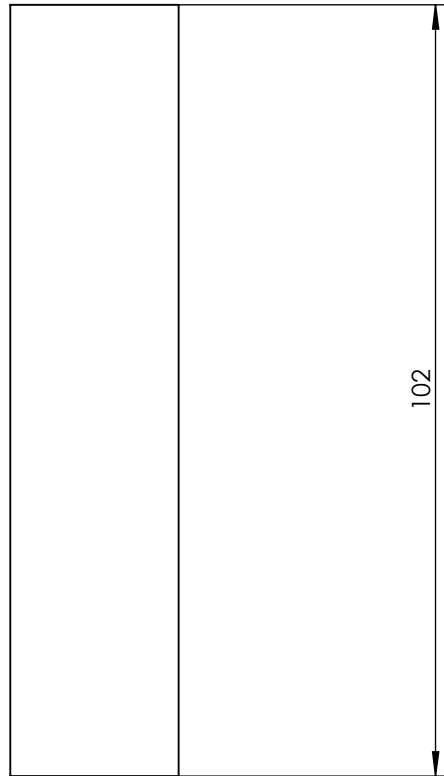
17	1	Cubre correa tramo 2	1,700 kg	PRFV	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.</p>	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-17-PP	
	Dibujó	18/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Cubre correa tramo 2			
<p>Toler. rug.</p>				Pág.	



1	1	Chapa	HKT-18-PP-03	AISI 304	-
2	2	Cartela	HKT-18-PP-02	AISI 304	-
1	1	Pasador	HKT-18-PP-01	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Cdgo. de PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

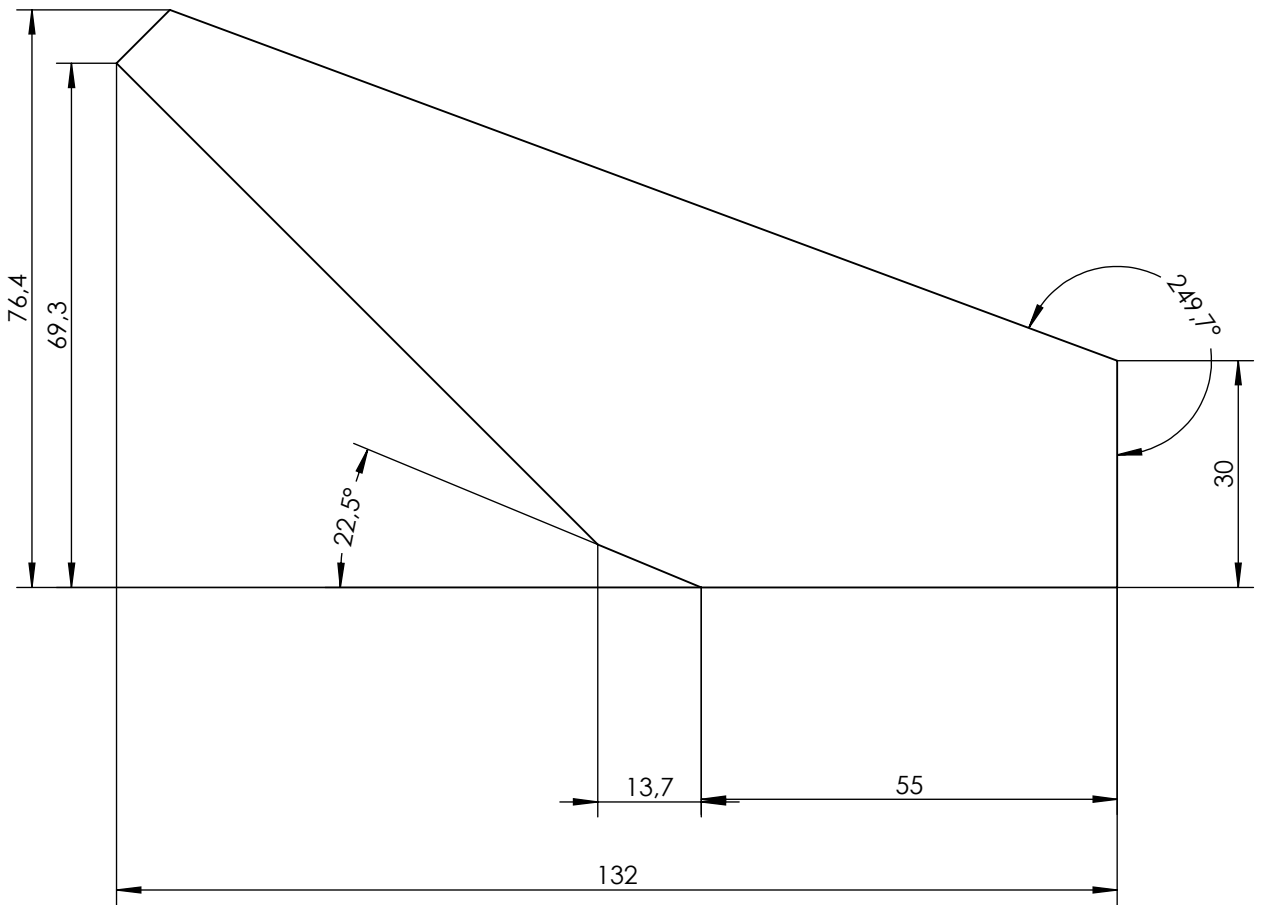
Tolerancias generales	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:2			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	Toler. rug.			Código de plano: HKT-18-PE	
Soporte pivot sist. antiempalizada					Pág



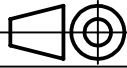
DIÁMETRO FINAL 3/4"

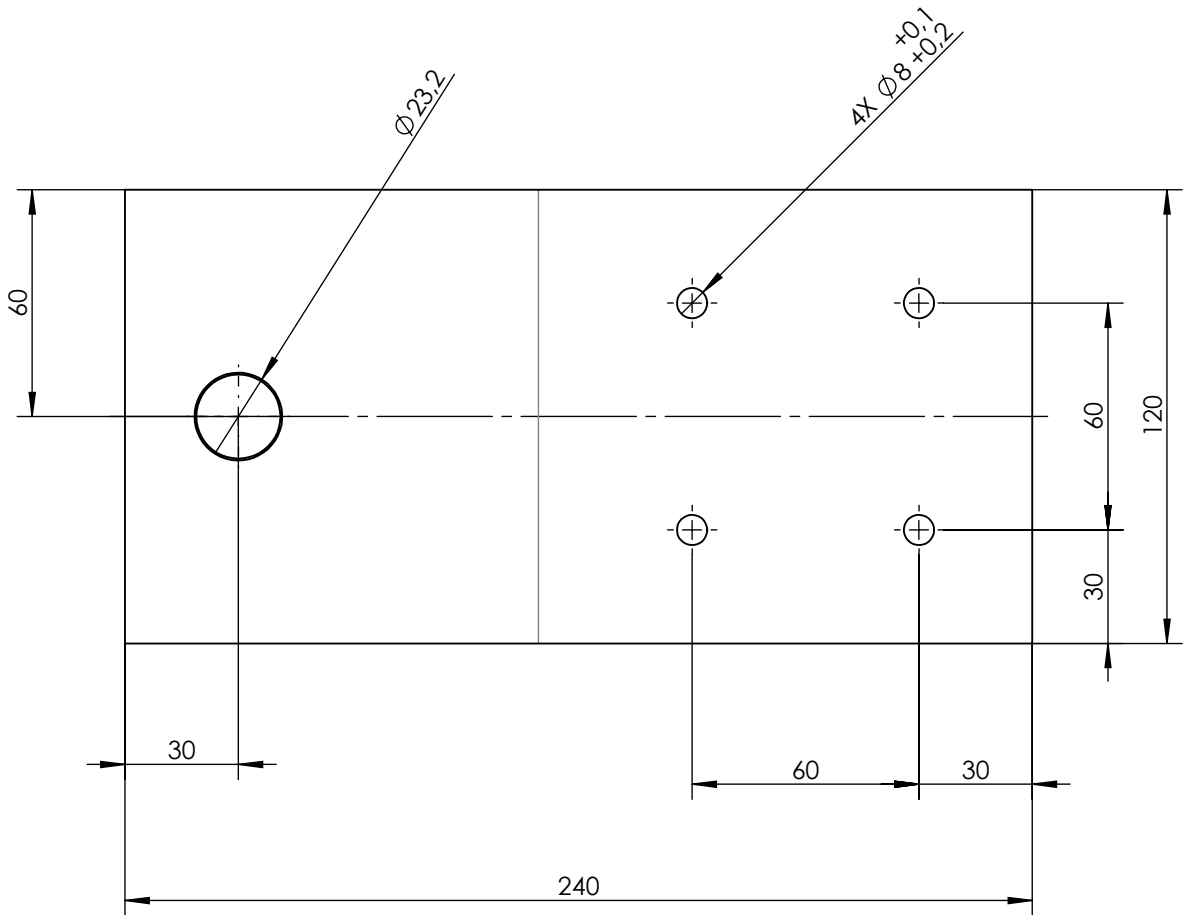
1	1	Pasador	0,1 Kg	Macizo AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

<p>Tolerancias generales</p> <p>Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares</p>	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	<p>UTN-FRSF</p> <p>Dpto. Mecánica</p> <p>Proyecto Final</p> <p>Código de plano: HKT-18-PP-01</p>
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Pasador			
	<p>Toler. rug.</p>				
					Pág.



2	2	Cartela	0,2 Kg	Chapa espesor 4 mm AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

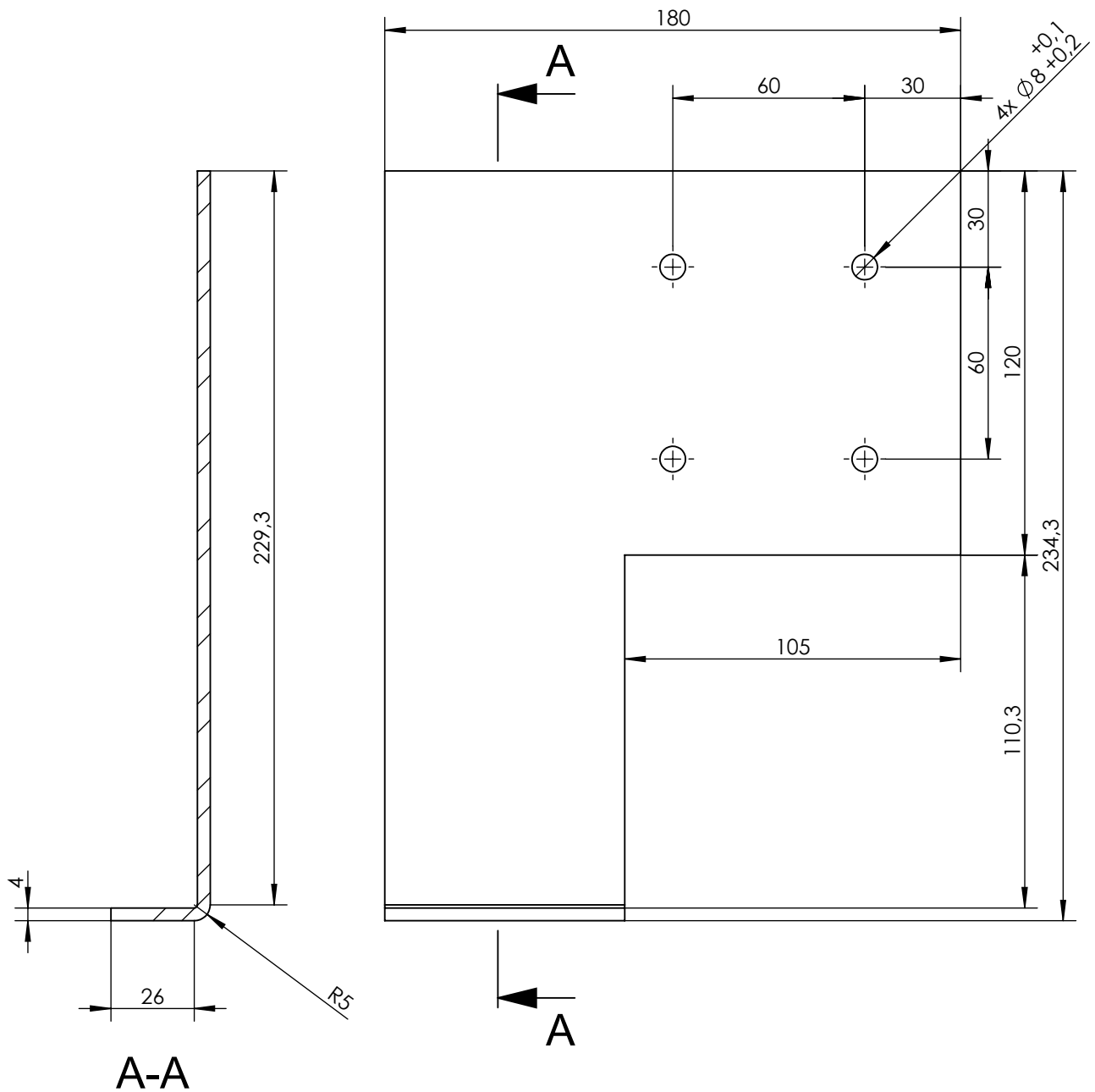
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	28/5/2020	Volpe/Zeitler	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-18-PP-02
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:1			
	 Toler. rug.	Cartela			
					Pág.



ESPEJOR DE CHAPA 4 mm
 PLEGADO HACIA ARRIBA 45° R1 = 5,76

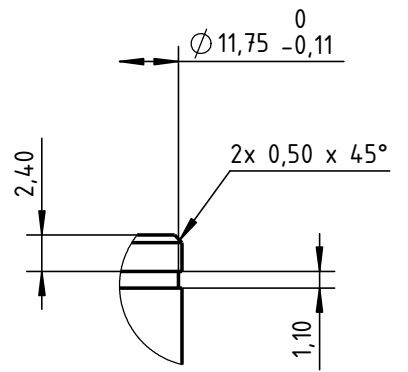
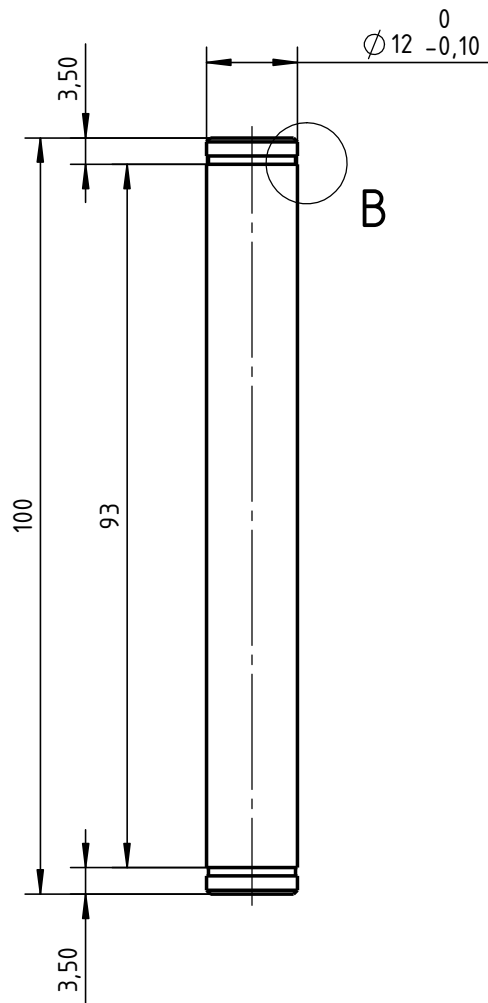
3	1	Chapa	0,3 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES

Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final Código de plano: HKT-18-PP-03	
	Dibujó	18/5/2020			Volpe/Zeitler
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	1:1			
	Toler. rug.				
				Pág.	




Se trata de 2 piezas. Una plegada en el sentido indicado y la otra a 180° respecto a lo acotado

19	2	Tope inferior sist. antiempalizada	0,3 Kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/- 0,5 mm en dimensiones lineales y +/- 0,5° en dimensiones angulares	Dibujó	Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bortoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Revisó	28/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Aprobó				
	Escala	Tope inferior sist. antiempalizada			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	1:2				
				Código de plano: HKT-19-PP	
Toler. rug.				Pág.	



DETALLE B
ESCALA 2 : 1

30	1	Pasador tensor	0,090 kg	AISI 304	-
POS.	CANT.	Denominación	Peso	MATERIAL	OBSERVACIONES
Tolerancias generales Se permite una variación de +/-0,5mm en dimensiones lineales y +/-0,5° en dimensiones angulares.		Fecha	Nombre	Ing. Monti Ruben Ing. Bórtoli Pablo Ing. Benzi Sebastian	
	Dibujó	18/5/2020	Volpe/Zeitler		
	Revisó				
	Aprobó				
	Escala	Pasador tensor			UTN-FRSF Dpto. Mecánica Proyecto Final
	1:1				
 Toler. rug.	Código de plano: HKT-30-PP				
					Pág.