

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO
CRUZADO PARA APLICACIÓN EN
COMUNIDADES EN VIAS DE
DESARROLLO***

Alumno: Ayude Prieto, Unai.

DNI: 72402639L

Director: Bidaguren Diego, Iñigo

DNI: 14606979R

Curso: 2017-2018

Fecha: Bilbao, 18 de junio de 2018

RESUMEN / LABURPENA / SUMMARY

Castellano

En este trabajo se pretende desarrollar una turbina de flujo cruzado para comunidades en vías de desarrollo. Se dividirá en cuatro grandes bloques:

Se realizará una hoja de cálculo que introduciendo unos pocos parámetros devolverá los datos para un rodete ideal.

Otro bloque se trata de un montaje real donde se ha dimensionado todos los elementos mecánicos y el rodete mediante el uso de la hoja de cálculo.

El rodete del montaje real ha sido simulado mediante un programa de volúmenes finitos obteniendo de esta forma el rendimiento.

Finalmente se ha fabricado un modelo a escala para la realización de banco demostrativo del cual se extraerá el rendimiento mecánico y eléctrico.

Euskara

Lan honetan guruzatutako fluxu baten turbina bat garatzea da garapenean dagoen elkarreentzat, lau bloke nagusitan bananduta egongo da:

Kalkulu orri bat egingo da, non parametro gutxi batzuk ordezkatzuz turbina ideal bat lortzeko datuak emango dituen.

Beste bloke bat muntaketa erreala da non elementu mekanikoak eta turbina dimentsionatu egin dira kalkulu orriari esker.

Muntai errearen turbina simulatu egin da bolumen finituzko programa baten bidez, era horretan lan etekina lortuz.

Azkenik muntai bat egin da eskalan kalkulu teorikoak egiaztatzeko, non lan etekin mekanikoa eta elektrikoa lortuko diren.

English

This work is intended to develop a cross flow turbine for developing communities. It is divided into four main blocks:

A spread sheet will be made and introducing in it a few parameters, it will return the data for an ideal wheel.

Another block is a real assembly where all the mechanical elements and the wheel have been dimensioned using the spread sheet.

The wheel of the real assembly has been simulated by CFD program, obtaining in this way the yield of the turbine.

Finally, a scale model has been manufactured to have a real example of this turbine. Also mechanical and electrical yield will be calculated with this example.

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO PARA APLICACIÓN EN COMUNIDADES EN VIAS DE DESARROLLO

DOCUMENTO 1- ÍNDICE GENERAL

Alumno: Ayude Prieto, Unai

DNI: 72402639L

Director: Bidaguren Diego, Iñigo

DNI: 14606979R

Curso: 2017 - 2018

Fecha: Bilbao, 28 de junio de 2018

1. ÍNDICE GENERAL	3
2. MEMÓRIA	8
2.1. HOJA DE IDENTIFICACIÓN.....	14
2.2. INTRODUCCIÓN.....	15
2.3. OBJETO DEL PROYECTO.....	15
2.4. ALCANCE DEL PROYECTO	15
2.5. CONTEXTO.....	15
2.6. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO	16
2.7. ANTECEDENTES.....	16
2.8. CONCEPTO TEÓRICO.....	16
2.8.1. Microcentrales eléctricas.....	17
2.8.2. Obra civil	17
2.8.2.1. Esquema general de una minicentral hidráulica	19
2.8.2.2. Captación de agua.....	20
2.8.2.3. Aliviaderos	20
2.8.2.4. Desarenadores y cámaras de carga.....	20
2.8.2.5. Canales.....	21
2.8.3. Turbomáquinas.....	22
2.8.3.1. Bombas hidráulicas	22
2.8.3.2. Turbinas hidráulicas	22
2.8.3.3. Pérdidas, potencias y rendimientos.	23
2.8.3.4. Teoría fundamental de las turbomáquinas	25
2.8.4. Tipos de turbinas hidráulicas.....	26
2.8.5. Turbina Banki o de flujo cruzado.....	30
2.8.6. Semejanza en turbinas hidráulicas	34
2.8.7. Mecánica de fluidos computacional (CFD)	35
2.8.7.1. Introducción.....	35
2.8.7.2. Métodos numéricos	36
2.8.7.3. Teoría de transporte de Reynolds.....	36
2.8.7.4. Ecuación de transporte y Navier-Stokes.....	37
2.8.7.5. Método de volúmenes finitos	37
2.8.7.6. Condiciones de contorno	38
2.8.7.7. Mallado	38

2.8.7.8. Mezclas bifásicas	39
2.8.7.8. Overset.....	39
2.8.8. Sistemas de transmisión de potencias	40
2.8.8.1. Transmisión por correas	40
2.8.8.2. Tipos de correas.....	41
2.8.8.3. Modelo de comportamiento de correas	42
2.8.9. Diseño de ejes	43
2.8.9.1. Diseño en base a tensiones (a fatiga)	43
2.8.9.2. Diseño en base a deflexiones.....	44
2.8.9.3. Diseño en base a vibraciones	45
2.8.9.3. Chavetas.....	45
2.8.10. Cálculo de la tensión de fatiga.....	46
2.8.11. El efecto de la concentración de tensiones en fatiga.....	48
2.8.11. Rodamientos	49
2.8.12. Impresión 3D.....	50
2.9. REQUISITOS DE DISEÑO Y CONDICIONES INICIALES	51
2.9.1. Requisitos de diseño de la hoja de cálculo	51
2.9.2. Requisitos de diseño del montaje real	51
2.9.3. Requisitos de diseño de la simulación	54
2.9.4. Requisitos de diseño para el modelo.....	61
2.10. RESULTADOS Y COCLUSIONES	63
2.10.1. Resultados obtenidos de la hoja de cálculo.....	63
2.10.1.1. Guía de uso de la hoja de cálculo	63
2.10.1.2. Resultados obtenidos a través de la hoja de cálculo.....	73
2.10.1.3. Triángulos de velocidades para un caso concreto	74
2.10.2. Resultados del montaje real	76
2.10.3. Resultados de la simulación.....	79
2.10.4. Resultados del modelo.....	83
2.10. NORMAS Y REFERENCIAS.....	89
2.10.1. Normas	89
2.10.2. Bibliografía	89
2.10.3. Programas usados	89
2.11. PLANIFICACIÓN.....	90

3. ANEXOS	96
3.1. CATÁLOGOS	98
3.1.1. Acero para el dimensionamiento del eje	98
3.1.2. Rodamientos del montaje real.....	98
3.1.3. Chaveta del montaje real.....	99
3.1.4. Bomba del modelo.....	100
3.1.5. Abrazadera del modelo	102
3.2. CÁLCULOS	103
3.2.1. Cálculos de la hoja de cálculo.....	103
3.2.2. Cálculos para el montaje real.....	104
3.2.2. Cálculos de la simulación.....	114
3.2.3. Cálculos para el modelo.....	115
3.2. CÓDIGO DE LA PROGRAMACIÓN DE AUTOCAD.....	117
4. PLANOS	119
	Número de plano
<u>Conjunto real</u>	
Plano del conjunto.....	1
Despiece	2
Eje	3
Rodete	4
<u>Modelo</u>	
Plano del conjunto	1
Despiece	2
Base	3
Inyector	4
Eje	5
Placa deslizante	5
Placa inferior derecha	6
Placa inferior izquierda	7
Placa superior izquierda	8
Placa superior derecha	9
Placa transparente	10
Álabes y corona del rodete	11
Disco del rodete	12
Disco transparente del rodete	13
5. PLIEGO DE CONDICIONES	138
5.1. CONDICIONES TÉCNICAS.....	141
5.1.1. Hoja de cálculo.....	141

TFG: Turbina de flujo cruzado

Índice general

5.1.2. Montaje real.....	141
5.1.3. Simulación	141
5.1.4. Modelo.....	141
5.2. CONDICIONES ECONÓMICAS.....	142
5.2.1. Hoja de cálculo.....	142
5.2.2. Montaje real.....	142
5.2.3. Simulación	142
5.2.4. Modelo.....	142
6. PRESUPUESTOS	142
CAPÍTULO 1: MONTAJE REAL.....	145
CAPÍTULO 2: MODELO.....	146
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL.....	147
PRESUPUESTO TOTAL DEL PROYECTO	147

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

**DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO
CRUZADO PARA APLICACIÓN EN
COMUNIDADES EN VIAS DE
DESARROLLO**

DOCUMENTO 2- MEMORIA

Alumno: Ayude Prieto, Unai

DNI: 72402639L

Director: Bidaguren Diego, Iñigo

DNI: 14606979R

Curso: 2017 - 2018

Fecha: Bilbao, 28 de junio de 2018

Índice

2.1. HOJA DE IDENTIFICACIÓN.....	14
2.2. INTRODUCCIÓN.....	15
2.3. OBJETO DEL PROYECTO.....	15
2.4. ALCANCE DEL PROYECTO.....	15
2.5. CONTEXTO.....	15
2.6. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO.....	16
2.7. ANTECEDENTES.....	16
2.8. CONCEPTO TEÓRICO.....	16
2.8.1. Microcentrales eléctricas.....	17
2.8.2. Obra civil.....	17
2.8.2.1. Esquema general de una minicentral hidráulica.....	19
2.8.2.2. Captación de agua.....	20
2.8.2.3. Aliviaderos.....	20
2.8.2.4. Desarenadores y cámaras de carga.....	20
2.8.2.5. Canales.....	21
2.8.3. Turbomáquinas.....	22
2.8.3.1. Bombas hidráulicas.....	22
2.8.3.2. Turbinas hidráulicas.....	22
2.8.3.3. Pérdidas, potencias y rendimientos.....	23
2.8.3.4. Teoría fundamental de las turbomáquinas.....	25
2.8.4. Tipos de turbinas hidráulicas.....	26
2.8.5. Turbina Banki o de flujo cruzado.....	30
2.8.6. Semejanza en turbinas hidráulicas.....	34
2.8.7. Mecánica de fluidos computacional (CFD).....	35
2.8.7.1. Introducción.....	35
2.8.7.2. Métodos numéricos.....	36
2.8.7.3. Teoría de transporte de Reynolds.....	36
2.8.7.4. Ecuación de transporte y Navier-Stokes.....	37
2.8.7.5. Método de volúmenes finitos.....	37
2.8.7.6. Condiciones de contorno.....	38

<i>TFG: Turbina de flujo cruzado</i>	<i>Memoria</i>
2.8.7.7. Mallado.....	38
2.8.7.8. Mezclas bifásicas.....	39
2.8.7.8. Overset.....	39
2.8.8. Sistemas de transmisión de potencias.....	40
2.8.8.1. Transmisión por correas.....	40
2.8.8.2. Tipos de correas.....	41
2.8.8.3. Modelo de comportamiento de correas.....	42
2.8.9. Diseño de ejes.....	43
2.8.9.1. Diseño en base a tensiones (a fatiga).....	43
2.8.9.2. Diseño en base a deflexiones.....	44
2.8.9.3. Diseño en base a vibraciones.....	45
2.8.9.3. Chavetas.....	45
2.8.10. Cálculo de la tensión de fatiga.....	46
2.8.11. El efecto de la concentración de tensiones en fatiga.....	48
2.8.11. Rodamientos.....	49
2.8.12. Impresión 3D.....	50
2.9. REQUISITOS DE DISEÑO Y CONDICIONES INICIALES.....	51
2.9.1. Requisitos de diseño de la hoja de cálculo.....	51
2.9.2. Requisitos de diseño del montaje real.....	51
2.9.3. Requisitos de diseño de la simulación.....	54
2.9.4. Requisitos de diseño para el modelo.....	61
2.10. RESULTADOS Y COCLUSIONES.....	63
2.10.1. Resultados obtenidos de la hoja de cálculo.....	63
2.10.1.1. Guía de uso de la hoja de cálculo.....	63
2.10.1.2. Resultados obtenidos a través de la hoja de cálculo.....	73
2.10.1.3. Triángulos de velocidades para un caso concreto.....	74
2.10.2. Resultados del montaje real.....	76
2.10.3. Resultados de la simulación.....	79
2.10.4. Resultados del modelo.....	83
2.10. NORMAS Y REFERENCIAS.....	89
2.10.1. Normas.....	89
2.10.2. Bibliografía.....	89
2.10.3. Programas usados.....	89
2.11. PLANIFICACIÓN.....	90

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Montaje de la turbina EMAS	16
Figura 2: Esquema de una minicentral eléctrica.....	17
Figura 3: Tipos de minicentrales eléctricas	18
Figura 4: Esquema general de una minicentral hidráulica	19
Figura 5: Tubería de presión	21
Figura 6: Bomba de intercambio	22
Figura 7: Tipos de rodets	23
Figura 8: Esquema de potencias	24
Figura 9: Álabes fijos.....	25
Figura 10: Álabes móviles.....	25
Figura 11: Ejemplos de triángulos de velocidades	26
Figura 12: Turbina Pelton	28
Figura 13: Turbina Francis	29
Figura 14: Turbina Kaplan.....	29
Figura 15: Turbina de flujo cruzado	30
Figura 16: Parámetros de diseño.....	31
Figura 17: Parámetros del distribuidor	32
Figura 18: Triángulos de velocidades de una turbina flujo cruzado.....	33
Figura 19: Diferencias entre el primer y el último triángulo	34
Figura 20: Malla estructurada.....	38
Figura 21: Malla no estructurada	38
Figura 22: CDS	39
Figura 23: QUICK	39
Figura 24: Correa trapezoidal (izquierda) y sincronizante (derecha)	41
Figura 25: Correas planas.....	41
Figura 26: Tensiones en los ramales en diferentes situaciones	42
Figura 27: Esquema de una polea	43
Figura 28: Tensiones estáticas equivalentes.....	44
Figura 29: Esquema de una chaveta y eje	46
Figura 30: Coeficiente de acabado superficial.....	47
Figura 31: Componentes de rodamientos.....	49
Figura 32: Montaje Real	52
Figura 33: Rodete real.....	52
Figura 34: Parámetros de diseño.....	53
Figura 35: Esquema del eje del montaje real	54
Figura 36: Región fija	55
Figura 37: Álabes importados	55
Figura 38: Región móvil	55
Figura 39: Geometría de las dos regiones.....	56
Figura 40: Mallado del background 1.....	57
Figura 41: Mallado del background 2.....	57
Figura 42: Mallado de las dos regiones	57
Figura 43: Mallado en dos dimensiones	58
Figura 44: Modelos del mallado	58

<i>TFG: Turbina de flujo cruzado</i>	<i>Memoria</i>
Figura 45: Condiciones de contorno	59
Figura 46: Fuerzas exteriores y condiciones iniciales de la región móvil	60
Figura 47: Modelos físicos	60
Figura 48: Mezcla bifásica.....	61
Figura 49: Impresora 3D	61
Figura 50: Curva característica de la bomba.....	62
Figura 51: Ventana de inicio de la hoja de cálculo	63
Figura 52: Ventana de inicio de AutoCAD	63
Figura 53: Documento nuevo AutoCAD.....	64
Figura 54: Vista general del esquema en AutoCAD.....	69
Figura 55: Datos de los álabes en el esquema en AutoCAD	69
Figura 56: Rodete real.....	73
Figura 57: Triángulos del primer golpe	74
Figura 58: Triángulos del segundo golpe.....	75
Figura 59: Trayectoria del agua en el interior del rodete.....	76
Figura 60: Esquema de fuerzas y parámetros de correas	77
Figura 61: Esquema de fuerzas en el eje del montaje real.....	77
Figura 62: Diámetros del eje del montaje real	78
Figura 63: Recorrido del agua en el interior del rodete	79
Figura 64: Recorrido del agua en el primer golpe	80
Figura 65: Campo de presiones en el primer golpe	80
Figura 66: Vectores de velocidades en el primer golpe	80
Figura 67: Campo de velocidades en el primer golpe	81
Figura 68: Campo de velocidades en el rodete	81
Figura 69: Rodete del modelo	83
Figura 70: Corona y álabes del rodete impreso en 3D.....	84
Figura 71: Imagen frontal del modelo	85
Figura 72: Imagen posterior del modelo	85
Figura 73: Imagen posterior del modelo	86
Figura 74: Imagen superior del modelo	86
Figura 75: Montaje del modelo.....	87
Figura 76: Perspectiva y nuevo montaje del modelo.....	87
Figura 77: Motor de corriente continua y acoplamiento	88

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Nombres de los parámetros.....	31
Tabla 2: Rangos de parámetros.....	32
Tabla 3: Velocidades de una turbina de flujo cruzado.....	34
Tabla 4: Deflexiones admisibles en ejes.....	45
Tabla 5: Relación entre z y fiabilidad R	48
Tabla 6: Relación de q con BHN y K_t	49
Tabla 7: Parámetros iniciales de la hoja de cálculo	51
Tabla 8: Parámetros de diseño obtenidos en la hoja de cálculo y datos relevantes	53
Tabla 9: Características del rodete	55
Tabla 10: Condiciones de contorno	59
Tabla 11: parámetros de las condiciones de contorno.....	60
Tabla 12: condiciones iniciales para el cálculo del rodete	62
Tabla 13: Parámetros iniciales de la hoja de cálculo	73
Tabla 14: Parámetros de diseño obtenidos en la hoja de cálculo y datos relevantes ..	73
Tabla 15: Guía de colores para los triángulos de velocidades.....	74
Tabla 16: Resultados de la transmisión por correas	77
Tabla 17: Fuerzas en el eje del montaje real.....	77
Tabla 18: Duración de los rodamientos en el montaje real	78
Tabla 19: Parámetros de la chaveta del montaje real	78
Tabla 20: Parámetros del rodete del modelo.....	84
Tabla 21: datos de las poleas en el modelo	87
Tabla 22: Resultados del modelo.....	88
Tabla 23: Rendimientos del modelo.....	88

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Rendimiento de turbinas en función del caudal.....	27
Gráfico 2: Rendimientos de una turbina Banki	27
Gráfico 3: Tipos de turbinas en función de la altura y velocidad específica	28
Gráfico 4: Rendimiento en función del caudal	30
Gráfico 5: Velocidad y par obtenidos con la simulación estable	82

ÍNDICE DE IMÁGENES DE LA GUÍA

Imagen orientativa de la guía 1	64
Imagen orientativa de la guía 2	65
Imagen orientativa de la guía 3	65
Imagen orientativa de la guía 4	66
Imagen orientativa de la guía 5	66
Imagen orientativa de la guía 6	67
Imagen orientativa de la guía 7	67
Imagen orientativa de la guía 8	67
Imagen orientativa de la guía 9	68
Imagen orientativa de la guía 10	68
Imagen orientativa de la guía 11	70
Imagen orientativa de la guía 12	70
Imagen orientativa de la guía 13	71
Imagen orientativa de la guía 14	71
Imagen orientativa de la guía 15	72
Imagen orientativa de la guía 16	72
Imagen orientativa de la guía 17	72

2.1. HOJA DE IDENTIFICACIÓN

Datos del proyecto:

Diseño y fabricación de un modelo de turbina de flujo cruzado para zonas en vías de desarrollo.

Datos de quien encarga el proyecto:

Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea y Escuela Móvil Aguas y Saneamientos Básico EMAS/TADEH.

Datos del autor:

Ayude Prieto, Unai

72402639-L

Grado en Ingeniería Mecánica en la Escuela de Ingeniería de Bilbao.

2.2. INTRODUCCIÓN

Se desea optimizar y automatizar el diseño de una turbina Banki para poblaciones en vías de desarrollo. A través de unos pocos datos se desea obtener de forma automática el diámetro exterior, interior y número de álabes que tendría la turbina ideal. A continuación se simulará un rodete para unas condiciones dadas y se comprobará si el diseño es o no aceptable.

2.3. OBJETO DEL PROYECTO

Dentro de este proyecto existen varios objetivos. El primero de ellos es el de realizar una hoja de cálculo la cual sea capaz de devolver las medidas necesarias para poder fabricar el rodete de una turbina de flujo cruzado. En la hoja de cálculo se introducirán unos parámetros definidos en colaboración con EMAS/TADEH. El segundo y tercer objetivos están relacionados, ya que ambos parte de la misma base. Con unos datos de entrada proporcionados por EMAS/TADEH y usando la hoja de cálculo se obtendrá el rodete necesario para esos datos de entrada. Posteriormente se realizará un modelo de dicho rodete para introducirlo en un banco de demostración y para simularlo en un programa de CFD.

2.4. ALCANCE DEL PROYECTO

El proyecto se basa principalmente en el diseño, simulación y fabricación de un rodete de una turbina de flujo cruzado. No se evaluarán aspectos como la toma de agua ni la transformación de la energía mecánica en energía eléctrica. El propósito de la simulación y del banco de demostración es el de poder validar los cálculos anteriormente realizados y el rendimiento obtenido. En el banco de demostración se partirá de un banco ya existente, de esta forma se ahorrarán costes como el de comprar una bomba de agua. El banco existente dispone de una bomba, de un caudalímetro y de dos sistemas con los que poder variar el caudal y la altura. Se realizará el dimensionamiento de una turbina real, éste se simulará y se calculará tanto el eje donde se posicionaría el rodete como la transmisión de potencia y los rodamientos donde iría apoyado.

2.5. CONTEXTO

EMAS tiene un manual de cómo construir una minicentral hidráulica, sin embargo no aparecen aspectos relacionados con el diseño del rodete. Normalmente una persona con experiencia fabrica el primer rodete en base a su experiencia y enseña las personas que posteriormente se encargarán del mantenimiento de la turbina.

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

En las zonas donde se pretende implementar estas turbinas no suele haber personal de alta cualificación, por lo que es conveniente que obteniendo unos pocos parámetros sea posible obtener el diseño de un rodete. Lo habitual en las zonas de implantación de la turbina es que si se tengan conocimientos en fabricación y soldadura, lo cual es perfecto para una turbina de flujo cruzado ya que su fabricación es relativamente sencilla.

2.6. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO

El beneficio principal del trabajo es el tener una herramienta que al introducir el caudal, la altura, la velocidad de rotación necesaria y el radio de los álabes sea capaz de devolver el diseño del rodete sin necesidad de ninguna prueba. Actualmente una persona con experiencia decide que rodete colocar en qué lugar, con el método que se propone se podrían realizar más turbinas sin depender del personal experimentado y además se ahorrarían costes.

2.7. ANTECEDENTES

Este proyecto está basado en una turbina EMAS, dicha turbina consta de un eje, un generador y una transmisión por correas dentadas como se puede apreciar en la siguiente imagen.

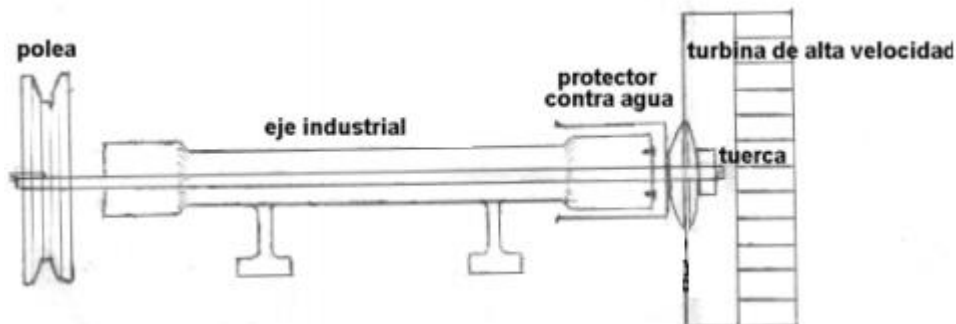


Figura 1: Montaje de la turbina EMAS

En base a lo desarrollado por EMAS se ha desarrollado un montaje pensando en el estado tensional del eje y teniendo en cuenta que el flujo de agua no golpea el eje.

2.8. CONCEPTO TEÓRICO

A continuación se presentarán los conceptos teóricos utilizados durante la elaboración de este Trabajo Fin de Grado, incluirá conceptos de microcentrales eléctricas, de turbomáquinas e incluso de mecánica de fluidos computacional.

2.8.1. Microcentrales eléctricas

Una central hidroeléctrica es una instalación que tiene la capacidad de generar energía eléctrica a partir de la energía cinética que entrega un curso de agua. Además, en caso de estar en una determinada altura respecto de un punto de referencia, el volumen del agua también tendrá energía potencial gravitatoria.

Como concepto general, una central hidroeléctrica tendría la estructura de la figura. En primer lugar, está compuesta por una válvula que permite que el agua descienda, a través de una tubería de presión, hasta entrar en la turbina hidráulica. Cuando un determinado volumen de agua ha descendido, su energía potencial llega transformada en cinética y eventualmente en presión. Esta es transformada en energía mecánica en el eje de rotación, consiguiendo que impulse al generador eléctrico. Este generador transforma la energía mecánica en eléctrica para que sea inyectada a red o para alimentar una carga en sistemas aislados.

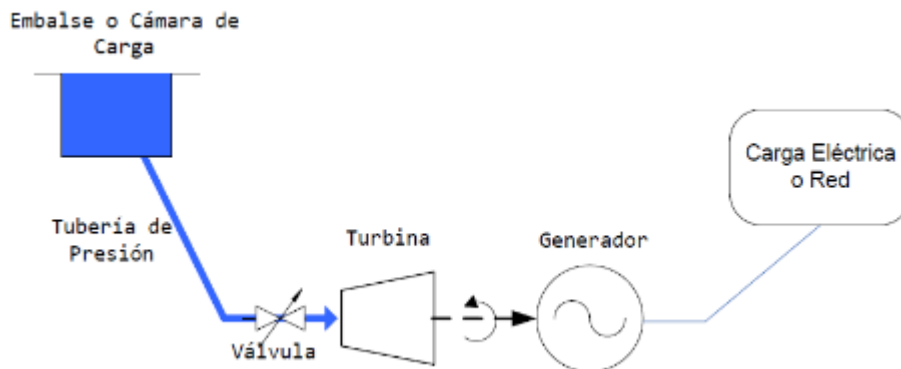


Figura 2: Esquema de una minicentral eléctrica

Dependiendo de su capacidad de almacenamiento del recurso hídrico, las centrales hidroeléctricas pueden ser de embalse, de derivación o mixtas.

- Centrales de agua fuente: No poseen la capacidad para almacenar el agua, estando así su generación eléctrica limitada por la cantidad de agua disponible en cada momento. Consta de un sistema de derivación que no detiene el caudal, sino que lo desvía a un canal y una tubería, dirigiéndolo a la turbina. Tiene la ventaja de tener un bajo costo y ser simple. Su desventaja principal, es el hecho de no poder almacenar el agua según los requerimientos de cada momento.

- Centrales de agua embalsada: Poseen la capacidad de almacenar el agua por medio de un embalse acumulado generalmente por una presa, posibilitando su regulación. Son más costosos y acarrea problemas de sedimentación a largo plazo que pueden ser costosos de solventar, pero poseen la capacidad de regular el agua según las necesidades.

- Centrales mixtas: Corresponde a centrales que poseen una limitada capacidad de almacenamiento, que permite la regulación diaria.

2.8.2. Obra civil

Existen diversos tipos de esquemas de microcentrales hidráulicas, como los que se pueden observar en la figura. En el caso de las microcentrales, los saltos

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

serán de pequeña o mediana altura y se tendrá que tomar decisión sobre las longitudes relativas de la tubería de presión y del canal, en caso de ser preciso, además de la mejor ruta a seguir.

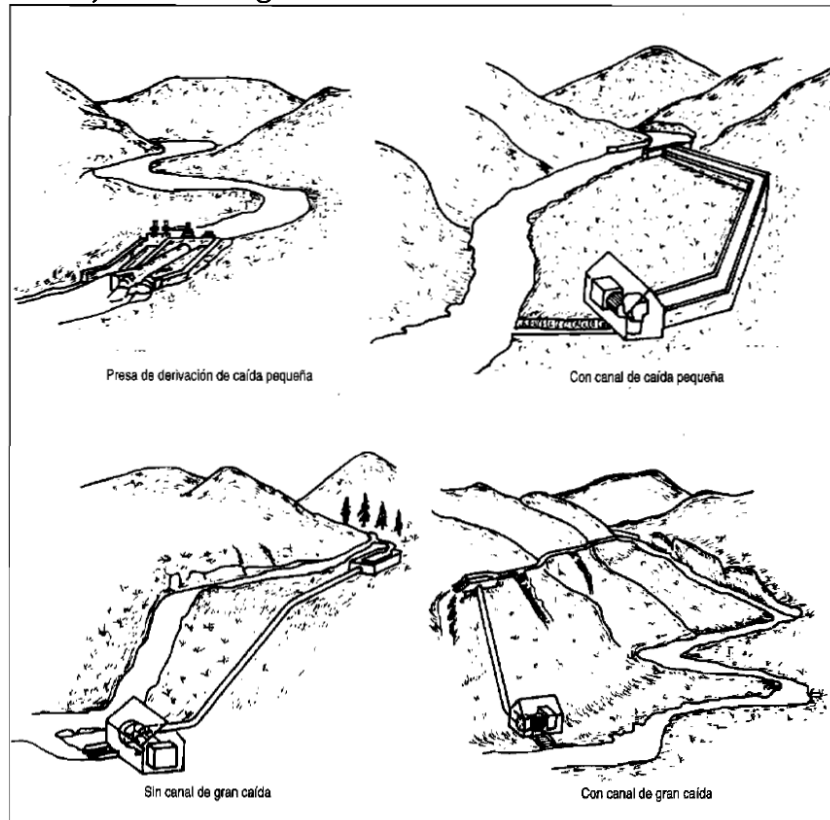


Figura 3: Tipos de minicentrales eléctricas

Para diseñar estos componentes es preciso tener en cuenta ciertos factores:

- Sedimento:** El río puede acarrear sedimentos que pueden ocasionar daños importantes en la turbina que deben extraerse antes de alcanzarla.
- Caudal adecuado:** Al variar en distintas épocas y ser su captación constante, se debe derivar el caudal adecuado para evitar sobrecargas.
- Turbulencia:** En las secciones de conducción del agua, cambios bruscos en su dirección crearan turbulencias, pudiendo erosionar las estructuras.
- Perdidas del salto:** En la conducción del agua, debe de prevenirse pérdidas de energía por fricción excesivas.
- Golpe de ariete:** En caso de que el flujo del agua en la tubería se detenga de forma brusca, se originan sobrepresiones muy altas. La tubería debe de ser capaz de aguantar esas sobrepresiones.
- Crecidas:** Requieren especial atención, ya que suelen acarrear gran cantidad de material que puede dañar la derivación, la estructura de toma y los muros del encauce.

2.8.2.1. Esquema general de una minicentral hidráulica

El uso de una tubería resulta más costoso que un canal abierto. Por tanto, en el diseño del sistema debe ser importante que esta sea lo más corta posible. Como ejemplo se proponen dos esquemas posibles según la longitud de esta:

•**Tubería corta:** Caso con tubería corta y canal largo. Al ser el canal largo está más expuesto a riesgos de bloqueo, colapso o deterioro con mantenimiento escaso. En ocasiones, si la pendiente es escarpada, puede no ser posible la construcción de un canal.

Este problema y otros, como pueden ser pérdidas excesivas por filtración, se pueden solventar si se cubren o revisten o sustituyéndolos por tuberías. Aun siendo esto costoso, por lo general acaban siendo inferiores que los de la tubería.

•**Tubería larga:** En este caso, la tubería es instalada a lo largo del río y es un sistema necesario en caso de no poderse construir un canal. Para realizar esta instalación, se deben tomar también determinadas precauciones.

En caso de crecidas en el río, se debe asegurar que no se dañe ni deteriore la tubería. Además, es esencial calcular su diámetro más económico, ya que si es larga su costo será muy elevado.

En microcentrales de muy pequeña potencia, se suele optar por tuberías al no precisar por lo general que estas sean excesivamente largas.

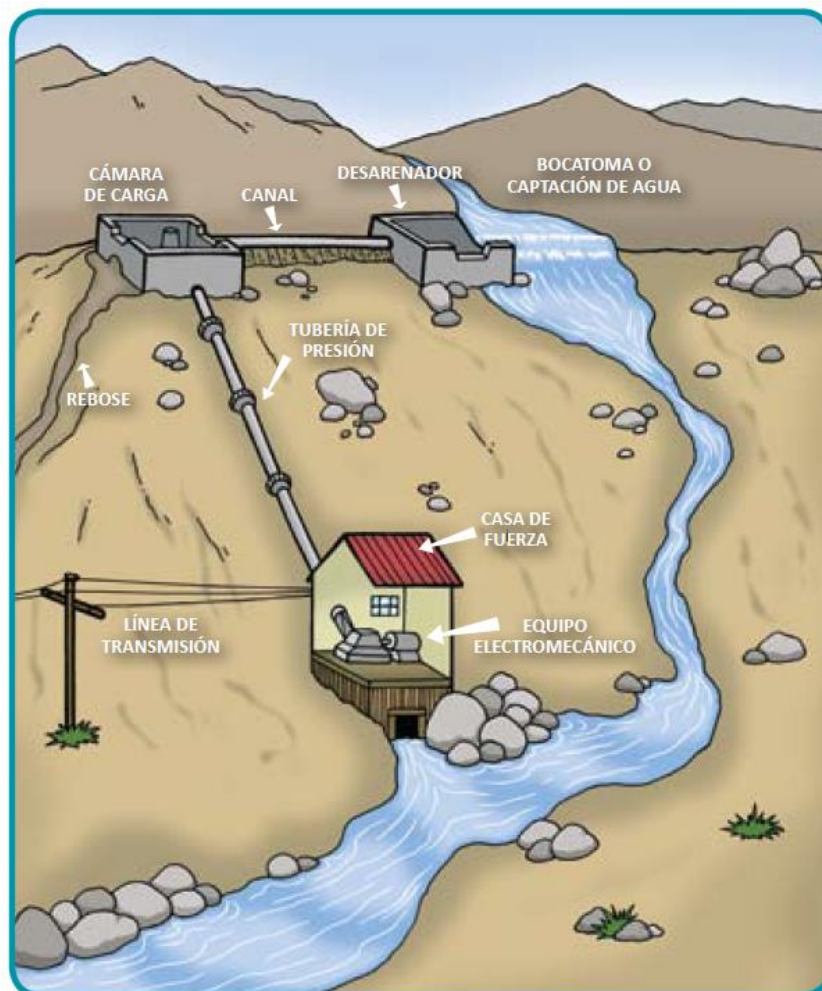


Figura 4: Esquema general de una minicentral hidráulica

2.8.2.2. Captación de agua

Las captaciones son obras hidráulicas con la función de regular y captar un determinado caudal de agua, para la producción de energía. Permiten tomar el agua del río para conducirla. Deben cumplir las siguientes funciones:

- Garantizar la captación de una cantidad constante de agua.
- Impedir el ingreso de materiales sólidos y flotantes.
- Proteger el resto de sistemas de obra hidráulica de crecidas o embalses en épocas lluviosas.

Ubicación: su ubicación más apropiada es en tramos rectos y estables del río, dependiendo de la topografía, la geología, el comportamiento de los suelos y principalmente de las variaciones hidrológicas del lugar.

2.8.2.3. Aliviaderos

Un aliviadero es un tipo de vertedor que permiten evacuar caudales superiores a los de diseño, para prevenir daños en componentes del sistema. Se diseñan teniendo en cuenta tres características: Largo, altura y tipo de cresta (definida por un coeficiente de descarga). Es recomendable construir una superficie empedrada en su canal de desagüe.

Este se combina con las compuertas de control para su desagüe. Para prevenir daños en épocas de avenidas, las compuertas deben estar situadas por encima del nivel de la avenida y distanciadas del río para permitir acceso a estas cuando esta crecido. Es conveniente tener más de un mecanismo para cortar el paso del agua al canal.

Se recomienda instalar aliviaderos a intervalos de 100m a lo largo del canal principal así como tener un desagües para conducir el agua de rebose.

2.8.2.4. Desarenadores y cámaras de carga

El agua de la captación acarrea pequeñas partículas de materia en suspensión que pueden ocasionar el rápido desgaste de los alabes por la abrasión que ocasionan. Los desarenadores se utilizan para eliminar estos materiales. En ellos se consigue que se reduzca la velocidad del agua, asentándose así las partículas de arena o piedras en el fondo, donde se podrán remover. Es necesario que este se sedimente a la entrada del canal y a la entrada de la cámara de carga.

La cámara de carga es similar al desarenador, solo que a la salida de esta se encuentra la tubería de presión y el desarenador se encuentra a la entrada del canal. Ambos depósitos, deben de cumplir con los siguientes principios importantes:

- Tener una longitud y ancho adecuados para que se depositen los sedimentos.
- Permitir la fácil eliminación de los depósitos.
- Eliminación de sedimentos a través de la compuerta instalada debe hacerse cuidadosamente para evitar la erosión del suelo. Recomendable construir una superficie empedrada similar al canal de desagüe del aliviadero.
- Prevenir las turbulencias de agua, evitando cambios de agua o recodos.
- Debe de tener capacidad suficiente para acumular sedimentos.

2.8.2.5. Canales

El canal es una estructura hidráulica de forma regular que se construye de forma artificial, que según su pendiente puede conducir agua de un lugar a otro. Generalmente en microcentrales se trata de un conducto abierto de sección diversa (Rectangular, trapezoidal, semicircular o irregular). Se pueden adecuar distintos tipos de canales:

- Canal de tierra sin revestimiento.
- Canal de tierra con revestimiento. Con una capa delgada de material, no agrega resistencia pero reduce la fricción y filtración.
- Canal de mampostería u hormigón.
- Acueductos de planchas de acero galvanizado, madera o tubos.

Es importante elegir el tipo de canal para cada parte de la ruta a seguir. Una vez elegido el tipo y el material utilizado, se pueden calcular las dimensiones adecuadas y el desnivel necesario entre su inicio y final. Par su diseño es necesario definir los siguientes parámetros.

- Sección y ángulo del talud del canal.
- Velocidad del agua.
- Rugosidad
- Borde libre
- Perímetro mojado
- Radio hidráulico
- Perdidas por filtración
- Cruces de canal

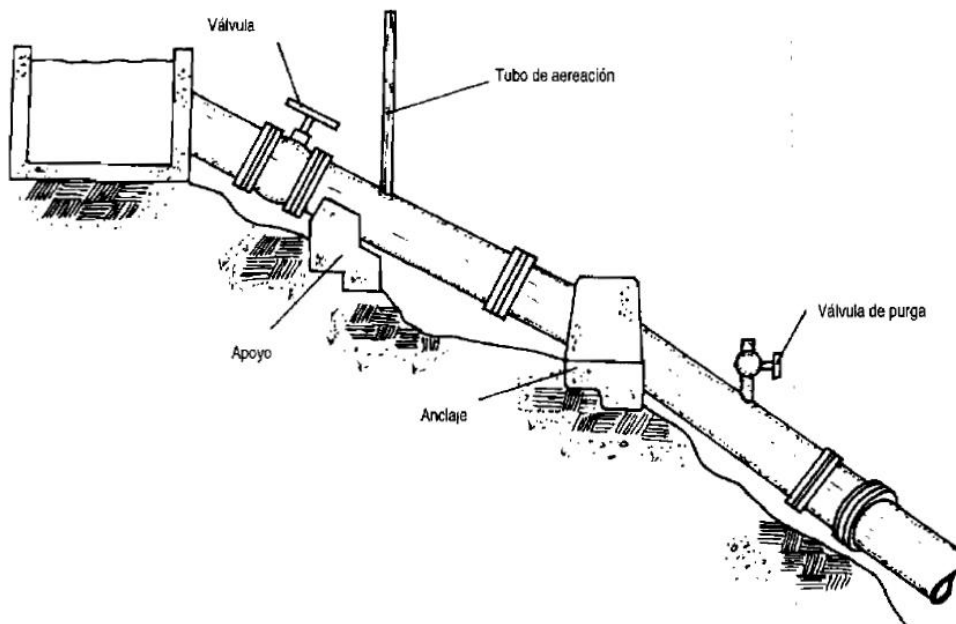


Figura 5: Tubería de presión

2.8.3. Turbomáquinas

Una turbomáquina consta de una rueda de álabes denominada rodete, éste gira solidaria a un eje cuando un fluido pasa por su interior. La forma de los álabes hace que entre dos álabes consecutivos se forme un conducto que hace variar la cantidad de movimiento del fluido.

En el rodete se produce una transformación de energía del flujo en energía mecánica o viceversa. El primer caso se denomina turbinas y el segundo, donde el flujo recibe energía, bombas.

2.8.3.1. Bombas hidráulicas

La bomba hidráulica es una de las máquinas más antiguas que se conoce. Se denomina bomba a la máquina capaz de elevar líquidos. Si el fluido es un gas se puede denominar ventilador, soplete o compresor.

Existen dos tipos de bombas: las bombas de desplazamiento y las de intercambio de cantidad de movimiento. Las primeras consisten en colocar dos válvulas a la entrada y la salida de un contorno móvil que se cierran y se abren alternativamente, funcionan de forma similar al corazón de un mamífero. Las bombas de intercambio de cantidad de movimiento son turbomáquinas que generan una depresión a la entrada del rodete, absorbiendo de esta forma el fluido, y a la salida de la bomba el fluido es expulsado con una sobrepresión.

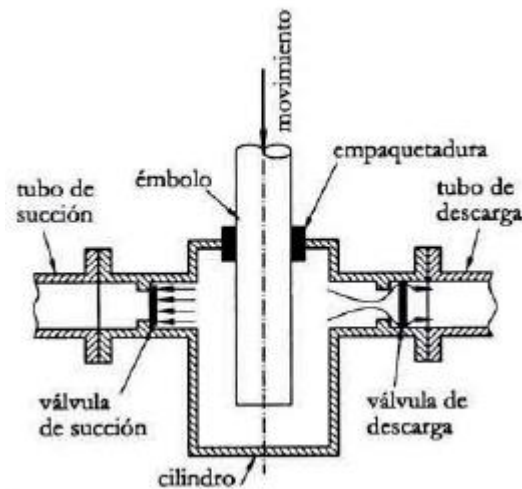


Figura 6: Bomba de intercambio

2.8.3.2. Turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas son turbomáquinas que transforman la energía del fluido, en este caso del líquido, en energía mecánica. La energía del flujo a la entrada de la turbina es casi toda potencial y en función de donde se desarrolle la transformación de dicha energía en energía cinética y aceleración del fluido las turbinas pueden ser de acción o de reacción.

Turbina de acción: la turbina se denomina de este modo cuando la transformación de la energía cinética tiene lugar en elementos fijos anteriores al

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

rodete. En consecuencia la presión a la entrada y salida del rodete es la misma. En muchos casos la presión a la entrada y a la salida es igual a la presión atmosférica.

Turbinas de reacción: una turbina es de este tipo cuando la transformación de energía potencial en cinética se produce en el rodete. Por lo tanto en la entrada del rodete la presión es mayor que en a la salida. Lo más frecuente es que los canales entre los alabes y la corona fija sean convergentes para que la transformación de la energía cinética se produzca en ambos lugares.

Existe otra clasificación de turbinas hidráulicas según la dirección del flujo en el rodete: Axiales, radiales y mixtas.

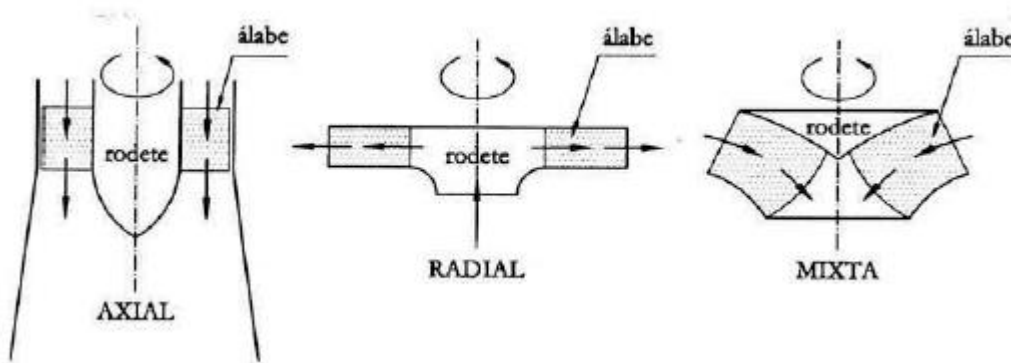


Figura 7: Tipos de rodetes

2.8.3.3. Pérdidas, potencias y rendimientos.

Existen tres tipos de pérdidas en una turbomáquina: hidráulicas, volumétricas y mecánicas. Las dos primeras son perdidas interiores, es decir son pérdidas que se producen entre la entrada y la salida de la turbomáquina. Para este TFG la entrada de una turbina se posiciona justo antes del inyector.

Las pérdidas de hidráulicas pueden deberse a choques cuando el flujo no entra tangente a los alabes y por el rozamiento del flujo. Las perdidas volumétricas son las referentes al no coincidir el caudal de entrada y de salida. Finalmente las pérdidas mecánicas son las que se producen por los rozamientos de los elementos mecánicos como el del eje con los cojinetes.

Al igual que en las pérdidas hay diversas potencias, comenzando por la potencia P del flujo que es igual a:

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

Donde ρ es la densidad del fluido, "g" la gravedad Q el caudal y H el salto de agua bruto. Esta potencia no será la que suministres realmente una turbina, siempre existirán perdidas, por ello existe también la Potencia interior en el eje:

$$P_i = \rho \cdot g \cdot Q_r \cdot H_t$$

Donde Q_r es el caudal que realmente atraviesa el rodete de la turbina y H_t es la altura neta. Además existe también la Potencia interior teórica que se trata de una potencia donde no se tienen en cuenta las perdidas volumétricas:

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

$$P_{it} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_t$$

Por último es necesario hablar de la Potencia exterior en el eje que es la que es la potencia interior menos las pérdidas mecánicas:

$$P_e = P_i - P_m = T \cdot \omega$$

Donde T es el par desarrollado por el rodete y ω la velocidad angular del rodete. A continuación se puede ver un esquema de la potencia inicial que se tiene y la que final mente se transmite a un generador:

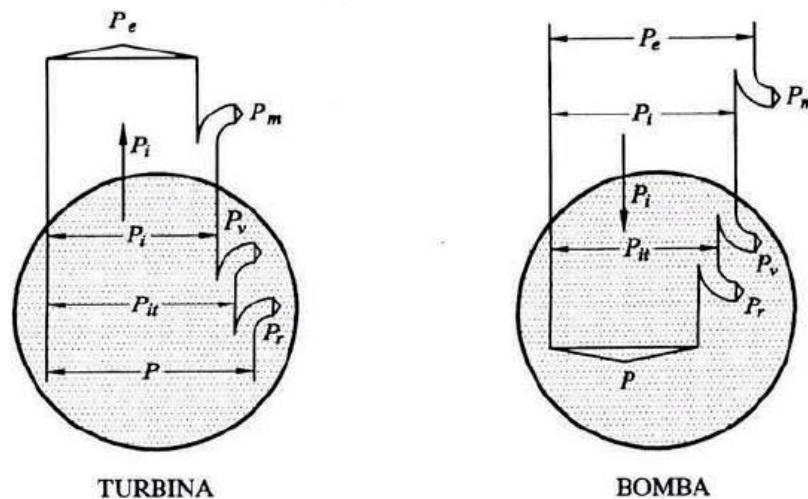


Figura 8: Esquema de potencias

Al igual que sucede con las potencias existen diferentes rendimientos, se explicará el rendimiento para turbinas ya que es de más interés en este documento que el rendimiento en bombas. Comenzando por el Rendimiento hidráulico que es la relación entre la altura disponible y la altura neta o técnica:

$$\eta_h = \frac{P_{it}}{P} = \frac{H_t}{H}$$

El Rendimiento volumétrico es igual a la relación entre el caudal que realmente llega a la turbina y el caudal disponible:

$$\eta_v = \frac{P_i}{P_{it}} = \frac{Q - q}{Q}$$

El Rendimiento mecánico se define como:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$$

Finalmente el rendimiento total sería iguala a la relación entre la potencia en el eje y la potencia del flujo, además es igual al producto de todos los rendimientos anteriores:

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{T \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h$$

2.8.3.4. Teoría fundamental de las turbomáquinas

Es una teoría que relaciona la geometría del rodete con el comportamiento se espera obtener, es una teoría simplificada, pero con mucha validez. Lo primero que se explicará será el comportamiento de álabes fijos y móviles.

Álabes fijos: suponiendo que un chorro de agua incide tangencialmente en un álabe fijo como el de la figura 9 y que el módulo de la velocidad es igual a la entrada que a la salida al despreciar el efecto del rozamiento.

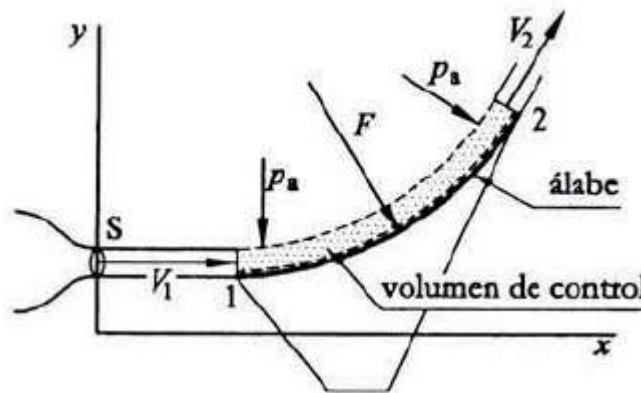


Figura 9: Álabe fijo

$$\vec{F} = \overline{p_1} \cdot \vec{S}_1 + \overline{p_2} \cdot \vec{S}_2 + \rho \cdot Q \cdot (\vec{V}_1 - \vec{V}_2)$$

Donde S_1 y S_2 es la sección del chorro. En este caso las presiones relativas son iguales a la presión atmosférica por lo que la ecuación quedaría de esta forma:

$$\vec{F} = \rho \cdot S \cdot V_1 \cdot (\vec{V}_1 - \vec{V}_2)$$

Álabes móviles y triángulo de velocidades: suponiendo ahora que el álabe tiene una velocidad de arrastre \vec{u}_1 el agua ya no entraría con una velocidad \vec{c}_1 absoluta si no con una relativa \vec{w}_1 .

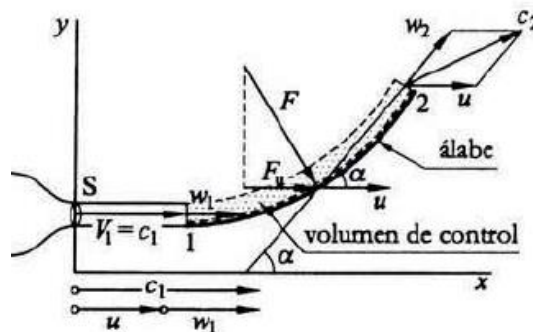


Figura 10: Álabe móvil

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Como se aprecia en la figura 10 a la salida se forma un triángulo de velocidades, en un rodete este hecho sucede tanto en la entrada como en la salida.

- Velocidad absoluta del flujo = \vec{c}_1
- Velocidad relativa del flujo = \vec{w}_1
- Velocidad tangencial del rodete o velocidad de arrastre = \vec{u}_1
- Ángulo que forma la velocidad absoluta y tangencial = α
- Ángulo que forma la velocidad relativa y tangencial = β

A continuación se presentan dos ejemplos de triángulos de velocidades, el subíndice 1 indica la entrada y el 2 la salida. En ambos ejemplos existe una corona fija que direcciona el chorro para que entre con el ángulo deseado.

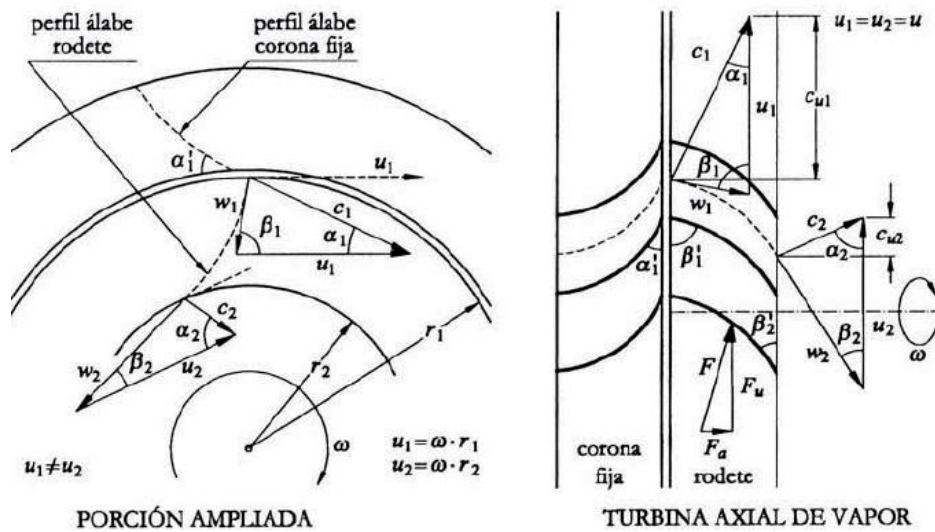


Figura 11: Ejemplos de triángulos de velocidades

Finalmente se presenta la ecuación fundamental de las turbomáquinas, dicha ecuación se puede presentar de diversas formas. Esta ecuación es aplicable tanto a flujos compresibles como incompresibles. No depende de la trayectoria dentro del rodete, solo depende de las condiciones de entrada y de salida. Además es aplicable con independencia de si la situación es más o menos favorable.

$$W_t = g \cdot H_t = u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

2.8.4. Tipos de turbinas hidráulicas

A continuación se van a presentar diversos tipos de turbinas hidráulicas, cada una de las turbinas tiene unas características diferentes y en consecuencia obtienen mejores rendimientos.

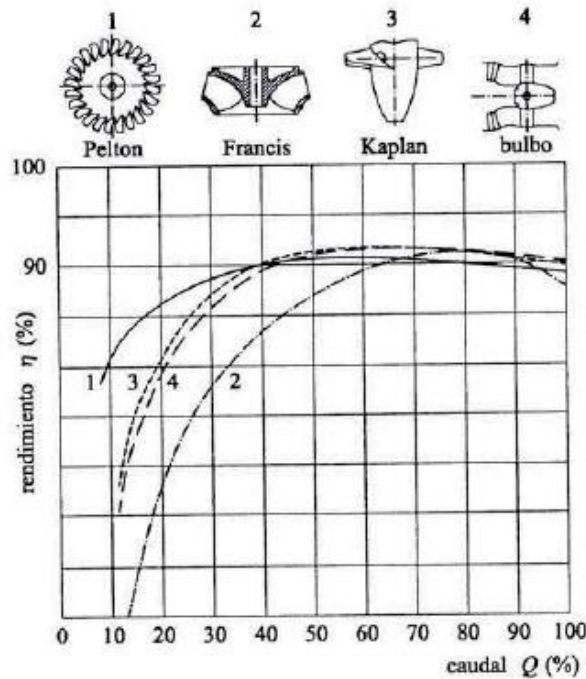


Gráfico 1: Rendimiento de turbinas en función del caudal

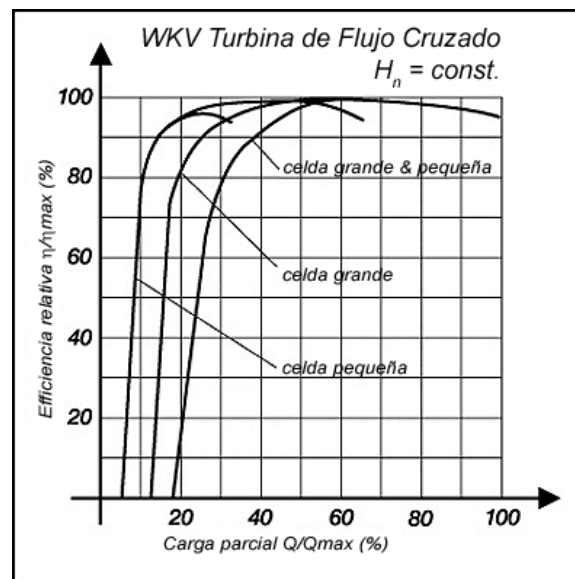


Gráfico 2: Rendimientos de una turbina Banki

Normalmente se usa el parámetro de velocidad específica para seleccionar que turbina consigue mayor rendimiento en la situación existente, la ecuación es la siguiente:

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

Donde n es la velocidad angular en revoluciones por minuto, P_e es la potencia en el eje en CV y H es la altura bruta en metros. Con este parámetro se

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

obtiene la siguiente gráfica donde se puede seleccionar la turbina ideal para una situación planteada:

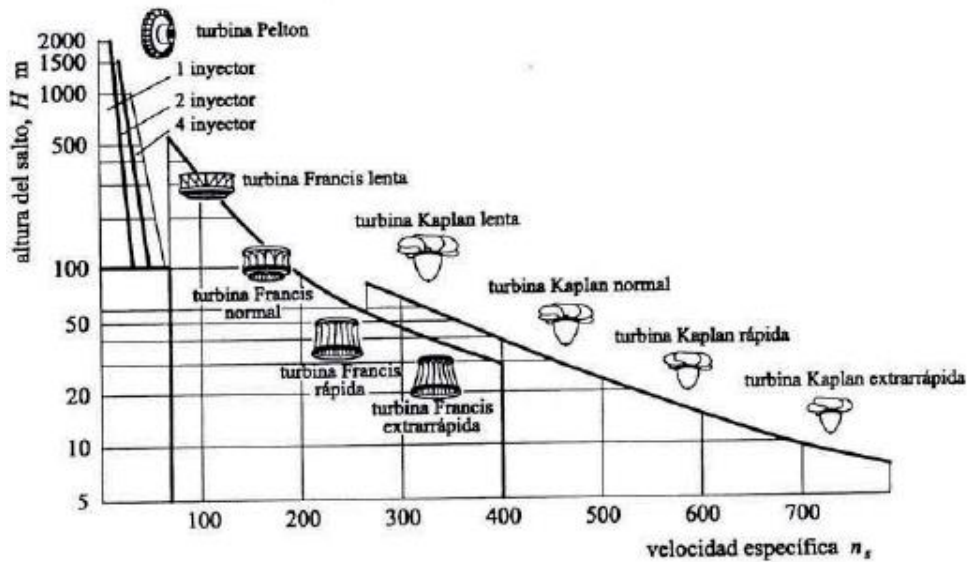


Gráfico 3: Tipos de turbinas en función de la altura y velocidad específica

Las turbinas que aparecen en el gráfico 3 son las más utilizadas habitualmente, a continuación se pasará a describirlas brevemente.

Turbina Pelton: esta turbina está compuesta por un rodete cuyos álabes se denominan habitualmente como cucharas, dichos álabes son impulsados por la acción de múltiples inyectoros a lo largo de la circunferencia del rodete. Es una turbina de acción.

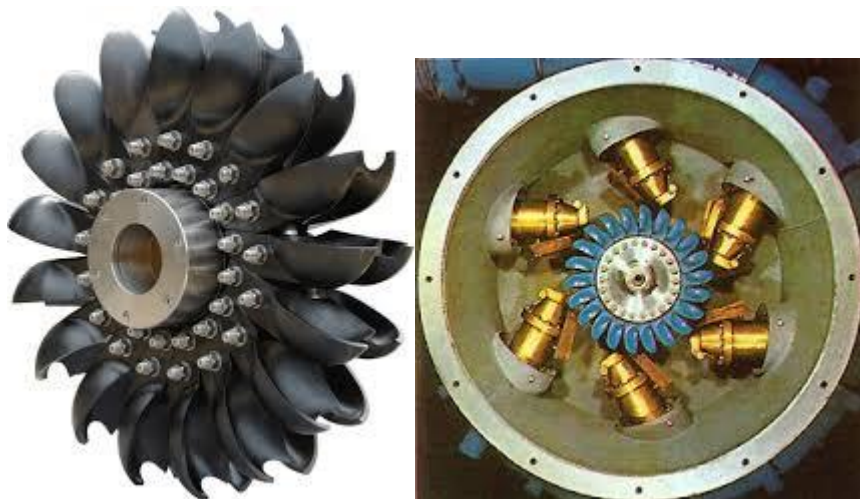


Figura 12: Turbina Pelton

Este tipo de turbinas no son de fácil fabricación ya que los álabes deben ser fabricados por fundición. Sin embargo es capaz de obtener muy buenos rendimientos con saltos de aguas grandes y poco caudal.

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Turbina Francis: está recubierta por un distribuidor por donde entra el agua, el distribuidor es radial, por lo que el agua entra en el rodete por toda la periferia del rodete. Además el distribuidor tiene unos alabes fijos que direccionan el agua con un ángulo deseado. Dentro del rodete, el agua incide en los alabes y se dirige al centro del rodete donde el agua es evacuada. Se trata de una turbina de reacción.

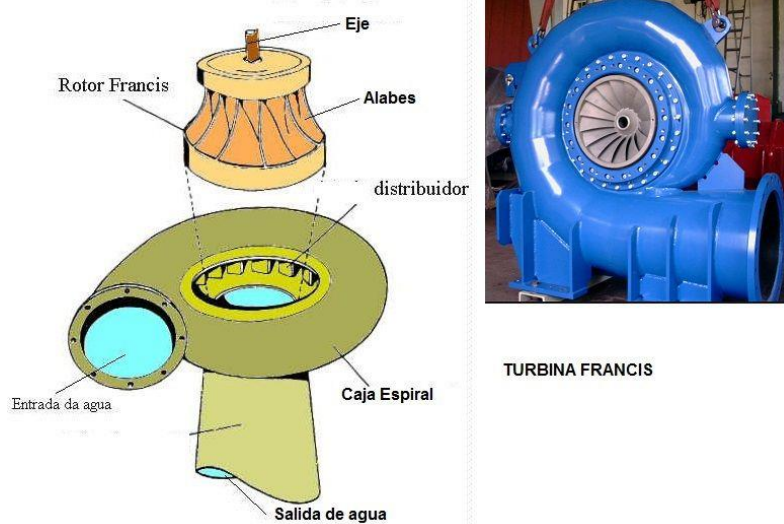


Figura 13: Turbina Francis

Las turbinas Francis pueden ser de diferentes tipos en función de su velocidad de giro, cuanto más rápido giren son más idóneas para saltos de agua más pequeños. En cuanto al caudal es una turbina que obtiene altos rendimientos con mucho caudal.

Turbina Kaplan: es una turbina de reacción, muy similar a la turbina Francis en cuanto a los componentes que la constituyen. Está recubierta por una espiral que tienen unos álabes distribuidores regulables en función del caudal. La gran diferencia con la turbina Francis es su rodete.

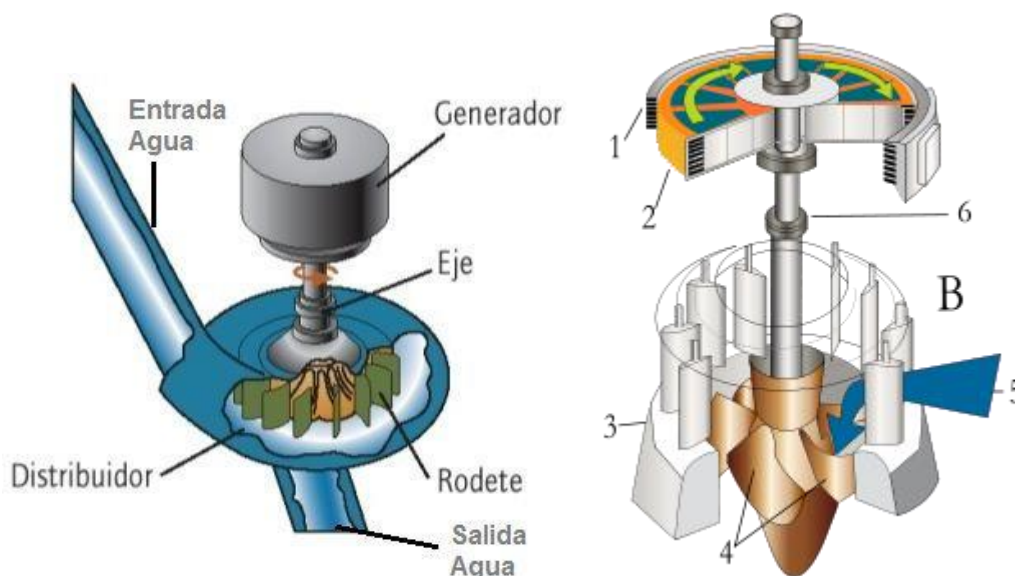


Figura 14: Turbina Kaplan

2.8.5. Turbina Banki o de flujo cruzado

Es una turbomáquina que reúne las características idóneas para ser implementada en un minicentrales eléctricas. Es de fabricación y funcionamiento sencillo, llegando a conseguir rendimientos semejantes al de turbinas Francis lentas. Es una turbina de acción, es decir, toda la energía que se transmite al rodete es transmitida por el chorro y que el fluido tiene la misma presión a lo largo de todo el rodete, la presión atmosférica, igual que una turbina Pelton. Este tipo de turbinas tiene un distribuidor o inyector que transforma la energía potencial del agua (el salto de agua) en energía cinética, se acelera el chorro para que con esa velocidad mueva el rodete.

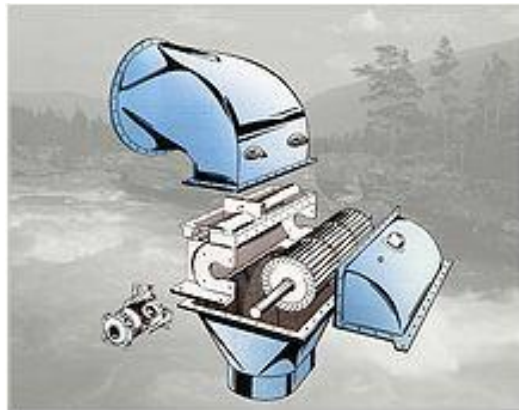


Figura 15: Turbina de flujo cruzado

Las turbinas Banki obtienen buenos rendimientos con al turas entre 1 y 200 metros, con unos caudales de entre 30 y 1500l/s, obteniendo una potencia límite de 1500kW. El particular diseño de esta turbina la hace muy flexible ante la variación del caudal, a continuación se presenta un gráfico donde se aprecia este hecho.

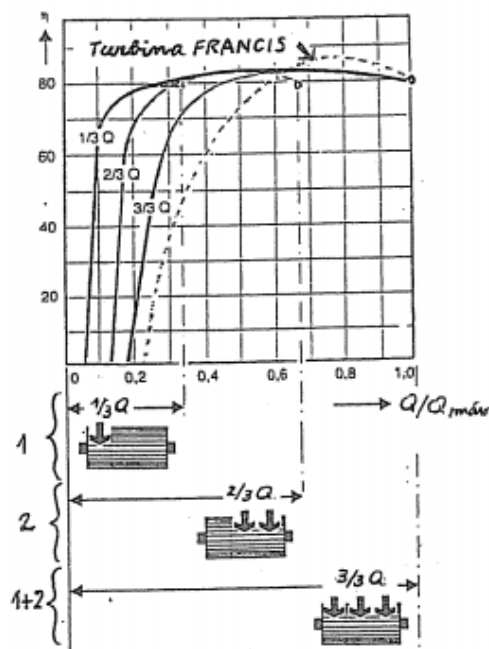


Gráfico 4: Rendimiento en función del caudal

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Como se puede apreciar gracias al distribuidor se puede inyectar agua a lo largo de toda la longitud del rodete o solo en algunas zonas, de esta forma se logran buenos rendimientos con diferentes caudales.

El rodete consiste en unos discos perpendiculares al eje y los álabes son soldados a dichos discos, el empuje axial que genera es casi nulo por lo que no es necesario escoger unos rodamientos que soporte una gran carga axial. El chorro de agua golpea una vez en la zona exterior de los álabes, posteriormente el agua pasa por el interior del rodete y sin tocar el eje vuelve a golpear los álabes, en esta ocasión en la parte interior de los mismos. Los álabes son de superficie cilíndrica y afilados en los extremos.

Parámetros de diseño: Como se aprecia en la figura es necesario saber ciertos parámetros como el caudal y la altura para poder diseñar una turbina Banki.

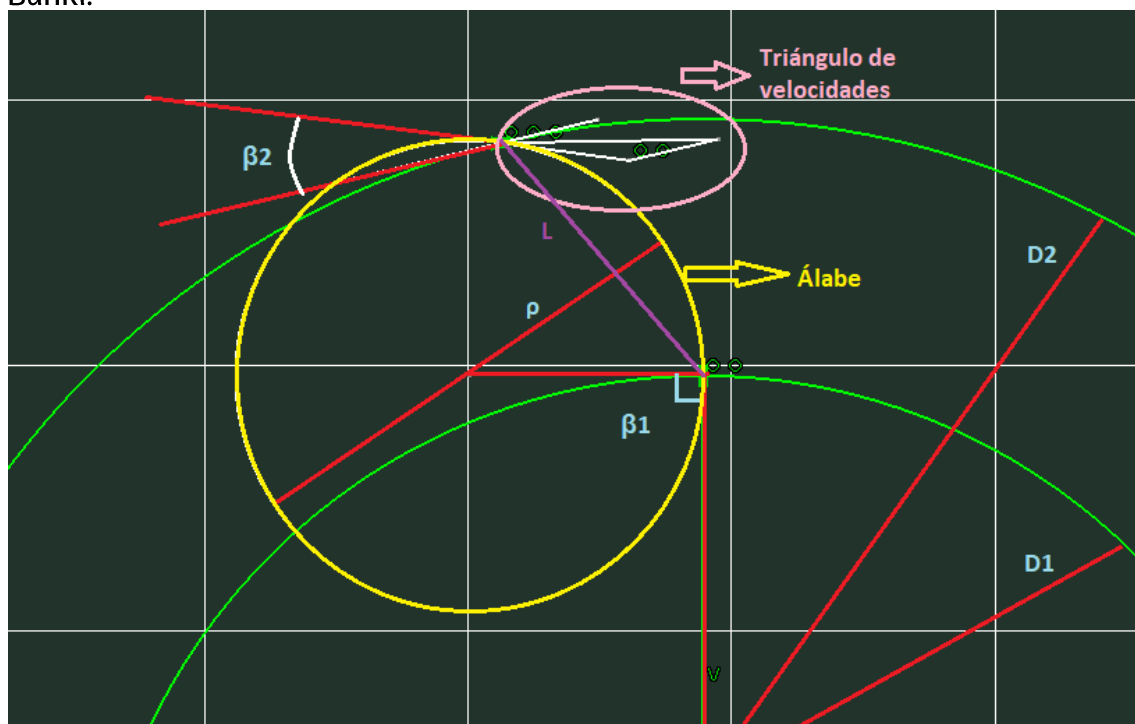


Figura 16: Parámetros de diseño

D2	Diámetro exterior del rodete
D1	Diámetro interior del rodete
ρ	Diámetro del álabe
β_1	Ángulo entre tangente del álabe y centro de
β_2	Ángulo entre las tangentes del álabe y D_2
L	Mínima longitud entre el punto de entrada del álabe y el de salida
t	Paso
tz	Paso angular
Z	Número de álabes

Tabla 1: Nombres de los parámetros

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

El inyector de la turbina es algo peculiar y es el elemento más complicado de fabricar, la sección de dicho inyector o distribuidor es rectangular, donde "a" es la altura y b la anchura.

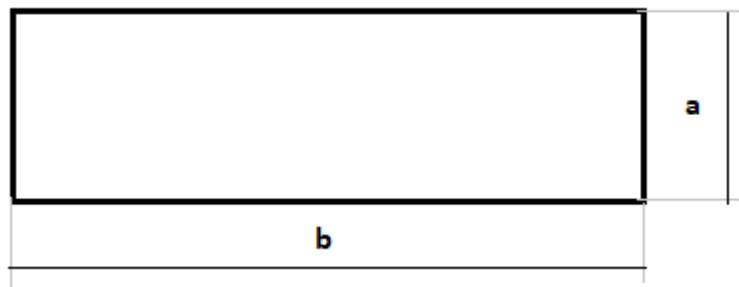
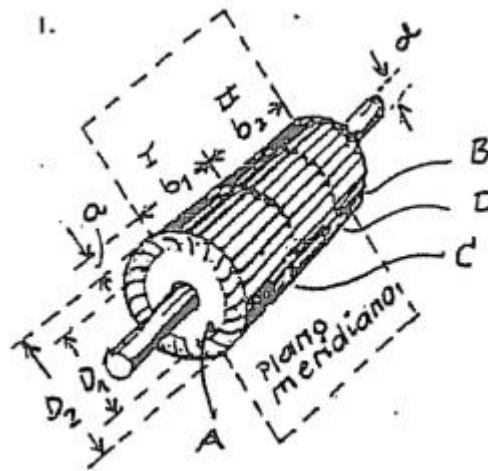


Figura 17: Parámetros del distribuidor

Para el diseño de una turbina Banki con una situación dada, no solo hay un diseño posible, ya que experimentalmente se han hallado que ciertos parámetros pueden tener cierto rango. A continuación se presentará los parámetros o relación de parámetros que tienen un rango de validez.

	Valor mínimo	Valor máximo
β_1	90°	105°
β_2	20°	35°
t/L	0,42	0,56
D1/D2	0,65	0,706
a/b	0,9	
a/D2	0,075	0,03
D1/D2	0,65	0,706
k	35,5	39,3
φ	0,96	0,98
Z	24	36
tz	360°/Z	

Tabla 2: Rangos de parámetros

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

En la tabla anterior se ha introducido el parámetro "k" que es un coeficiente que se obtiene experimentalmente y que usándolo entre los límites marcados se demuestra el buen funcionamiento del rodete. Dicho coeficiente se usa en la siguiente fórmula y a partir de ella se podrán obtener la mayoría de los datos, para ciertos datos será necesario iterar para obtener un resultado que esté dentro de los límites marcados anteriormente.

$$D_2 = k \cdot \frac{\sqrt{H}}{n}$$

Donde H es la altura bruta o el salto de agua en metros y "n" es la velocidad angular en revoluciones por minuto que vienen definida por el generador.

La ecuación del caudal máximo es la siguiente donde aparece el otro coeficiente, en este caso es un coeficiente de velocidad que debe aplicársele al caudal.

$$Q_{max} = \varphi \cdot 0,9b \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

La siguiente ecuación relaciona los radios interior, exterior y el ángulo β_2 con el radio de los álabes:

$$\rho = 0,5 \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2 \cdot \cos(\beta_2)}$$

$$t_2 = \pi \cdot \frac{D_2}{z}$$

Gracias a la ecuación fundamental de las turbomáquinas se pueden obtener los triángulos de velocidades, en el caso de una turbina de flujo cruzado el agua golpea en dos ocasiones los álabes. En consecuencia existen 4 triángulos de los cuales se podrá extraer el rendimiento hidráulico.

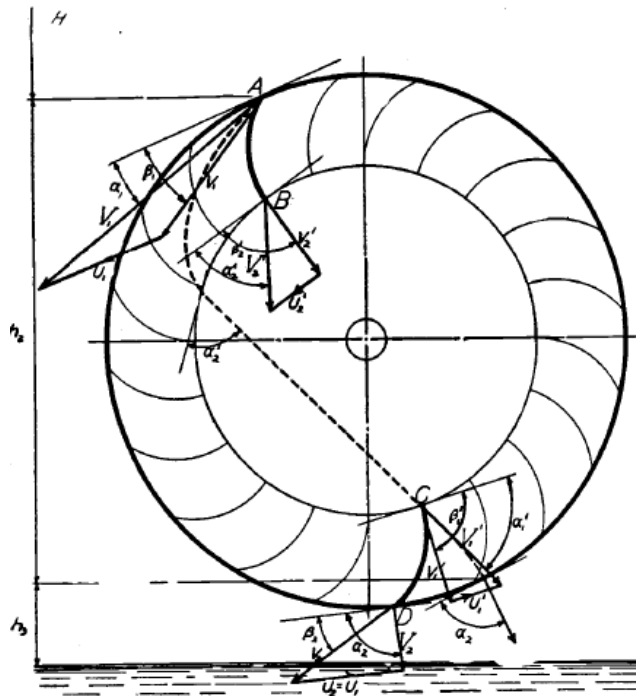


Figura 18: Triángulos de velocidades de una turbina flujo cruzado

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

V_1	Velocidad absoluta del chorro en la entrada del primer golpe
v_1	Velocidad relativa del chorro a la entrada del primer golpe
U_1	Velocidad de arrastre del rodete en la entrada del primer golpe
V'_2	Velocidad absoluta del chorro en la salida del primer golpe
v'_2	Velocidad relativa del chorro en la salida del primer golpe
U'_2	Velocidad de arrastre en la salida del primer golpe
V''_1	Velocidad absoluta del chorro en la entrada del segundo golpe
v''_1	Velocidad relativa del chorro a la entrada del segundo golpe
U''_1	Velocidad de arrastre del rodete en la entrada del segundo golpe
V_2	Velocidad absoluta del chorro en la salida del segundo golpe
v_2	Velocidad relativa del chorro en la salida del segundo golpe
U_2	Velocidad de arrastre en la salida del segundo golpe

Tabla 3: Velocidades de una turbina de flujo cruzado

Aplicando la ecuación de Euler en cada uno de los golpes en los álabes se obtienen dos alturas técnicas que al sumarlas darán como resultado la altura técnica total del rodete:

$$H_{t_{total}} = H_{t_1} + H_{t_2}$$

Conviene recordar la siguiente ecuación en la que se relacionan la altura técnica, la altura bruta y el rendimiento hidráulico:

$$\eta_h = \frac{H_t}{H}$$

La relación entre el primer triángulo y el último es la siguiente, como se puede apreciar el ángulo β se mantiene igual en los dos casos, mientras que la velocidad relativa disminuye en consecuencia del rozamiento con las álabes.

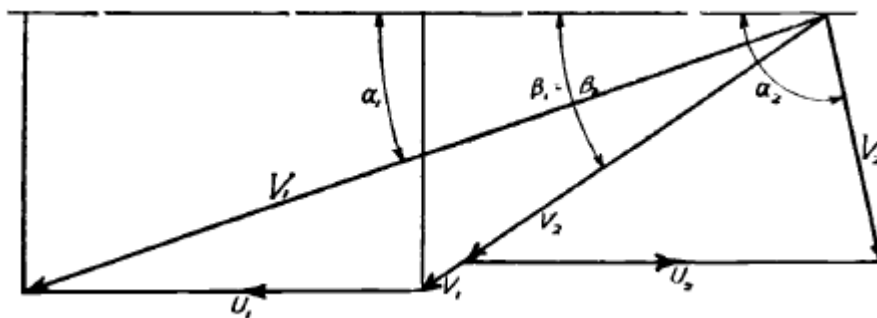


Figura 19: Diferencias entre el primer y el último triángulo

2.8.6. Semejanza en turbinas hidráulicas

En ocasiones es recomendable realizar modelos a escala para observar cómo se comporta el prototipo que se quiere fabricar y que es más grande.

Para las turbina hidráulicas se la condición de semejanza que se usa es la de que el número de Reynolds debe ser el mismo tanto en el modelo como en el

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

prototipo. Con esa igualdad y un factor de escala λ que define cuantas veces menor va a ser el modelo se obtienen las siguientes ecuaciones de semejanza:

$$\frac{L_p}{L_m} = \lambda$$

Relación de revoluciones:

$$\frac{n_p}{n_m} = \frac{1}{\lambda} \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2}$$

Relación de caudales:

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2}$$

Relación de potencias:

$$\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{3/2}$$

2.8.7. Mecánica de fluidos computacional (CFD)

2.8.7.1. Introducción

El CFD comprende un amplio abanico de disciplinas científicas, entre las que cabe destacar las matemáticas, programación, ciencias físicas e ingeniería, que deben unirse para desarrollar un código capaz de resolver las ecuaciones de flujo de manera correcta.

El objetivo final es la creación de un software que proporcione el cálculo detallado del movimiento de fluidos por medio del empleo de un ordenador para la resolución de las ecuaciones que rigen los fluidos.

Los fluidos son sustancias que no pueden resistir las fuerzas de corte externas, incluso las fuerzas más pequeñas causa la deformación de una partícula. A pesar de las diferencias significativas que existen entre líquidos y gases, ambos tipos de fluidos obedecen a las mismas leyes del movimiento. El flujo de fluido es provocado por fuerzas aplicadas externamente como presión diferencias, gravedad, cizalladura, rotación y tensión superficial. Las propiedades más importantes de los fluidos son la densidad y la viscosidad.

Un flujo es incompresible si la densidad del fluido (masa por unidad de volumen) se puede suponer constante. Esto no solo es cierto para líquidos, sino también para gases si el número de Mach

$$Ma = \frac{\text{Velocidad del flujo}}{\text{Velocidad del sonido}} < 0,3$$

La incompresibilidad no es una propiedad del fluido si no del flujo.

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

La viscosidad de un fluido es una medida de su resistencia a las deformaciones por cizalladura. Se debe a la interacción entre moléculas de fluido. Por ejemplo cuando la temperatura aumenta la viscosidad de todos los líquidos disminuyen, mientras que la viscosidad de todos los gases aumenta.

En flujos lejos de superficies sólidas, los efectos de la viscosidad suelen ser muy pequeños. Un flujo de viscoso (Euler) no puede adherirse a las paredes y es posible deslizamiento en límites sólidos.

El número de Reynolds es un parámetro adimensional que expresa la relación de fuerzas de inercia y fuerzas de fricción en un flujo.

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu}$$

Donde "u" es la velocidad característica del flujo, "L" la longitud de la dimensión característica del problema y μ es la viscosidad dinámica.

2.8.7.2. Métodos numéricos

Dentro de los métodos numéricos el CFD utiliza el método de volúmenes finitos, el cual consiste en discretizar el espacio. Divide el dominio continuo en un número finito de celdas no superpuestas en las que se debe dar solución a las ecuaciones de flujos. Las características de los métodos numéricos son las siguientes:

Consistencia: la discretización debe ser exacta a medida que el espaciado de la celda tiende a cero. La diferencia entre una ecuación discretizada y una exacta es el error de truncamiento, el cual disminuirá con el espaciado de las celdas.

Estabilidad: un método numérico es estable si no aumenta los errores que aparecen durante el proceso. Para problemas temporales, la estabilidad garantiza que el método produce una solución limitada siempre que la solución exacta también esté limitada.

Convergencia: un método numérico es convergente si la solución discreta tiende a la exacta ya que el espaciado de la cuadrícula tiende a cero.

Precisión: las soluciones numéricas de flujo de fluido son solo soluciones aproximadas. Además de los errores que podrían introducirse en el desarrollo del algoritmo de la solución, en la programación o la configuración de las condiciones de contorno, las soluciones numéricas siempre incluyen tres tipos de errores sistemáticos: de modelo, de discretización y de iteración.

2.8.7.3. Teoría de transporte de Reynolds

Para el estudio de flujos existen dos enfoques: el Eulero y el Lagrangiano. La teoría de transporte de Reynolds lo que hace es relacionar ambos enfoques. En consecuencia de esta teoría se obtiene la ecuación de transporte y las ecuaciones de Navier-Stokes.

2.8.7.4. Ecuación de transporte y Navier-Stokes

La ecuación de transporte es la siguiente:

$$\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} + \text{div}(\rho \Phi \vec{u}) = \text{div}(T \text{grad} \Phi) + q_{\Phi}$$

Las ecuaciones de Navier-Stokes se extraen de la ecuación general de transporte teniendo en cuenta la conservación de la masa, del momento y de la energía interna.

Conservación de la masa: $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0$

Conservación del momento en x: $\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} u) + q_x$

Conservación del momento en y: $\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad} v) + q_y$

Conservación del momento en z: $\frac{\partial \rho w}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad} w) + q_z$

Conservación de la energía interna:

$$\frac{\partial \rho i}{\partial t} + \text{div}(\rho i \vec{u}) = -p \text{div} \vec{u} + \text{div}(\text{grad} T) + \Phi + q_i$$

2.8.7.5. Método de volúmenes finitos

La ecuación que rigen los volúmenes es la ecuación general del transporte, pero integrando por un volumen de control todos sus términos.

$$\int_{CV} \frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} dV + \int_{CV} \text{div}(\rho \Phi \vec{u}) dV = \int_{CV} \text{div}(T \text{grad} \Phi) dV + \int_{CV} q_{\Phi} dV$$

Gracias a la teoría de la divergencia de Gauss se pasará de tener que resolver ecuaciones con integrales de control a resolver integrales de área o superficie.

$$\int_{CV} \text{div}(\vec{a}) dV = \int_S \vec{a} \cdot \vec{n} dS$$

Suponiendo un estado estacionario se obtiene la siguiente ecuación:

$$\int_S (\rho \Phi \vec{u}) \vec{n} dS = \int_S (T \text{grad} \Phi) \vec{n} dS + \int_{CV} q_{\Phi} dV$$

Cuando la simulación no es estacionaria también hay que discretizar el tiempo. Existen dos formas de hacerlo:

De forma explícita: el paso temporal actual solamente del anterior, es más fácil de resolver pero se debe cumplir la condición de Courant.

De forma implícita: el paso temporal actual depende del anterior y de sí mismo, no debe de cumplir la condición de Courant, pero las ecuaciones se resolverán con métodos iterativos.

2.8.7.6. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno más usuales son las siguientes:

- Wall: Se refiere a un elemento sólido
- Inlet: Se trata de una entrada de un flujo
- Output: Permite la salida del volumen de control de un flujo
- Symmetry: Es una condición utilizada cuando la simulación es simétrica y sirve para ahorrar coste computacional
- Periodic: Al igual que la anterior sirve para ahorrar coste computacional y se usa para simular un tramo pequeño de una simulación que debería ser mucho más grande.

2.8.7.7. Mallado

No se puede realizar ninguna simulación sin haber discretizado o mallado. La solución final obtenida en una simulación dependerá en gran medida de la calidad de la malla empleada.

La malla divide el dominio físico en un número finito de celdas, éstas tienen un centroide y toda la celda adopta los valores del centroide.

Dependiendo del tipo de conectividad que tengas las celdas del dominio se puede hablar de dos tipos de mallado: estructurado y no estructurado.

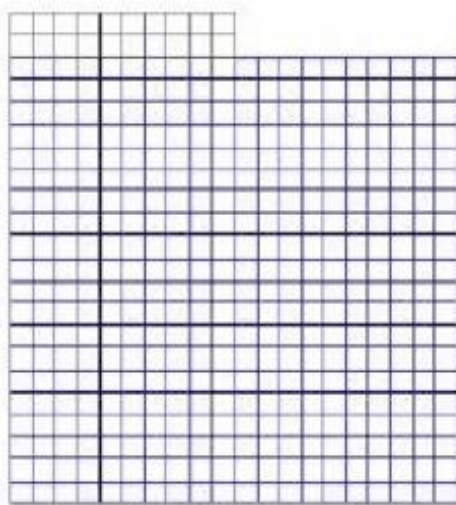


Figura 20: Malla estructurada

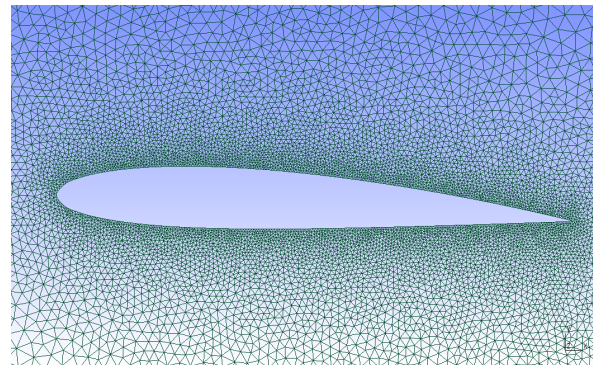


Figura 21: Malla no estructurada

El desarrollo de mallas no estructuradas ha sido consecuencia de la necesidad de desarrollar geometrías cada vez más complejas en las que es complicado adecuar una malla estructurada. El empleo de las no estructuradas reduce significativamente los tiempos de discretización. Sin embargo la precisión en los resultados es menor que una malla estructurada.

Para hallar el valor de una celda existen diferentes métodos, en ellos se usan datos anteriores de otras celdas, por lo general cuantas más celdas se escojan mayor precisión. Los dos más famosos son los siguientes:

Central Difference Scheme (CDS): usa los valores medios de cada celda para interpolar el siguiente mediante interpolación lineal.

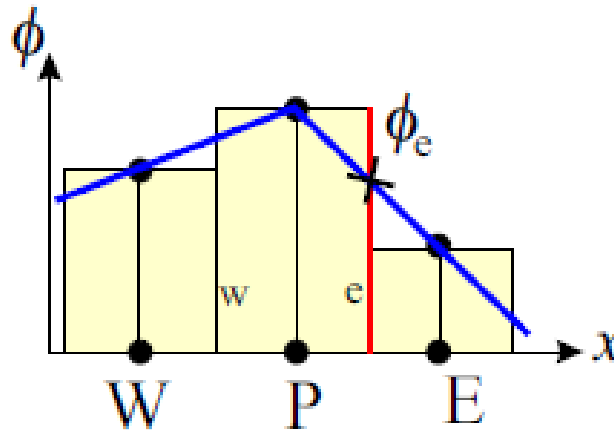


Figura 22: CDS

Quadratic Upwind Interpolation (QUICK): en esta ocasión se vuelven a coger los valores medios de las celdas, sin embargo en vez de realizar una interpolación lineal, se realiza una interpolación mediante una parábola.

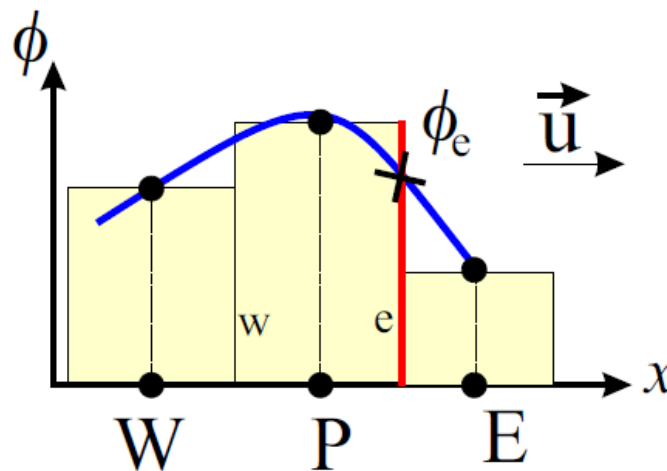


Figura 23: QUICK

2.8.7.8. Mezclas bifásicas

En ocasiones la simulación que se quiere realizar está compuesta por dos flujos, lo habitual es que estos dos flujos sean un líquido y el aire. El modelo físico en este caso suele ser Volume of Fluid (VOF), consiste en que cada a cada celda le corresponde un porcentaje del fluido seleccionado.

2.8.7.8. Overset

Es posible encontrarse simulaciones donde un cuerpo sólido ha de moverse. Por ello es necesario crear dos regiones: background y overset.

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Background: será una región fija que rodea al cuerpo sólido que tendrá movimiento. Es recomendable refinar la malla en las zonas donde se ubicará el cuerpo sólido.

Overset: deberá ser la región que contenga el cuerpo sólido. Es necesario que se incluyan las características físicas del sólido.

2.8.8. Sistemas de transmisión de potencias

En muchas ocasiones se necesita transmitir una potencia desde un eje a otro, en el caso de una minicentral eléctrica si el eje del generador y el del rodete no son el mismo será necesario transmitir la potencia generada en el rodete al generador. Existen diversas formas de hacerlo y las más comunes son las siguientes: transmisión por engranajes, correas y embragues. El método más usual en minicentrales eléctricas es el de correas.

Engranajes: los engranajes son elementos de transmisión de potencia por contacto directo. Están formados por dos ruedas dentadas unidas a sus respectivos ejes, de manera que el giro y la potencia se transmiten de un eje a otro a través de una fuerza de empuje entre los dientes de las dos ruedas.

Embragues: Los embragues son elementos que sirven para acoplar (embragar) y desacoplar (desembragar) dos ejes en función de las necesidades de cada instante. Se trata por tanto de elementos de unión temporal entre ejes.

2.8.8.1. Transmisión por correas

Las correas son elementos flexibles que se emplean para transmitir potencia entre ejes situados a distancias relativamente largas. Los cables y cadenas son elementos similares a las correas. Tienen estas características principalmente:

- Pueden conectar ejes muy separados, algo que no se puede conseguir con un par de ruedas dentadas ya que su tamaño sería excesivamente grande.
- Son elementos de transmisión silenciosos, baratos, de poco mantenimiento y fácilmente reemplazables.
- Transmiten el giro por rozamiento correa-polea (excepto las correas sincronizantes que son las más utilizadas en turbinas de flujo cruzado). Para garantizar este rozamiento, las correas deben montarse tensionadas en las poleas.
- Aíslan a un eje de posibles choques y vibraciones que puedan producirse en el otro eje.
- Establece una relación de transmisión casi constante excepto si se produce un deslizamiento, lo cual no ocurrirá en correas sincronizantes.
- Tienen una gran eficiencia, normalmente del 95%. Las pequeñas pérdidas de potencia se deben a los deslizamientos en el contacto correa-polea.

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

- Funcionan como fusible mecánico, en caso de sobrecarga, la correa patina sobre la polea y no transmite dicha sobrecarga de un eje a otro.
- Las correas fallan por fatiga, típicamente al cabo de 3-5 años de funcionamiento según los fabricantes (aproximadamente 24000 horas), aunque es necesaria una buena inspección y mantenimiento para alcanzar esta duración.

2.8.8.2. Tipos de correas

Como se ha podido intuir anteriormente existen diferentes tipos de correas, Los tres tipos principales de correa son las planas, las trapezoidales o en V, y las sincronizantes o "timing". A continuación se mostrará un ejemplo de cada una.

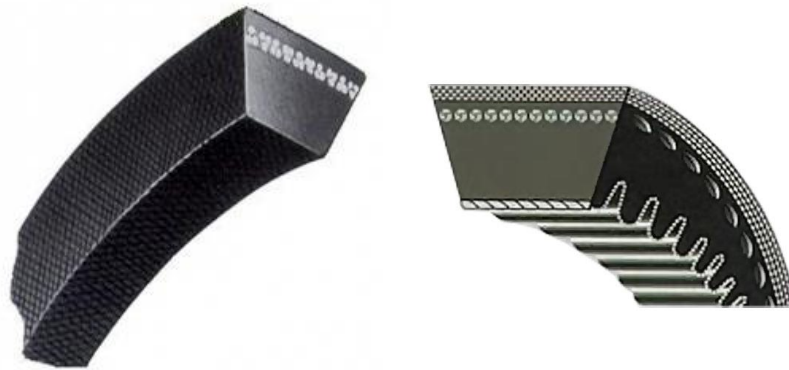


Figura 24: Correa trapezoidal (izquierda) y sincronizante (derecha)



Figura 25: Correas planas

Las correas planas son las primeras que se inventaron, son las más simples y las que menos capacidad de transmisión tienen. Las correas trapezoidales, al igual que las planas, transmiten potencia por fricción y éstas son capaces de transmitir mayor potencia que las planas. Las sincronizantes son las que más capacidad de transmitir potencia tienen, a diferencia de las anteriores éstas no

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

transmiten potencia por fricción si no por empuje, ya que las poleas de las correas sincronizantes tienen que ser dentadas, con el negativo de las correas.

2.8.8.3. Modelo de comportamiento de correas

La transmisión por correas establece una relación de transmisión entre los dos ejes conectados. Las correas se montan en poleas de diámetro d (diámetro menor) y D (diámetro mayor), cuyas velocidades de giro son respectivamente ω_d y ω_D .

Partiendo de que la potencia se transmite íntegra entre ambos ejes (despreciando las pequeñas pérdidas), la relación de transmisión i es:

$$Pot_d = Pot_D \Rightarrow T_d \cdot \omega_d = T_D \cdot \omega_D \Rightarrow i = \frac{\omega_d}{\omega_D} = \frac{T_D}{T_d}$$

La velocidad lineal en la correa es constante en toda ella por lo que:

$$v = \omega_d \cdot \frac{d}{2} = \omega_D \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow i = \frac{\omega_d}{\omega_D} = \frac{D}{d}$$

El par en cada polea sería igual a lo siguiente:

$$T_D = (F_1 - F_2) \cdot \frac{D}{2}$$

$$T_d = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d}{2}$$

F_1 siempre es mayor que F_2 y a continuación se presenta unos esquemas para identificar que ramal es el más tenso.

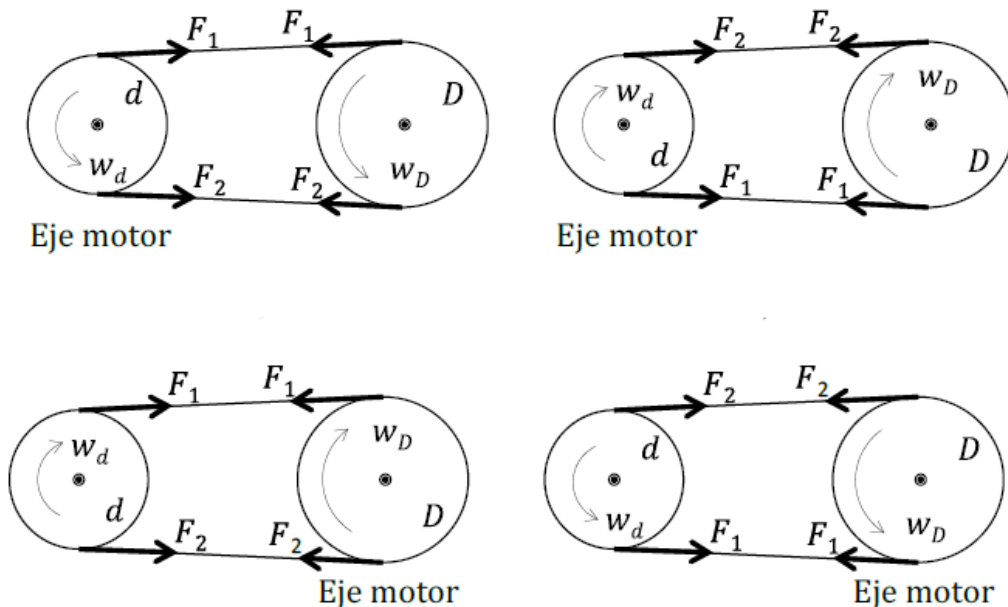


Figura 26: Tensiones en los ramales en diferentes situaciones

F_1 y F_2 se puede tener una fuerza resultante R con la siguiente ecuación, además se puede relacionar con la fuerza de pretensión F_i .

$$R = (F_1 - F_2) \cdot \cos(90^\circ - \psi)$$

$$R = 2F_i \cdot \cos(90^\circ - \psi)$$

R deberá ser multiplicado por N que es el número de correas que se deberán implementar en la transmisión.

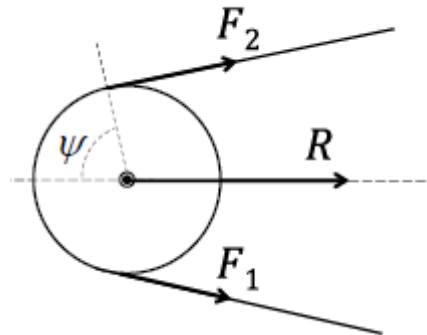


Figura 27: Esquema de una polea

2.8.9. Diseño de ejes

Los ejes son elementos giratorios que transmiten una potencia P al transmitir un par T con una velocidad de giro ω . Habitualmente son de sección circular, y sirven de soporte y eje de rotación de elementos como engranajes y poleas. Para el diseño de un eje es imprescindible tener en cuenta cómo se van a unir el resto de elementos ya que seguramente generen concentración de tensiones. Además las deflexiones que se produzcan el eje no deben de interferir en el buen funcionamiento de los elementos fijados a él. En resumen los ejes deben estar diseñados en base a tres situaciones:

- Diseñados en base a tensiones.
- Diseñados en base a deflexiones.
- Diseñados en base a vibraciones.

En minicentrales eléctricas los ejes utilizados son giratorios y deben ser diseñados a fatiga. Al ser elementos de gran importancia la duración de los ejes debe ser de vida infinita.

2.8.9.1. Diseño en base a tensiones (a fatiga)

En un eje que transmita potencia tendrá esfuerzos normales σ y tangenciales τ . Es decir la sección crítica estará sometida a un estado multiaxial. En primer lugar se obtiene un estado multiaxial estático equivalente de tensiones σ_{eeq} y τ_{eeq} mediante las rectas de Soderberg o Goodman (para material dúctil o frágil, respectivamente).

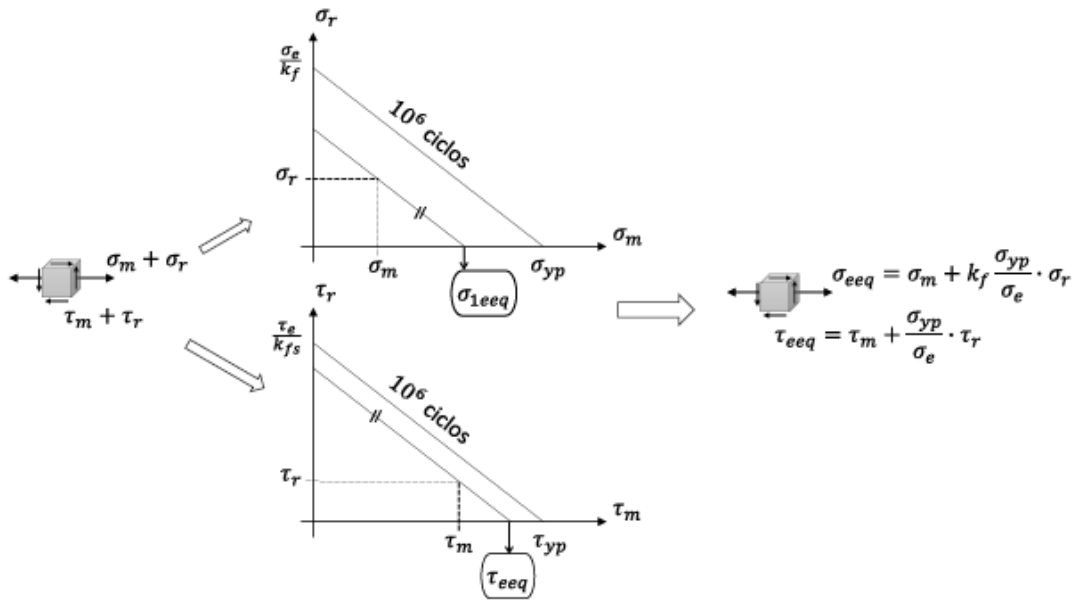


Figura 28: Tensiones estáticas equivalentes

No se trabajan con las tensiones principales por comodidad, ya que los coeficientes de concentración de tensiones en el caso de la figura superior se pueden aplicar directamente. Para la obtención de valores de concentración de tensiones se utilizarán unas tablas experimentales que se encontrarán en el anexo. Una vez calculadas las tensiones estáticas equivalentes, se comprueba la validez del eje a vida infinita mediante la teoría de fallo de Von Mises (también se puede utilizar la teoría de Tresca).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{eeq}^2 + 3\tau_{eeq}^2} < \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

2.8.9.2. Diseño en base a deflexiones

Una vez dimensionado completamente la geometría del eje en base a tensiones, se debe comprobar que las deflexiones y pendientes debidas a los esfuerzos actuantes no son excesivas. Si éstas son excesivas, podrían provocar el mal funcionamiento de los diferentes elementos montados sobre el eje (engranajes, poleas...) o de los rodamientos sobre los que apoya, acortando sensiblemente la vida útil de dichos elementos. Según la bibliografía consultada se han fijado los siguientes límites:

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0,0005-0,0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0,0008-0,0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0,001-0,003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0,026-0,052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0,026-0,052 rad
	FLECHA MAXIMA ADMISIBLE (y_{max})
Engranaje cilíndrico recto (<10 dientes/pulgadas de diámetro)	0,01 pulg
Engranaje cilíndrico recto (entre 10 y 15 dientes/pulgadas de diámetro)	0,005 pulg
Engranaje cilíndrico recto (entre 15 y 20 dientes /pulgadas de diámetro)	0,003 pulg

Tabla 4: Deflexiones admisibles en ejes

Si la deflexión "y" en una sección del eje es mayor que el valor admisible " y_{max} ", se debe redimensionar el eje. En caso de que el eje tuviera varios tramos de distinto diámetro, una alternativa rápida, sencilla y conservadora para redimensionarlo consiste en aumentar en la misma proporción todos y cada uno de los diámetros.

2.8.9.3. Diseño en base a vibraciones

Cuando el eje gira, cualquier pequeña excentricidad de los centros de gravedad de los elementos montados sobre él genera fuerzas centrífugas. Si la velocidad de giro coincide con la primera frecuencia natural de flexión del eje (denominada velocidad crítica), las fuerzas centrífugas excitan dicho modo de vibración y el eje entra en resonancia. Este fallo si se produce es un fallo catastrófico. El eje deberá cumplir la siguiente ecuación en ejes biapoyados:

$$\omega_{eje} \ll \omega_{critica} = \sqrt{\frac{g \sum(m_i \cdot y_i)}{\sum(m_i \cdot y_i^2)}}$$

Para el uso de la anterior formula el peso propio del eje debe de ser despreciable respecto a los elementos unidos al mismo. En la ecuación m_i se refiere a la masa de cada uno de los elementos unidos al eje e y_i a la deformación que éstos generan en el eje, además "g" se refiere a la aceleración de la gravedad.

2.8.9.3. Chavetas

Las chavetas sirven para transmitir el par torsor entre el eje y el elemento montado sobre él. Existen muchos tipos de chavetas. Entre ellas, las más comunes son las de sección transversal cuadrada o rectangular. Cuyo ancho w y alto h

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

están normalizados en función del diámetro del eje, el diseñador sólo debe calcular la longitud L que debe tener la chaveta para poder transmitir el par T entre el eje y el elemento montado sobre él.

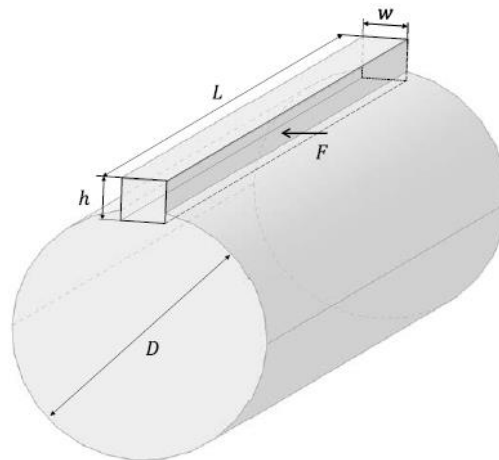


Figura 29: Esquema de una chaveta y eje

Para el cálculo, se supone que sobre la chaveta actúa una fuerza $F=T/R$. Evidentemente se trata de una simplificación, ya que la distribución real de fuerzas sobre la chaveta depende de las holguras entre la chaveta y el chavetero, y de las rigideces de los elementos unidos.

De forma simplificada, se puede decir que por efecto de esa fuerza F la chaveta fallará a cortante (área de cortante= $w \cdot L$) o a aplastamiento (área de aplastamiento= $h \cdot L/2$). En consecuencia, para que no se dé el fallo las tensiones a cortante y aplastamiento de la chaveta deben estar por debajo de los valores admisibles:

$$\tau = \frac{T/R}{wL} < \frac{\tau_{yp}}{CS} \text{ (A cortante)}$$

$$\sigma = \frac{T/R}{hL/2} < \frac{\sigma_{yp}}{CS} \text{ (A plastamiento)}$$

No podrá ser superior a la longitud del elemento para no sobresalir. Además se recomienda que no supere 1.5 veces el diámetro del eje para que la chaveta no se deforme demasiado por la torsión del eje. Si la longitud calculada L es excesiva y no cumple ninguna de estas dos condiciones, se emplean en su lugar dos chavetas de longitud L/2, colocadas a 90° o 180° entre sí. Para finalizar comentaremos que las chavetas funcionan como un fusible mecánico y que por ello tienen un coeficiente de seguridad muy cercano a 1.

2.8.10. Cálculo de la tensión de fatiga

A continuación se va a explicar unas recomendaciones habituales para la estimación de la tensión de fatiga de un material. σ'_e Es el nombre de la tensión de fatiga en la probeta de Moore. El ensayo de Moore sirve para obtener la tensión en la que la probeta, que posee unas características específicas, pasa a tener vida infinita. Este dato lo puede proporcionar el suministrador del material o se puede obtener realizando el ensayo, pero se puede estimar de las siguientes formas:

$$\sigma_u < 1400MPa \Rightarrow \sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u$$

$$\sigma_u \geq 1400MPa \Rightarrow \sigma'_e = 700MPa$$

Como se acaba de mencionar las probetas utilizadas posee una serie de características especiales que puede que la pieza real no tenga. Como por ejemplo pueden ser el acabado superficial, la forma de trabajo o el tamaño. La forma de estimar la tensión de fatiga de una pieza, σ_e , es mediante la aplicación de coeficientes.

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_f \cdot C_d \cdot C_t \dots$$

- Coeficiente de acabado superficial (C_s):** La probeta rotatoria de Moore tiene un acabado superficial de pulido a espejo, sin embargo la pieza estudiada puede tener un acabado de rectificado, mecanizado, laminado...El pulido a espejo es el mejor acabado superficial en cuanto a fatiga al tratarse de un acabado sin grandes irregularidades superficiales que faciliten la aparición o crecimiento de la grieta que desembocaría en el fallo por fatiga. A este acabado le corresponde un coeficiente $C_s=1$ al ser el acabado que tiene la probeta. Otros acabados no tan "cuidadosos" dejan una superficie más irregular y por tanto más proclive a la aparición de grietas, y por tanto tienen un valor de $C_s < 1$, es decir, minoran el límite de fatiga de la pieza y con ello reducen la duración N de la pieza bajo una determinada tensión alterna r .

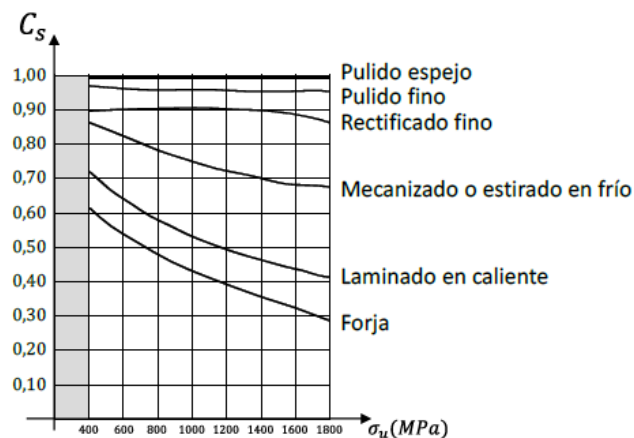


Figura 30: Coeficiente de acabado superficial

- Coeficiente de dimensiones y geometría (C_d):** La probeta rotatoria de Moore tiene un tamaño relativamente pequeño (0.76 cm de diámetro en la sección central), mientras que la pieza estudiada puede tener un tamaño mediano (cigüeñal de automóvil), grande (bastidor de camión o de vagón de tren), o muy grande (eje de turbina de central eléctrica) en su sección crítica.
 Se ha observado que las piezas grandes tienen un peor comportamiento a fatiga; la razón es que, debido a su difícil proceso de fabricación o sencillamente por su gran tamaño, tienen una mayor cantidad de pequeños defectos (poros, inclusiones, muescas) que facilitan la aparición de la grieta y al consiguiente fallo por fatiga.

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Como valores orientativos, se pueden tomar los siguientes: $C_d = 1$ para piezas pequeñas (ya que la probeta es pequeña), $C_d = 0.9-0.8$ para piezas medianas (cigüeñal del motor de un automóvil) y $C_d = 0.8-0.7$ para piezas grandes (bastidor de camión o de vagón de tren).

- **Coeficiente de forma de trabajo (C_t):** La probeta rotatoria de Moore trabaja a flexión pura, mientras que la pieza estudiada puede estar sometida a axial, torsión... Como valores orientativos, se pueden tomar los siguientes: $C_t = 1$ para piezas a flexión (ya que la probeta está a flexión), $C_t = 0.9-0.7$ para piezas a axial (0.9 para carga axial centrada, hasta 0.7 para carga axial descentrada que induce un momento flector adicional), $C_t = 0.85$ para piezas a flexión y torsión y $C_t = 0.57$ para piezas a torsión.
- **Coeficiente de fiabilidad (C_f):** La fatiga es un fenómeno que presenta una gran dispersión, y por tanto la fiabilidad asociada a la pieza es un concepto muy importante. A falta de datos específicos, se puede tomar $cf = 1 - 0.08z$, donde z depende de la fiabilidad R .

Z	0.0	0.1	0.2	0.4	1.0	2.0	2.5	3.0	3.5	3.7
R	0.5	0.5398	0.5793	0.6554	0.8413	0.9773	0.9938	0.9987	0.9998	0.9999

Tabla 5: Relación entre z y fiabilidad R

2.8.11. El efecto de la concentración de tensiones en fatiga

Cuando en una pieza existe un cambio de sección se produce una concentración de tensiones. Es decir, la pieza en vez de estar sometida a las tensiones nominales (las obtenidas mediante las teorías clásicas de resistencia de materiales) está sometida a una tensión mayor.

$$\sigma_{max} = \sigma_{nom} \cdot K_t$$

La tensión máxima es igual a la tensión nominal por el coeficiente de concentración de tensiones. Los coeficientes de concentración de tensiones para geometrías sencillas y habituales están tabulados. Sin embargo, para geometrías complejas será necesario calcularlos mediante programas de elementos finitos.

Todo lo anteriormente explicado es para situaciones en la que la pieza a estudiar no sufre variaciones tensionales a lo largo del tiempo. Cuando el posible fallo de una pieza es a fatiga se debe usar otro coeficiente, el coeficiente de concentración de tensiones en fatiga, K_f . Está directamente relacionado con K_t y con la dureza del material.

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

$$BHN \left(\frac{kg}{mm^2} \right) = \frac{\sigma_u (MPa)}{3.1}$$

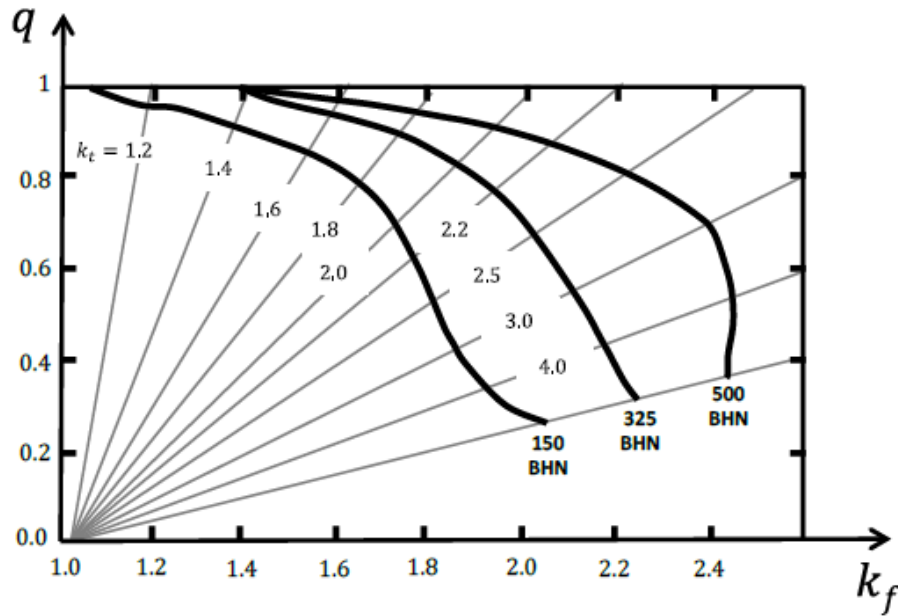


Tabla 6: Relación de q con BHN y K_t

2.8.11. Rodamientos

Los rodamientos, también denominados cojinetes de rodadura, sirven de punto de apoyo a ejes u otros elementos giratorios. Las cargas que llegan a dichos apoyos se transmiten a la estructura de soporte a través de los anillos y los elementos rodantes de los rodamientos. Estos elementos rodantes pueden ser bolas o rodillos.

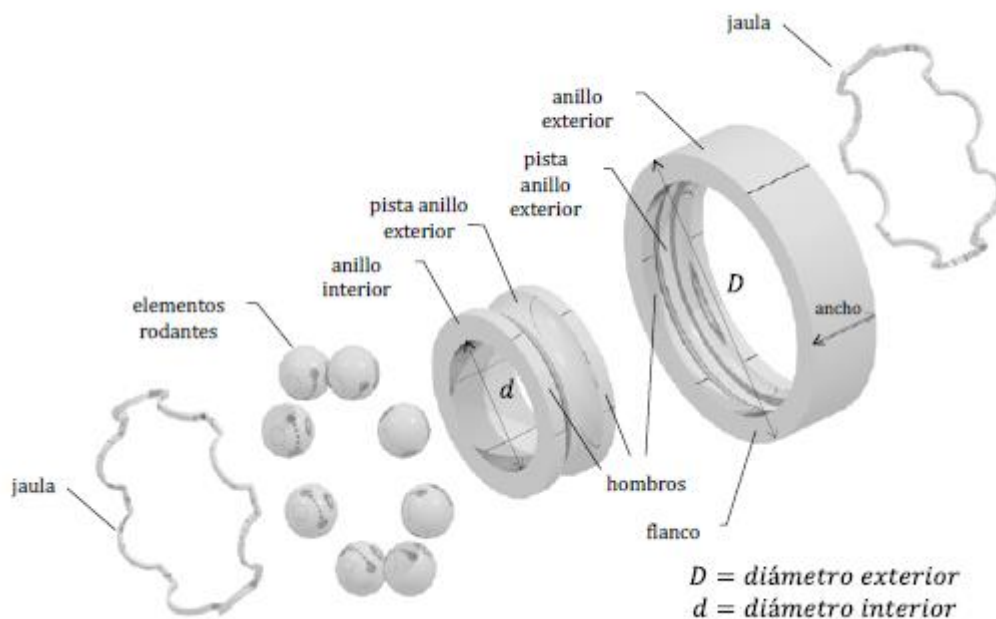


Figura 31: Componentes de rodamientos

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

La vida de los rodamientos no es infinita, siempre fallan. Se entiende que un rodamiento ha llegado al fin de su vida útil cuando empieza a hacer ruido o a vibrar. El fallo que se produce en estos elementos normalizados es a fatiga, por ello existe cierta dispersión en el fallo. Los fabricantes de rodamientos estiman una duración en L en millones de ciclos con una fiabilidad R . Dependiendo del fabricante usarán un L_{10} igual a 1 millón de ciclos o 90 millones de ciclos, la ecuación que relaciona L_{10} (duración con una fiabilidad del 90%) con otra duración L cualquiera y otra fiabilidad R es la siguiente:

Para rodamientos de bolas y cilíndricos:

$$L_{10} = \frac{L}{0,02+4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}}$$

Para rodamientos cónicos:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right]^{\frac{1}{1,5}}}$$

Para que se produzca un fallo en los rodamientos, éstos deben estar sometidos a una carga, evidentemente la duración del rodamiento variará en función del valor de la carga:

$$F \cdot L_{10}^{1/a} = cte$$

En los catálogos de rodamientos es necesario encontrar la capacidad de carga dinámica C , en el caso de que la duración sea 1 millón de ciclos:

$$F \cdot L_{10}^{1/a} = cte \Rightarrow C \cdot 1^{1/a} = C = F \cdot L_{10}^{1/a}$$

Todos los rodamientos soportan cargas radiales, sin embargo en algunos caso los elementos unidos a los ejes generan cargas axiales, dichas cargas deben ser contrarrestadas por los rodamientos. Es necesario saber que los rodamientos de bolas si son capaces de soportar cargar axial, mientras que los de rodillos cilíndricos no y los cónicos solo soportan carga axial en un sentido.

2.8.12. Impresión 3D

La impresión 3D es un tipo de fabricación basada en la fabricación aditiva, a diferencia de la mayoría de los procesos de fabricación este consiste en, mediante un inyector, añadir material has conformar una pieza en 3D.

En la elaboración de este proyecto se ha usado esta técnica de fabricación para construcción de muchas de las piezas del banco de demostración. El material en el que se ha fabricado es plástico, más concretamente PLA, actualmente fabricar con otros tipos de materiales requiere de unas impresoras bastante avanzadas.

Es necesario tener en cuenta que el material se inyecta a su temperatura de fusión, por lo que al enfriarse el material reduce su tamaño, este hecho puede complicar en cierta medida la validación de las piezas fabricadas. Además las tolerancias obtenidas no suelen ser excesivamente buenas.

2.9. REQUISITOS DE DISEÑO Y CONDICIONES INICIALES

Este apartado se dividirá en las cuatro partes en las que se descompone el trabajo: hoja de cálculo automatizada para el diseño de rodets, montaje real, simulación y modelo a escala.

2.9.1. Requisitos de diseño de la hoja de cálculo

La hoja de cálculo es la pieza central del proyecto y alrededor de ella giran el resto de cálculos, experimentos y simulaciones. La turbina de flujo cruzado, como se ha comentado en la teoría, dispone de diversos parámetros que tienen rangos válidos para su funcionamiento. Esto añade un grado de complicación ya que eligiendo unos parámetros se puede llegar a incumplir otros, por lo que sería necesario iterar. Para evitar un proceso iterativo se pretende usar un comando de la hoja de cálculo que introduciéndole unos pocos parámetros sea capaz de hallar la solución correcta respetando todos los intervalos.

EMAS ha sido capaz de proporcionar los parámetros de altura y caudal de agua de una situación de real. Con esos datos aun serían necesarios tres datos más para la obtención de todos los parámetros de diseño. Para la facilitación a la hora de la fabricación se impone que el ángulo β_1 sea igual a 90° , también se fija la velocidad de rotación del eje. Habitualmente los generadores utilizados giran a 1500r.p.m. y las turbinas de flujo cruzado poseen de un sistema de correas para transmitir la potencia al generador en este caso y por recomendación de EMAS se fija que el eje del rodete gire a 1000r.p.m. Finalmente con la intención de abaratar costes se fija el radio de los álabes ya que la intención es que para fabricar los álabes se corten tubos, de fácil accesibilidad, cuyo radio interior sea igual al radio de los álabes.

Caudal	0.01m/s
Altura	60m
Velocidad de giro del generador	1500r.p.m.
Velocidad de giro del rodete	1000r.p.m.
Diámetro interior de los álabes del rodete	37mm

Tabla 7: Parámetros iniciales de la hoja de cálculo

Es necesario añadir que se realizará una programación en lenguaje Visual Basic para que la hoja de cálculo funcione correctamente y además dibuje automáticamente un esquema de rodete en un plano de AutoCAD.

2.9.2. Requisitos de diseño del montaje real

El requisito más importante para un montaje real es el de la sencillez en la fabricación. Las zonas donde se pretende implementar este tipo de turbinas no están industrializadas y por tanto no tienen los medios necesarios para implementar la opción ideal.

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

El montaje constará de un eje biapoyado en dos rodamientos, de un rodete y de una polea dentada en al que se ubicará una correa para transmitir la potencia al generador.

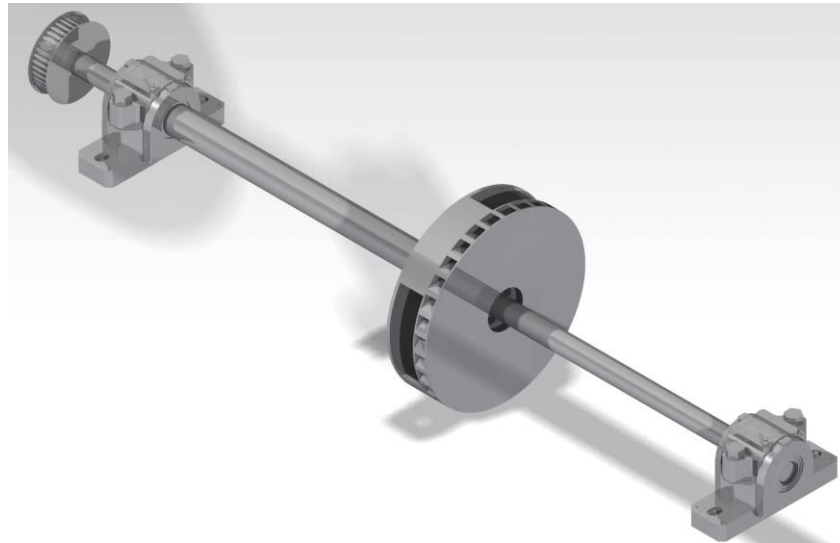


Figura 32: Montaje Real

Para el cálculo del rodete se ha utilizado la hoja de cálculo realizada que devuelve los parámetros necesarios para poder fabricar el rodete. Los datos de entrada en la hoja de cálculo han sido proporcionados por EMAS y en base a esos datos se ha realizado un montaje que asegure una vida útil lo suficientemente larga para los elementos que componen el montaje. El dimensionamiento del rodete el siguiente, las medidas obtenidas son resultado de la hoja de cálculo.

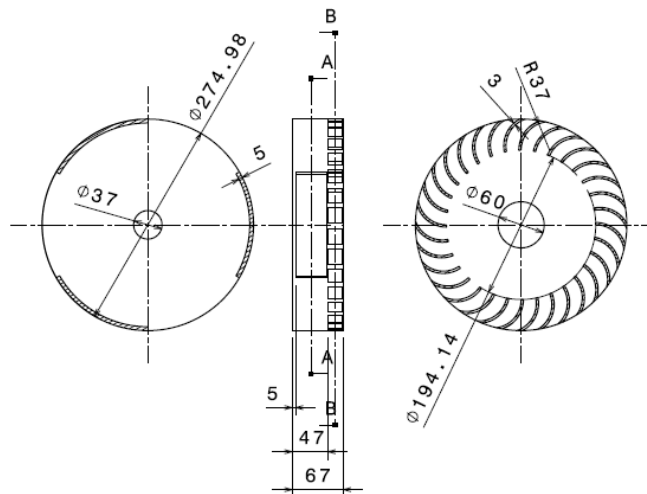


Figura 33: Rodete real

Se puede ver cómo sería el rodete ideal, con la imagen siguiente se quiere recordar los parámetros de diseño necesarios para el rodete:

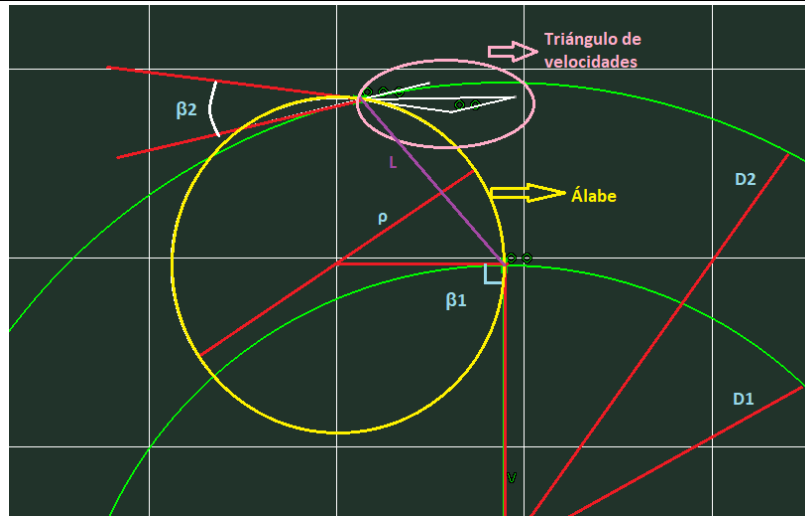


Figura 34: Parámetros de diseño

Diámetro exterior	274.98mm
Diámetro interior	194.14mm
Número de álabes	32
Radio de los álabes	37mm
Espesor de los álabes	3mm
Sector de los álabes	82°
Paso angular	11,25°
Ángulo β_1	90°
Ángulo β_2	21,27°
Caudal	0.01m/s
Altura	60m
Velocidad de giro del generador	1500r.p.m.
Velocidad de giro del rodete	1000r.p.m.

Tabla 8: Parámetros de diseño obtenidos en la hoja de cálculo y datos relevantes

En la tabla anterior no solamente están los datos de diseño del rodete, sino que también se encuentran los datos necesarios para hallar la potencia generada idealmente y de esta forma poder dimensionar el resto de elementos mecánicos.

Requisitos para el eje: como todos los ejes estará dimensionado a vida infinita, superando los criterios tensionales, de deformación y de vibraciones. Es necesario tener en cuenta que una parte del eje tendrá que ser roscada para fijar el rodete al eje. Además llevará un chavetero en el extremo que se encuentra en voladizo para mover solidariamente la polea dentada. El eje tendrá una pequeña parte de él mismo en voladizo para facilitar el recambio de las correas o cualquier tipo de incidencia con ella. También será necesario tener en cuenta las concentraciones de tensiones producidas en los cambios de sección. Serán necesarias 3 cambios de sección, dos para introducir el eje en los rodamientos y otro para fijar el rodete. El esquema del eje sería el siguiente:

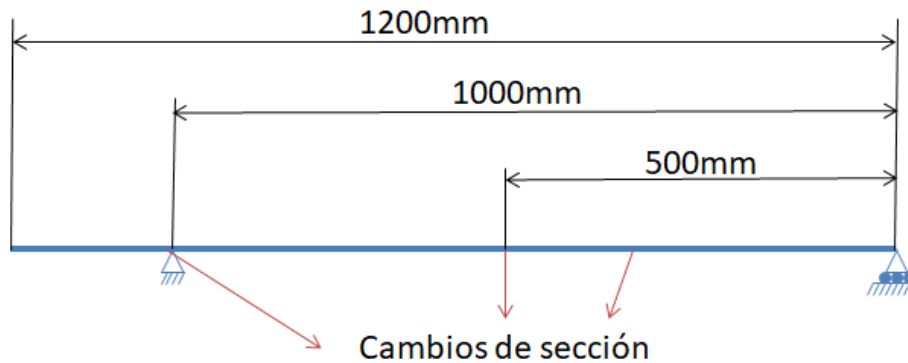


Figura 35: Esquema del eje del montaje real

Requisitos para los rodamientos: Los rodamientos irán en los apoyos indicados en la figura anterior, cabe destacar que el rodamiento de la derecha no soportará carga axial ya que el cambio de sección se produce antes del rodamiento el eje pudiendo moverse axialmente en ese punto. Sin embargo el rodamiento de la izquierda sí que soportará carga axial, aunque en un funcionamiento normal no debería de existir ningún tipo de carga en ese sentido. Los rodamientos deben asegurar como mínimo una duración de al menos 2 meses (100 millones de ciclos) con una fiabilidad del 90%.

Requisitos de la transmisión de potencia: en este tipo de turbinas lo habitual es usar una transmisión por correas dentadas o sincronizantes. Además la correa usada debe de poder encontrarse comercialmente, debe aguantar las cargas generadas en el eje. El generador necesita girar a 1500r.p.m. y el eje del rodetes girará a 1000r.p.m. por lo que la relación de transmisión será de 1,5.

2.9.3. Requisitos de diseño de la simulación

En este apartado se procederá a explicar la geometría, el mallado, las condiciones de contorno y modelos físicos. Es necesario destacar que para ahorrar coste computacional en la simulación se ha realizado una simulación en dos dimensiones. Ésta se trata de una simulación donde serán necesarias dos regiones, una región corresponderá al entorno exterior de la turbina y que permanecerá fijo mientras que el otro corresponderá a las zonas más cercanas a los álabes. Esta última región tendrá la característica de poder girar para obtener de esta forma un par.

Geometría: los parámetros de la geometría vienen dados por la hoja de cálculo que se ha realizado anteriormente, al ser una simulación 2D solamente se han exportado los álabes, los discos exteriores no, éstos corresponderán a la región móvil mientras que la fija tendrá una muesca con la geometría del inyector. La simulación se realiza con un programa de volúmenes finitos y por lo tanto lo que se debe de dibujar es el recorrido de los fluidos en la simulación, por ello la región móvil será un cilindro al que se le ha extraído el volumen de todos los álabes.

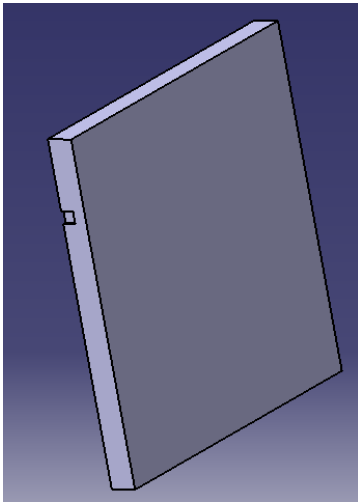


Figura 36: Región fija

Diámetro exterior	274.98mm
Diámetro interior	194.14mm
Número de álabes	32
Paso angular	11,25°
Radio de los alabes	37mm
Sector de un álabe	82°

Tabla 9: Características del rodete

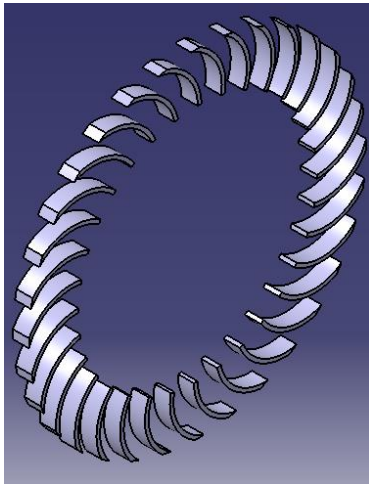


Figura 37: Álaves importados



Figura 38: Región móvil

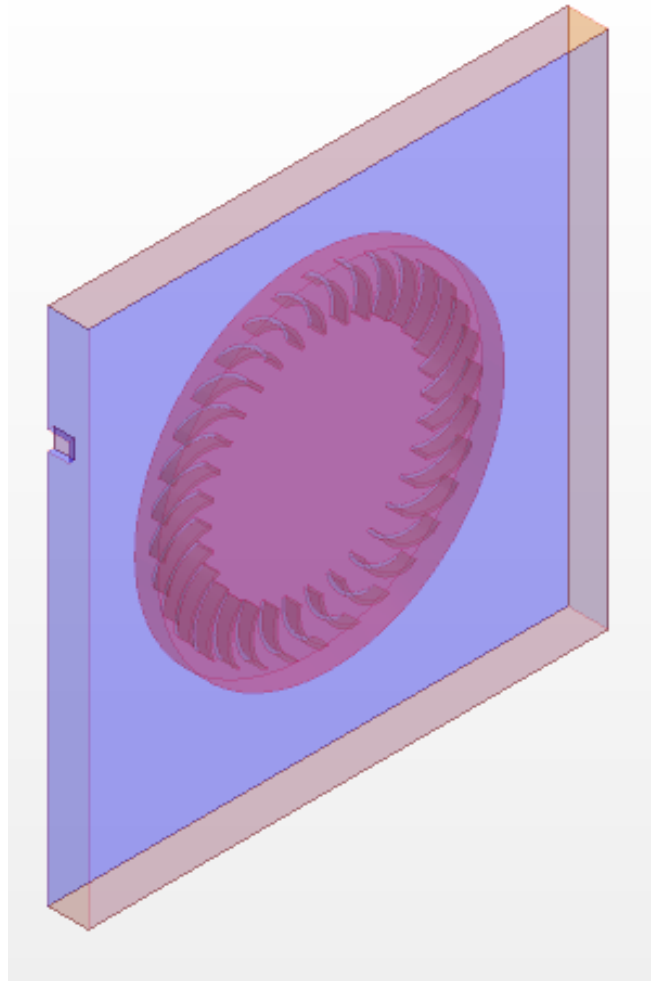


Figura 39: Geometría de las dos regiones

Mallado: se ha utilizado un mallado estructurado de cuadrados y rectángulos, al haber dos regiones se han mallado de forma diferente. La región fija o background posee un tamaño de elementos de 5mm, con zonas refinadas a 2,5mm en las zonas por las que pasa el flujo del agua y la zona donde las dos regiones comparten espacio. Así mismo en la región móvil se usará en toda ella el tamaño de elemento de las zonas refinadas en la región fija. Para la facilitación del mallado se ha decidido hacer el cilindro que contendrá los álabes de más diámetro que el diámetros exterior de los álabes. Por las peculiaridades del programa utilizado primero se ha de discretizar en tres dimensiones y posteriormente convertirlo a dos dimensiones.

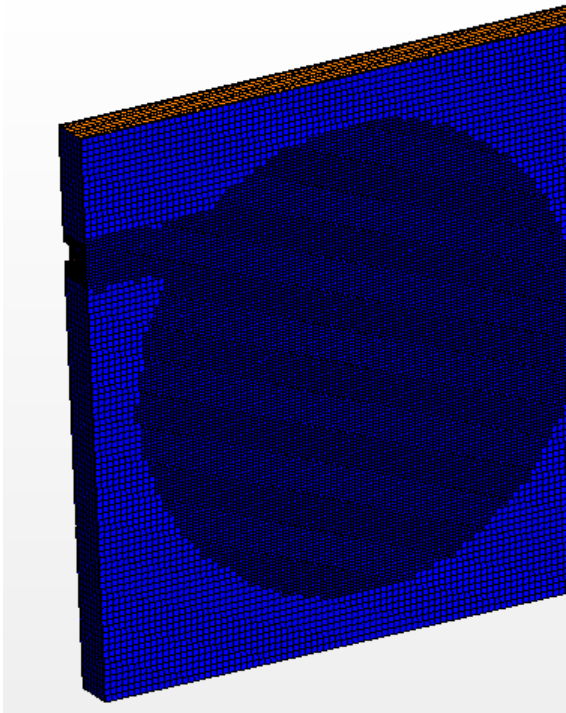


Figura 40: Mallado del background 1

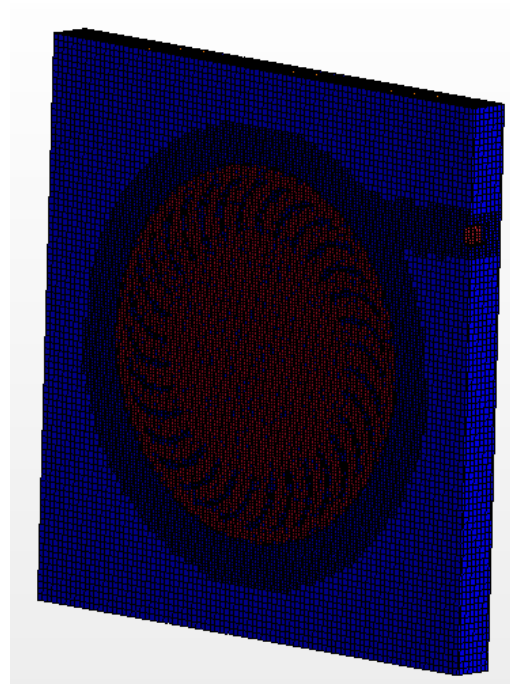


Figura 41: Mallado del background 2

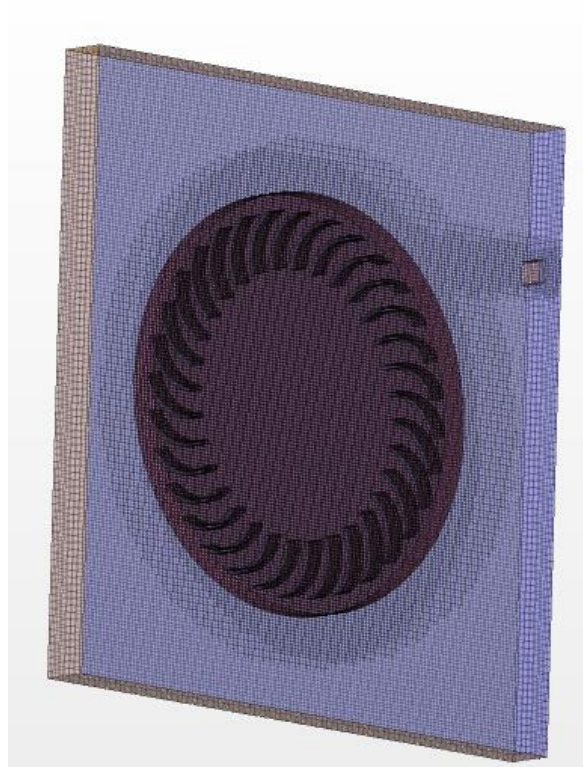


Figura 42: Mallado de las dos regiones

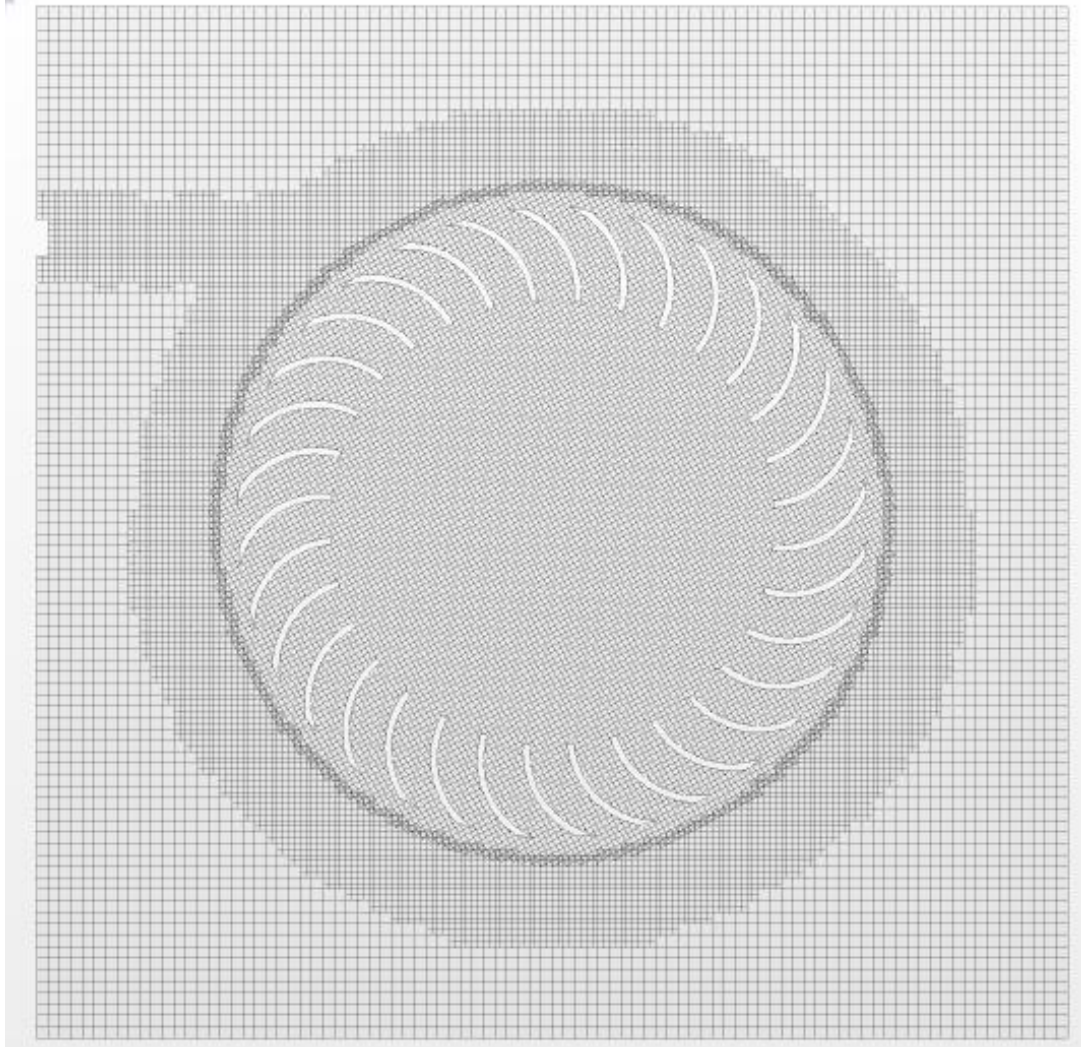


Figura 43: Mallado en dos dimensiones

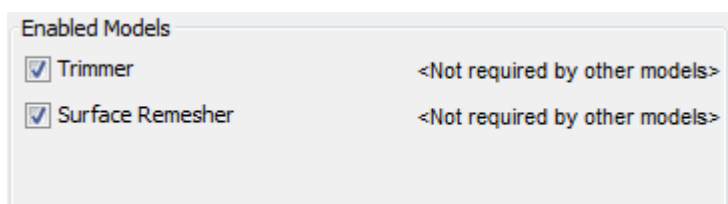


Figura 44: Modelos del mallado

Condiciones de contorno: para la región fija se ha usado la condición de simetría exceptuando las zonas por las que se prevé que vaya a salir el agua (condición pressure outlet) y excepto el inyector que usará el comando velocity inlet. La pared que tiene la condición de inyector habrá que añadirle la que el fluido que se va a inyectar es agua, esto es necesario debido a que en esta simulación se trabaja con una mezcla bifásica de aire y agua.

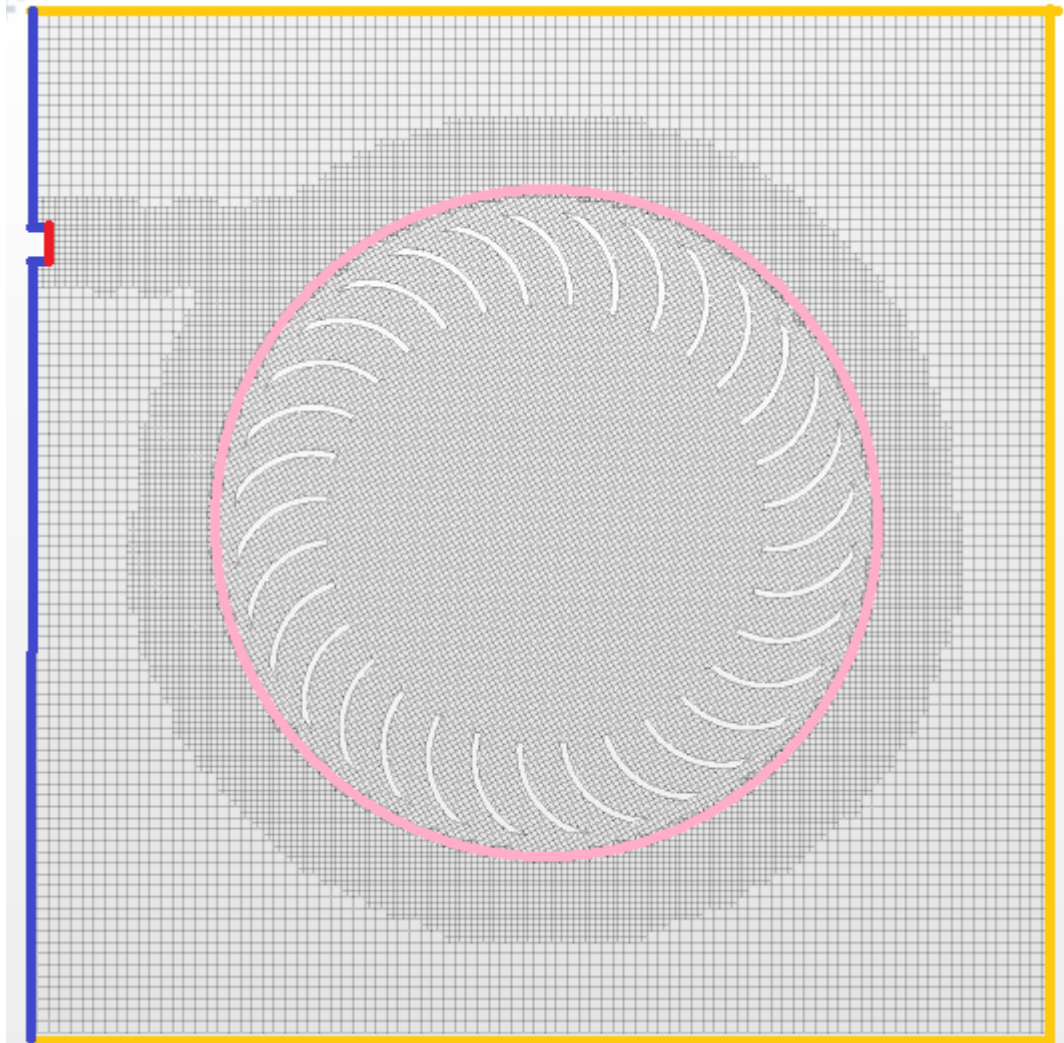


Figura 45: Condiciones de contorno

Condición de simetría	Color azul
Condición de flujo saliente	Color amarillo
Condición de flujo entrante	Color rojo
Condición de malla de overset	Color rosa
Condición de cuerpo sólido	Los álabes en color blanco

Tabla 10: Condiciones de contorno

Además de las condiciones indicadas anteriormente, habría que añadir que la condición de flujo entrante estará indicada con una velocidad. También es necesario incluir un par de frenado al rodete simulando el que el generador le produciría.

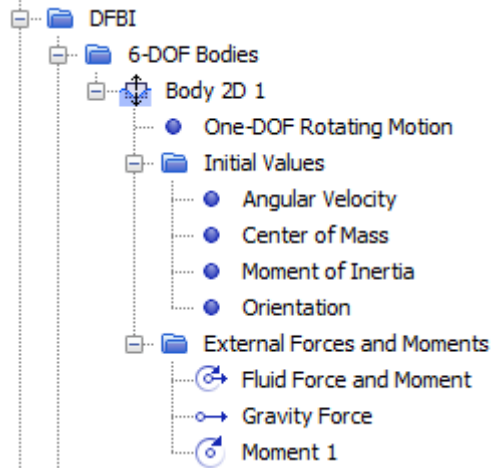


Figura 46: Fuerzas exteriores y condiciones iniciales de la región móvil

Velocidad del flujo de entrada	34.31 m/s
Valor del par de frenado	2400 Nm

Tabla 11: parámetros de las condiciones de contorno

Modelos físicos: esta simulación no es estacionaria a lo largo del tiempo, por lo que se abren dos posibles modelos para la resolución de las simulación: modelos implícitos y explícitos. En esta ocasión se seleccionarán modelos implícitos. En la simulación aparece una mezcla bifásica de agua y aire, por lo que será necesario seleccionar el modelo VOF (Volume of Fluid). Finalmente se usará el modelo de turbulencia el cual es recomendable para turbomáquinas, k-omega.

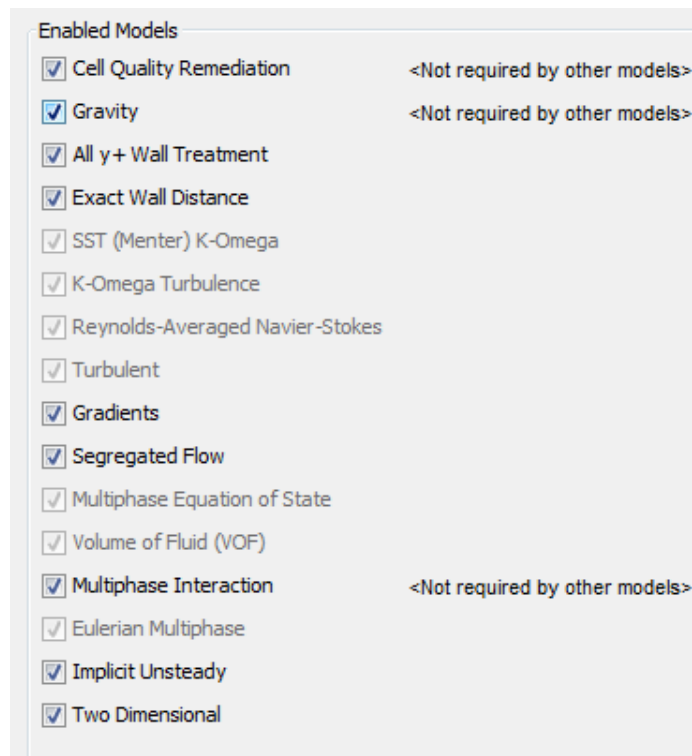


Figura 47: Modelos físicos

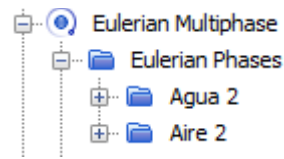


Figura 48: Mezcla bifásica

2.9.4. Requisitos de diseño para el modelo

Dado que los recursos para fabricar el modelo no son muy elevados se ha aprovechado un banco de ensayos utilizado en prácticas de laboratorio en la Escuela de Ingeniería de Bilbao II. Dicho banco dispone de una bomba que será la encargada de inyectar el agua en la turbina, el escalado del modelo se ha realizado en función de la bomba y teniendo en cuenta que la impresora 3d que debe de fabricar el rodete no puede fabricar piezas mayores de 18cm. Además se dispone de un motor asíncrono para usarlo como generador, pero para ello será necesario que la velocidad que le llegue al generador se de 1500r.p.m. necesitando una transmisión de potencia al igual que el montaje real. También se usará un variador de frecuencia para regular la velocidad del generador y unos resistores para disipar la energía producida.

Para la realización de un modelo es necesario aplicar las leyes de semejanza, en el caso de realizar modelos de turbomáquinas la ley de semejanza que se usa es la de Reynolds, como se ha explicado anteriormente en el concepto teórico. La impresora utilizada para la fabricación del rodete, inyector y más elementos es la siguiente:

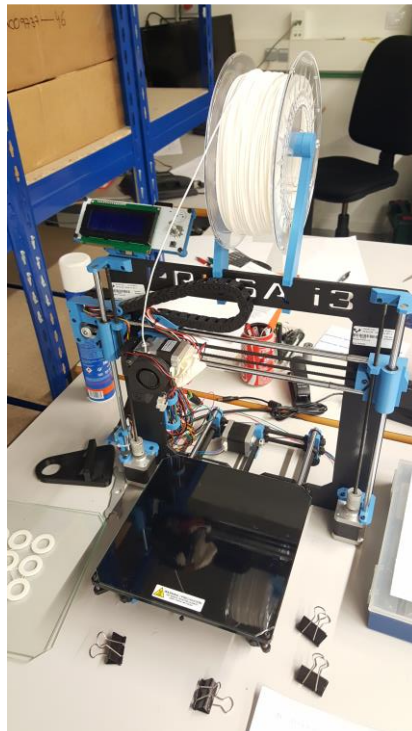


Figura 49: Impresora 3D

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

La bomba: es una bomba de una potencia de 600W que se pretende hacer trabajar con una altura de 15m y un caudal de 100l/min. A continuación se presenta la curva característica de la bomba y su punto de funcionamiento.

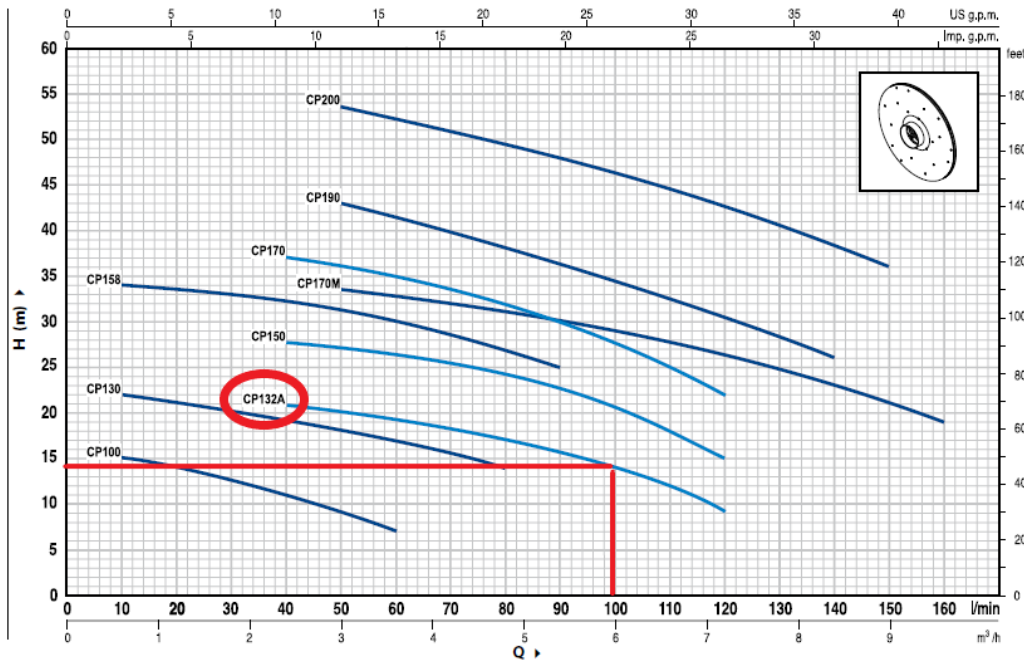


Figura 50: Curva característica de la bomba

El generador: a pesar de que para un montaje real lo más conveniente sería un generador síncrono para el caso de un modelo económicamente es más barato y fácil de conseguir un motor asíncrono haciéndolo trabajar como generador. Para que un motor asíncrono funcione como generador es necesario que la velocidad de rotación del motor sea superior a la velocidad de sincronismo. Para evitar problemas el rodete se dimensionará para que desarrolle menos potencia de la que tiene el generador que es de 370W.

Condiciones iniciales: en este punto se presentarán los parámetros utilizados para la realización del dimensionamiento del rodete usando las leyes de semejanza en turbinas hidráulicas:

Potencia del modelo	250W
Diámetro exterior del rodete	160mm
Altura	15m

Tabla 12: condiciones iniciales para el cálculo del rodete

Con este modelo se pretende validar la simulación, los cálculos teóricos y estimar una potencia a través de la potencia eléctrica obtenida.

2.10. RESULTADOS Y COCLUSIONES

En este apartado se presentará los resultados de las cuatro partes en las que se ha dividido el trabajo. Muchas de las soluciones de un apartado serán las condiciones iniciales del siguiente.

2.10.1. Resultados obtenidos de la hoja de cálculo

Este apartado a su vez es dividido en tres: el primero apartado es el procedimiento a seguir para obtener un diseño de un rodete en base a las condiciones iniciales, el segundo serán los resultados de la aplicación del procedimiento anterior con unas condiciones concretas y por último se obtendrán los triángulos de velocidades y el rendimiento hidráulico para el caso anterior.

2.10.1.1. Guía de uso de la hoja de cálculo

Paso 1: el primer paso consiste en abrir el documento Excel, a abrir se preguntará al usuario si desea habilitar las macros y se deberá decir que sí. También será necesario abrir un archivo nuevo en el programa AutoCAD. Se mostrarán las siguientes ventanas:

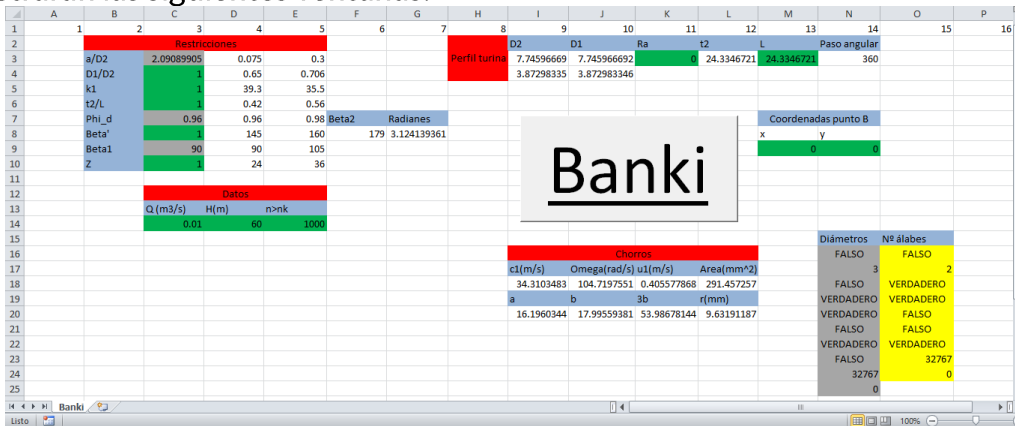


Figura 51: Ventana de inicio de la hoja de cálculo

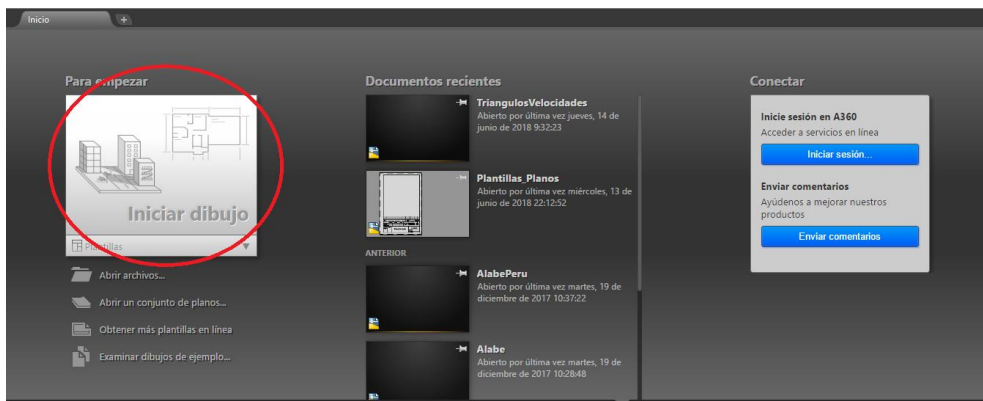


Figura 52: Ventana de inicio de AutoCAD

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Se deberá pulsar en donde se indica con el círculo rojo, servirá para abrir un documento nuevo en dos dimensiones en AutoCAD, viéndose lo siguiente:

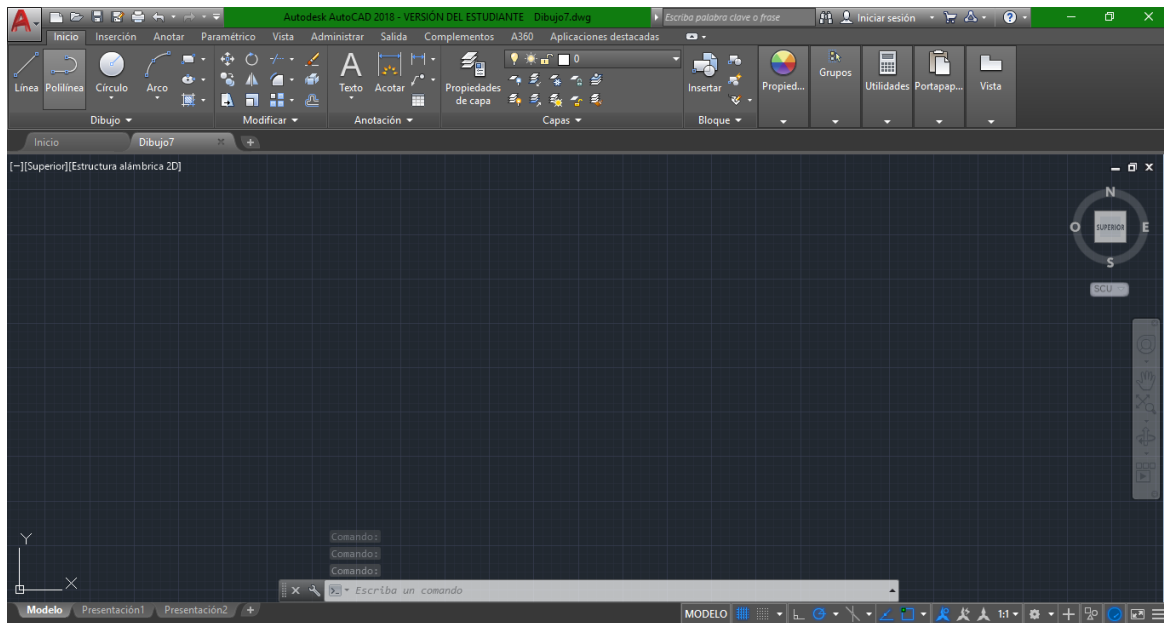


Figura 53: Documento nuevo AutoCAD

Paso 2: en este paso se deben introducir unos valores iniciales que serán: altura, caudal y revoluciones a las que girará la turbina (se recomienda que sean siempre 1000r.p.m.). Todos los datos que se deben introducir se encuentran en celdas cuyo color es naranja. También hay unas celdas naranjas que corresponden a las coordenadas del punto B del que se hablará más adelante.

Se utilizará el comando Solver de Excel que permitirá obtener unos resultados cuando se tienen intervalos de valores válidos. Para ello hay que ir a la pestaña de datos de la parte superior y hacer clic en donde pone Solver:

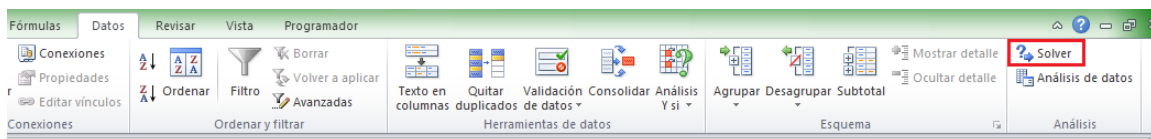


Imagen orientativa de la guía 1

Se abrirá una ventana donde será necesario darle al botón de Cargar/Guardar de la parte inferior derecha:

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

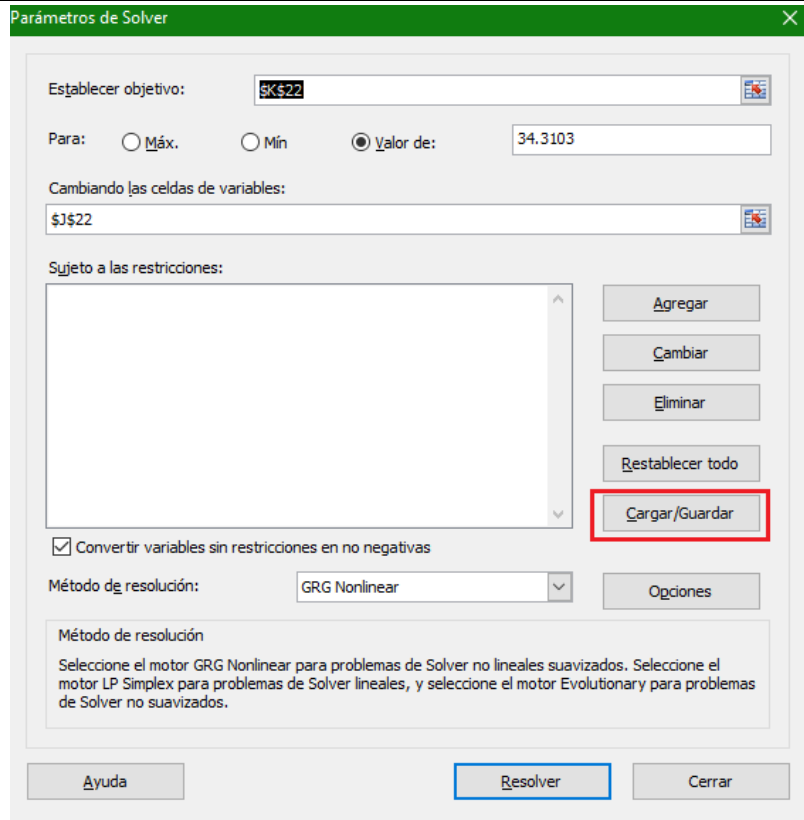


Imagen orientativa de la guía 2

En ese momento se abrirá la opción de seleccionar unas celdas de la hoja de cálculo, en esta primera ocasión usando el comando Solver, se seleccionarán todas las celdas de color gris que se encuentran debajo de la celda en la que aparece escrita la palabra "Diámetros".

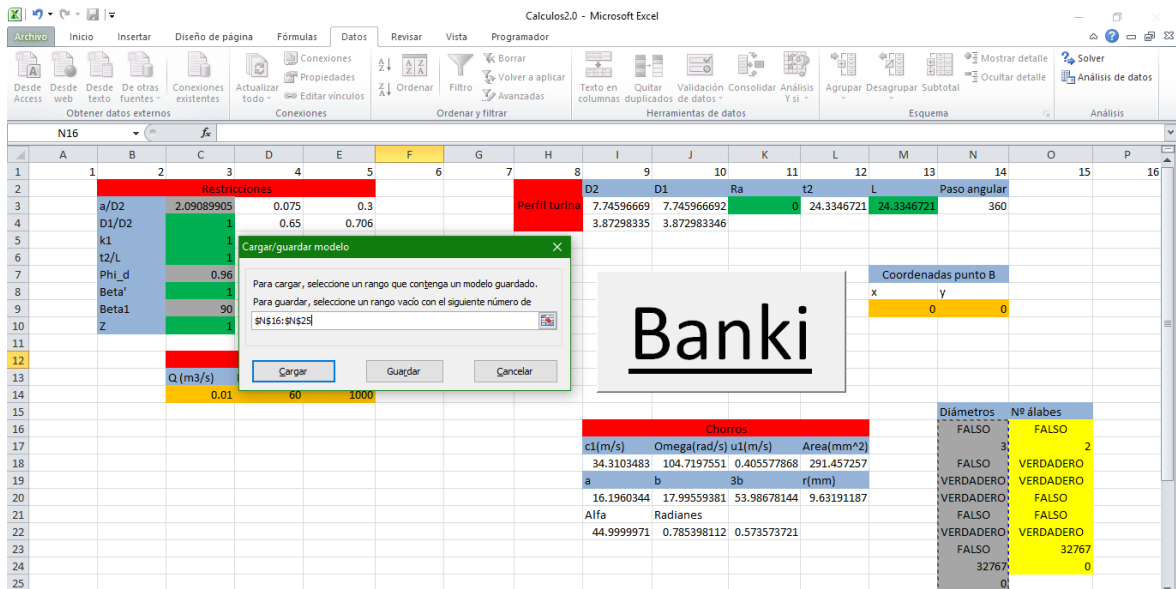


Imagen orientativa de la guía 3

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Una vez seleccionadas las celdas apropiadas se hará clic en el botón de CARGAR y se abrirá una ventana donde habrá que pulsar el botón de REEMPLAZAR. A continuación volverá a aparecer la ventana de la imagen 2, en esta ocasión será necesario introducir el dato del radio interior de los álabes del rodeté.

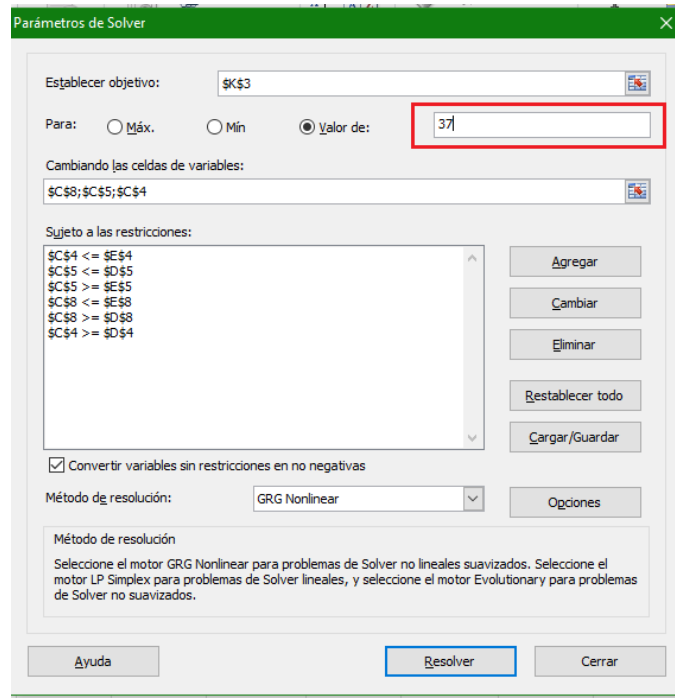


Imagen orientativa de la guía 4

Una vez introducido se pulsará el botón resolver y aparecerá la siguiente pantalla indicando que los cálculos son correctos. En caso de que aparezca una pantalla indicando que los resultados no son correctos se recomienda probar con otro radio o contactar con el autor de este trabajo.

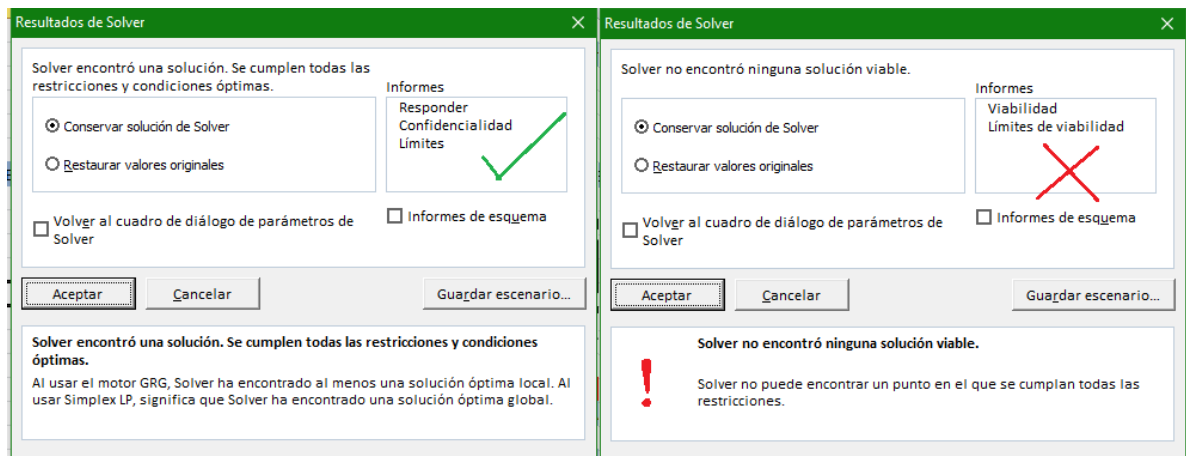


Imagen orientativa de la guía 5

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Si los cálculos son correctos en los parámetros de diámetros y radios serán correctos:

	H	I	J	K	L	M	N
7	8	9	10	11	12	13	14
Perfil turina	D2	D1	Ra	2	L	Paso angular	
	274.981818	194.1371632	36.99999909	863.880858	863.880858	360	
	137.490909	97.06858161					

Imagen orientativa de la guía 6

El resto de datos son útiles para el cálculo de número de álabes que se realizará posteriormente y aún deben ser actualizados.

Paso 3: en este paso se explicará el uso del gran botón de la hoja de cálculo donde pone Banki. Lo primero de todo será hacer clic en dicho botón, eso activará la programación que es capaz de dibujar un esquema de la geometría del rodete. Una vez se haya pulsado el botón aparecerá la siguiente ventana:

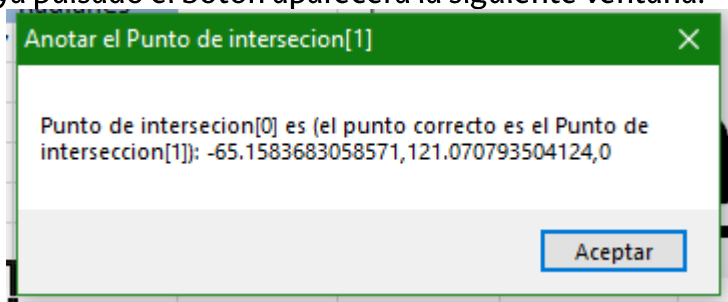


Imagen orientativa de la guía 7

Para el correcto funcionamiento de la hoja de cálculo es necesario que el usuario preste atención. En la primera venta que se abra aparecerán las coordenadas del Punto de intersección [0] y dos recordatorios de que el que se debe de anotar o memorizar es el Punto de intersección [1]. Es decir las primeras coordenadas que aparezcan **NO** se deben anotar. Se hará clic en el botón de aceptar y aparecerá una segunda ventana donde **SI** aparecerán las coordenadas válidas:

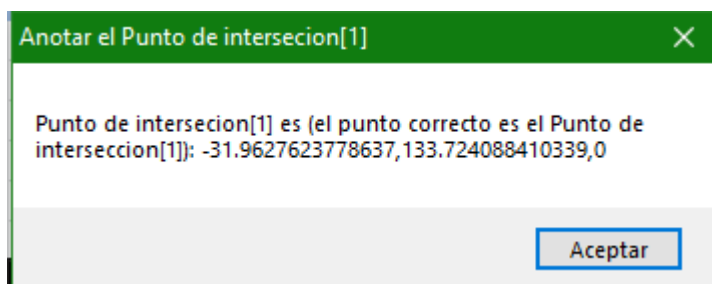


Imagen orientativa de la guía 8

Las coordenadas que aparecen en esta ventana se deben introducir en las siguientes celdas, también de color naranja:

Coordenadas punto B	
x	y
-31.9628	133.724

Imagen orientativa de la guía 9

Antes de continuar al siguiente paso es necesario abrir la venta de AutoCAD, puede que a primera vista no se aprecie pero en la ventana de AutoCAD, en la parte inferior izquierda ha aparecido un dibujo. Si se mueve la pantalla y se hace zoom se podrá observar mejor:

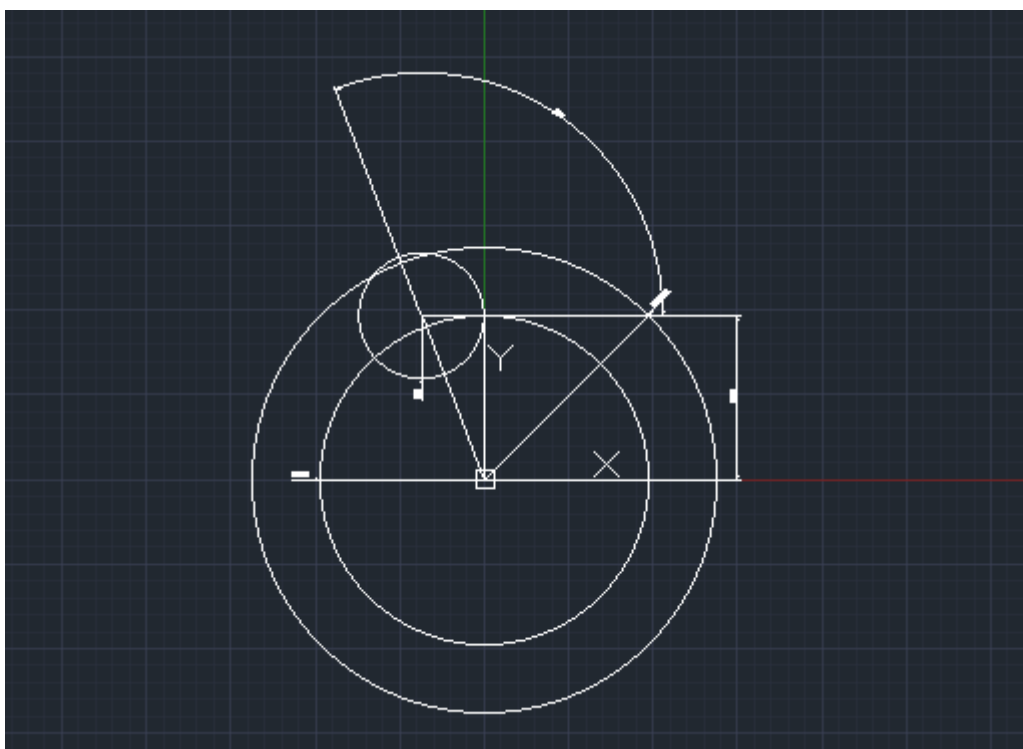


Imagen orientativa de la guía 10

Este esquema del rodete aún no es válido ya que hay que cuando se dibujó las coordenadas del punto B no eran las correctas. En consecuencia se deberá eliminar este primer esquema seleccionando todo lo que aparece y pulsando el botón de suprimir.

Paso 4: en este paso se repetirá el procedimiento del paso 3, se hará clic en el botón Banki, en esta ocasión como las coordenadas del punto B están correctamente introducidas no será necesario anotar nada, se podrán ignorar las dos ventanas que aparezcan. En el documento Excel no se habrá modificado ningún parámetro, pero si se abre el documento AutoCAD se observará el esquema definitivo del rodete:

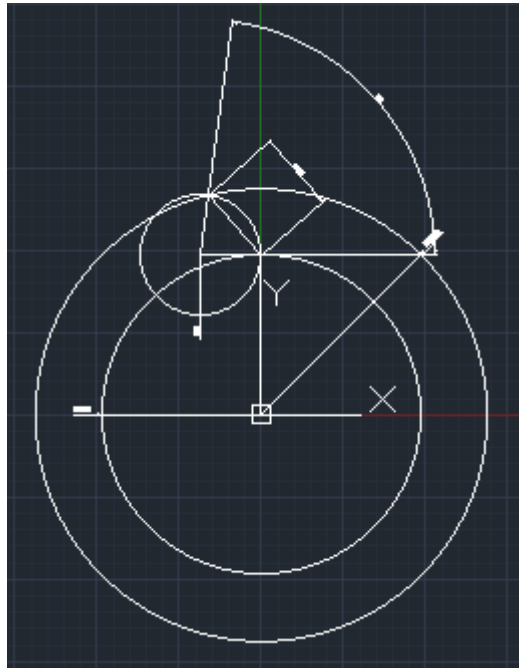


Figura 54: Vista general del esquema en AutoCAD

Para observar correctamente todas las medidas será necesario hacer zoom, aunque todos los parámetros que aparecen en el esquema también aparecen en la hoja de cálculo excepto dos.

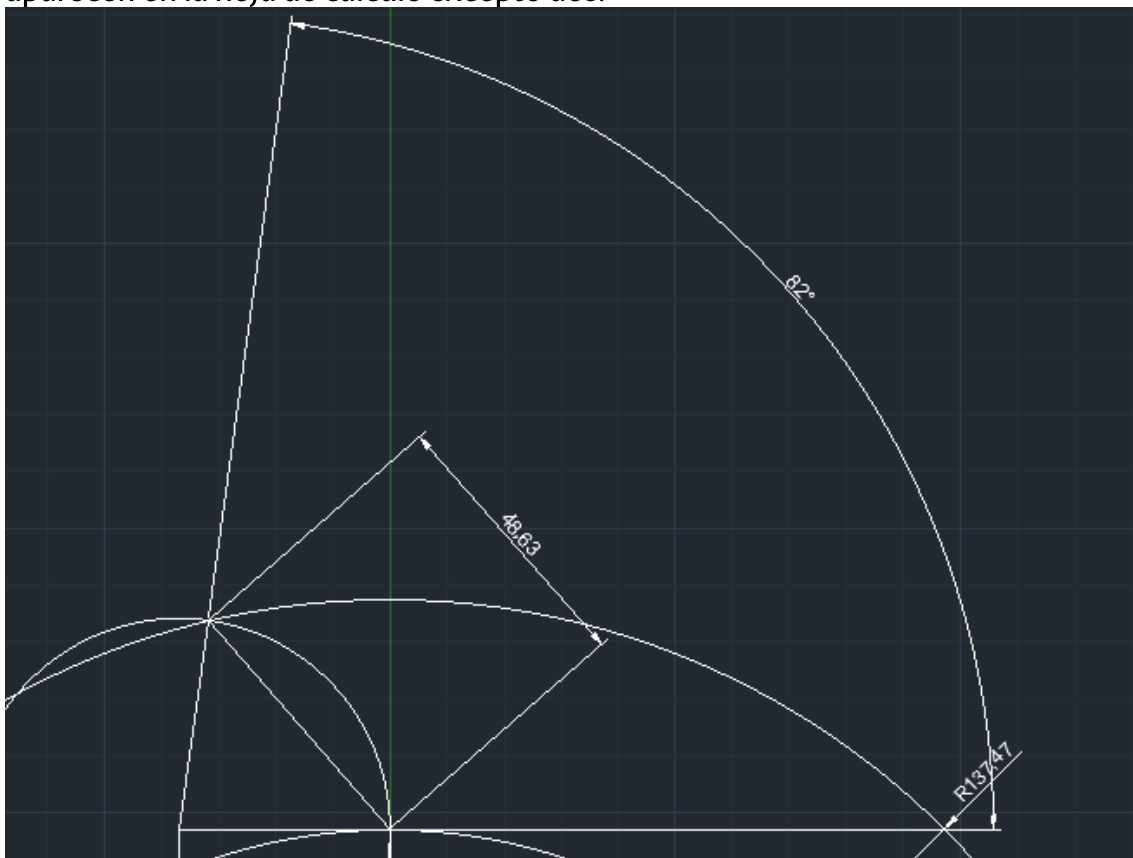


Figura 55: Datos de los álabes en el esquema en AutoCAD

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Esos dos datos son muy relevantes y necesarios para la fabricación. Se indica el ángulo del sector circular y la longitud de la cuerda de un álabe. Este último dato es necesario para la obtención del número de álabes. Al igual que con las coordenadas del punto B será necesario anotar la longitud de la cuerda del álabe.

Paso 5: en este paso se procederá a calcular el número de álabes óptimos para los las condiciones iniciales planteadas. Se volverá a usar el comando Solver, al igual que en el paso 2 se deberá hacer clic en Solver dentro de la pestaña de Datos. En este caso en cuando se le dé al botón de Cargar/Guardar se seleccionará unas celdas diferentes. Éstas son de color amarillo y estarán situadas debajo de la celda donde pone "Nº álabes".

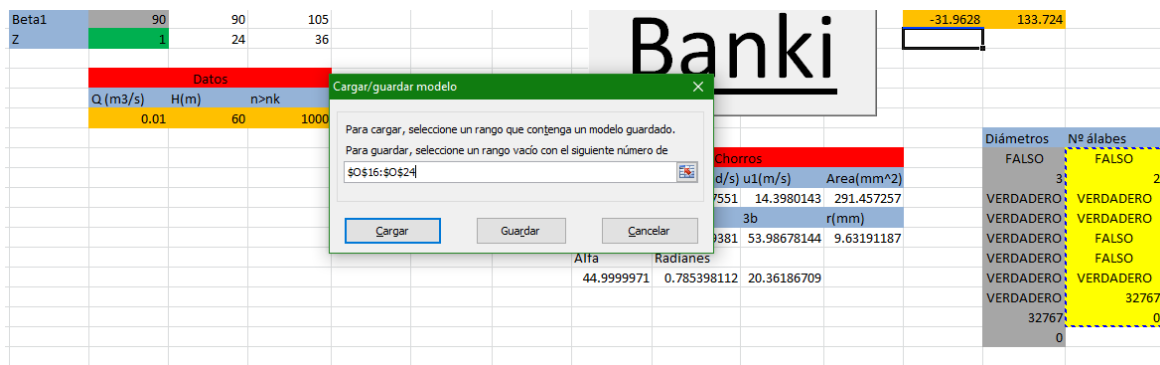


Imagen orientativa de la guía 11

Se seguirán los mismo pasos que en el paso 2, haciendo clic en Cargar y luego en Reemplazar. En esta ocasión en el hueco que se mostrará a continuación se deberá introducir el valor anotado anteriormente, el de la longitud de la cuerda del álabe.

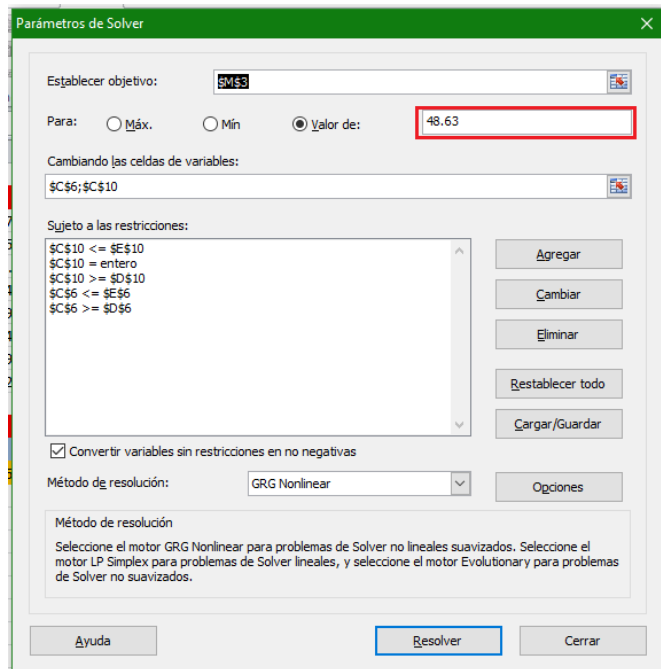
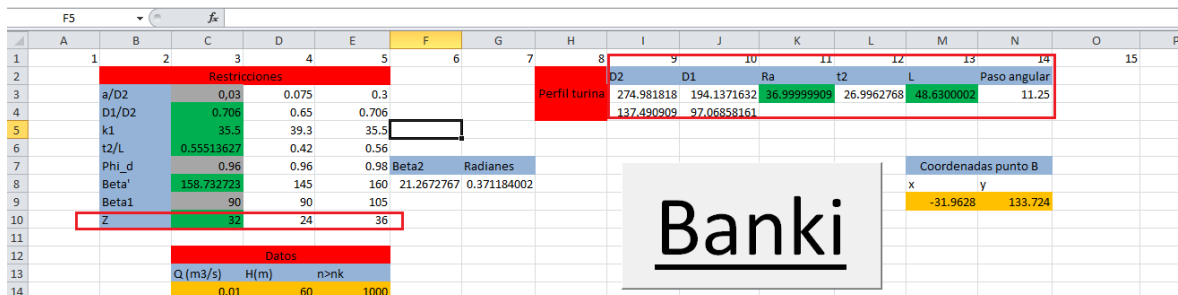


Imagen orientativa de la guía 12

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

En esta ocasión la probabilidad de que los cálculos fallen es prácticamente nula, por lo que la hoja de cálculo se actualizará y se podrá observar el número de álabes y el paso angular.



Restricciones	D2	D1	Ra	t2	L	Paso angular
a/D2	0.03	0.075	0.3			
D1/D2	0.706	0.65	0.706			
k1	35.5	39.3	35.5			
t2/L	0.55513627	0.42	0.56			
Phi_d	0.96	0.96	0.98	Beta2	Radianes	
Beta1	158.732723	145	160	21.2672767	0.371184002	
Beta1	90	90	105			
Z	32	24	36			
Datos						
Q(m3/s)	H(m)	n>nk				
0.01	60	1000				

Imagen orientativa de la guía 13

Todos los datos recuadrados en rojo son válidos y con ellos sería suficiente para poder fabricar el rodete propuesto.

Paso 6: en este paso se explicará el procedimiento para obtener un inyector y su colocación más óptima. Para el dimensionamiento del inyector se dan dos posibilidades, en función del área se puede obtener un chorro de sección rectangular o uno más fácil de lograr de sección circular, estos datos aparecerán automáticamente en la parte inferior.

Chorros			
c1(m/s)	Omega(rad/s)	u1(m/s)	Area(mm^2)
34.3103483	104.7197551	14.3980143	291.457257
a	b	3b	r(mm)
16.1960344	17.99559381	53.98678144	9.63191187
Alfa	Radianes		
12.512	0.218375596	34.30972234	

Imagen orientativa de la guía 14

Como se ha explicado en la teoría "a" se trata la altura del chorro y "b" de la anchura, en consecuencia la anchura del rodete debe ser mayor que el ancho del inyector o "b". Además también se plantea la posibilidad de que por culpa de la complejidad a la hora de la fabricación el chorro pueda ser circular, por eso se da el radio de ese posible inyector, la anchura del rodete cambiará también y deberá ser algo mayor al diámetro del inyector.

A continuación se volverá a usar el comando Solver, en esta ocasión a la hora de cargar se usarán las celdas correspondientes a "Chorro" de color morado.

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

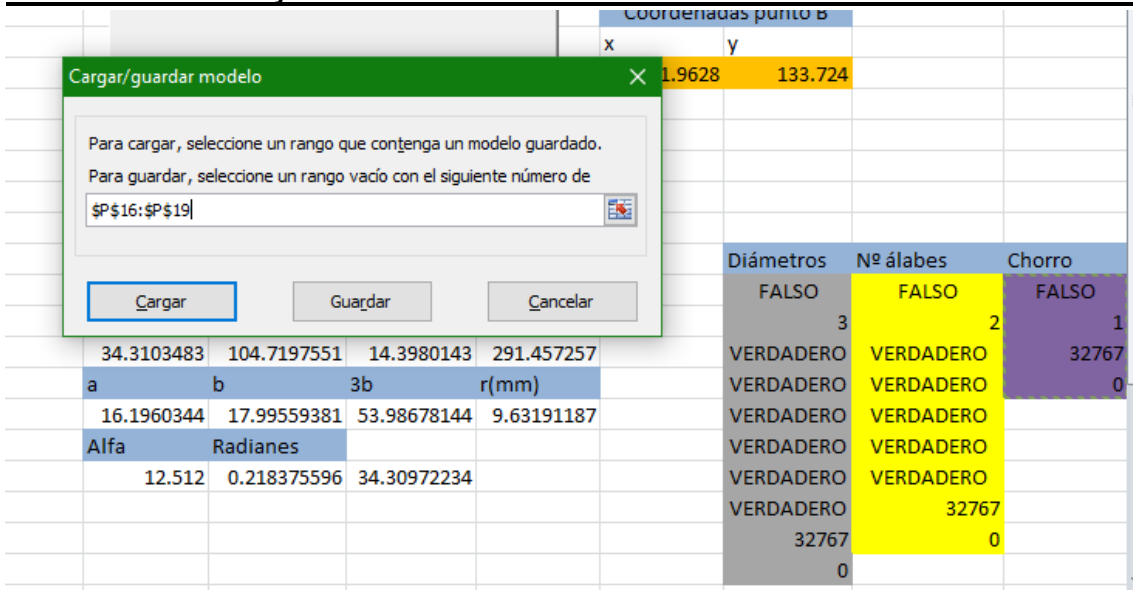


Imagen orientativa de la guía 15

Esta vez el dato que se ha de introducir en la venta de Solver antes de darle a calcular es el correspondiente al término de la velocidad absoluta.

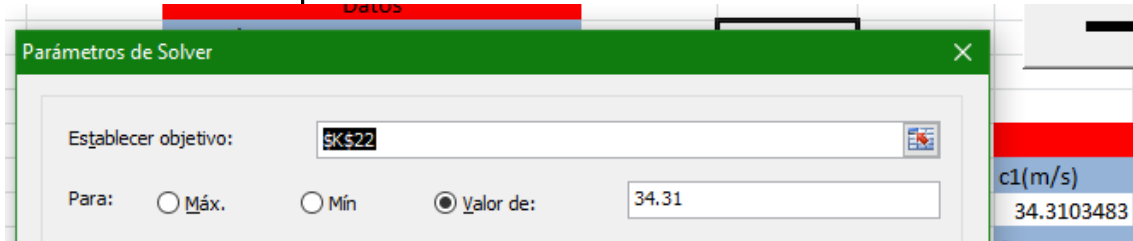


Imagen orientativa de la guía 16

Una vez introducido ese parámetro se puede hacer clic en Resolver y ver que se calcula para el valor alfa. Dicho valor es el ángulo que debe de formar el inyector con la tangente del diámetro exterior del rodete.

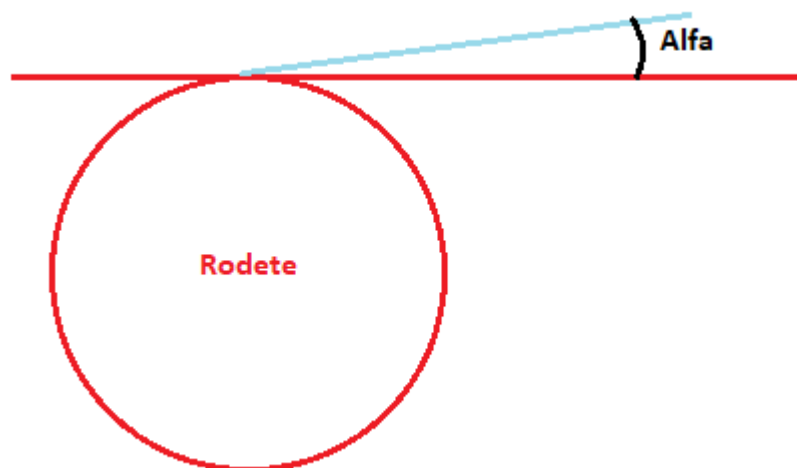


Imagen orientativa de la guía 17

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

En la imagen superior se indica cómo sería la colocación ideal del inyector, aunque es cierto que puede llegar a ser algo complejo de medir.

Con este último paso se han obtenido todos los parámetros necesarios para la fabricación un rodete una turbina de flujo cruzado, además de un esquema en AutoCAD con los parámetros más relevantes.

2.10.1.2. Resultados obtenidos a través de la hoja de cálculo

En esta sección se mostrarán los resultados de una turbina adecuada para las condiciones iniciales establecidas anteriormente de:

Caudal	0.01m/s
Altura	60m
Velocidad de giro del generador	1500r.p.m.
Velocidad de giro del rodete	1000r.p.m.
Diámetro interior de los álabes del rodete	37mm

Tabla 13: Parámetros iniciales de la hoja de cálculo

Estos son los datos obtenidos de los anteriores parámetros, que a su vez son las condiciones iniciales del montaje real:

Diámetro exterior	274.98mm
Diámetro interior	194.14mm
Número de álabes	32
Radio de los álabes	37mm
Espesor de los álabes	3mm
Sector de los álabes	82°
Paso angular	11,25°
Ángulo β_1	90°
Ángulo β_2	21,27°
Caudal	0.01m/s
Altura	60m
Velocidad de giro del generador	1500r.p.m.
Velocidad de giro del rodete	1000r.p.m.

Tabla 14: Parámetros de diseño obtenidos en la hoja de cálculo y datos relevantes

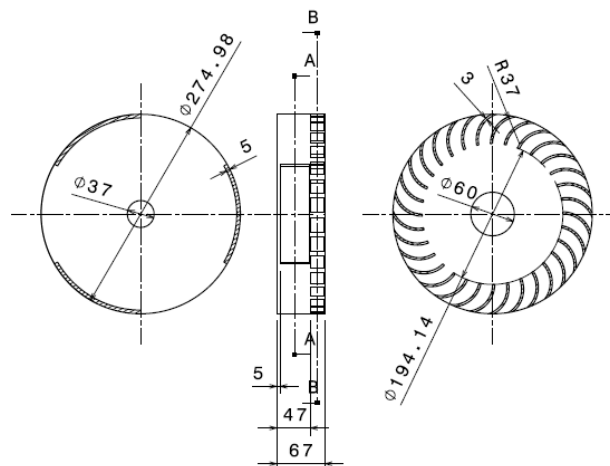


Figura 56: Rodete real

2.10.1.3. Triángulos de velocidades para un caso concreto

Se han calculado los triángulos de velocidades para el caso propuesto por EMAS, además al obtener los triángulos de velocidades es posible hallar el rendimiento hidráulico teórico. En total hay cuatro triángulos, uno al inicio y al final de los dos golpes del agua en el rodete.

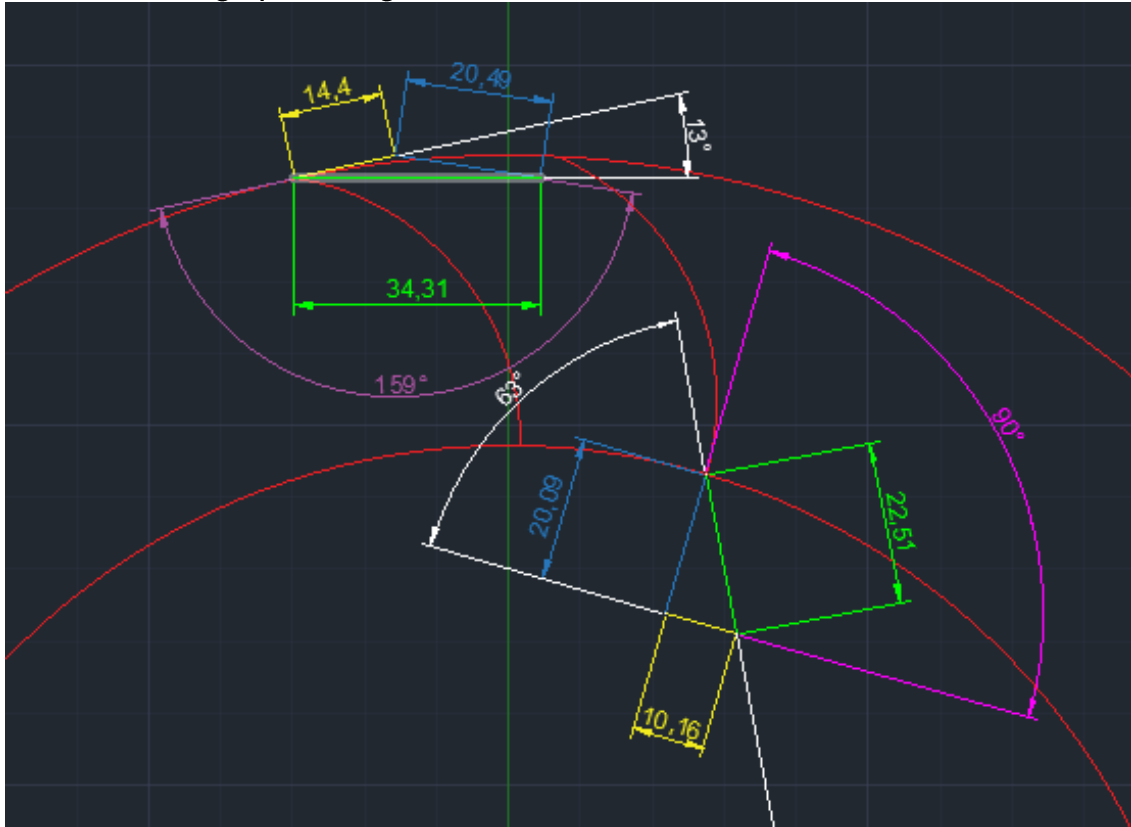


Figura 57: Triángulos del primer golpe

Línea de color verde	Velocidad absoluta
Línea de color amarillo	Velocidad de arrastre
Línea de color azul	Velocidad relativa
Arco de color blanco	Ángulo α
Arco de color morado	Ángulo β

Tabla 15: Guía de colores para los triángulos de velocidades

En función de la velocidad relativa se ha calculado el tiempo que tarda una gota de agua en recorrer el álabe en el primer golpe, con este tiempo se ha hallado cuanto gira el álabe y con ello se ha podido dibujar lo que ha girado el álabe para indicar el lugar desde dónde es necesario dibujar el segundo triángulo de velocidades, como se muestra en la imagen superior.

Con los valores que aparecen en la figura superior se puede calcular la altura técnica en el primer golpe que es igual a:

$$H_{t1} = 38,58m$$

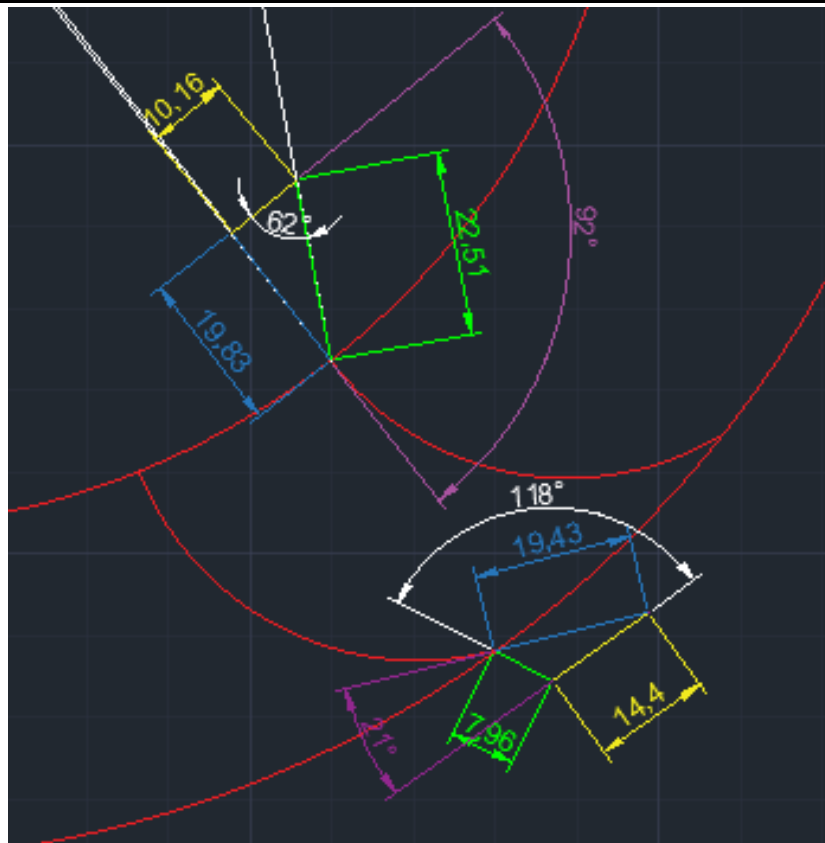


Figura 58: Triángulos del segundo golpe

Y por tanto la altura técnica en el segundo golpe y la total son las siguientes:

$$\begin{aligned}
 H_{t_2} &= 16,43m \\
 H_t &= 55m
 \end{aligned}$$

Con ese dato ya es posible calcular el rendimiento hidráulico teórico:

$$\eta_h = 91,67\%$$

Con el esquema de los triángulos de velocidades es posible también dibujar el recorrido del agua en el interior del rodete, para certificar que no impacta en el eje. Como se puede apreciar en la siguiente imagen en la que la trayectoria del agua entre el triángulo 2 y 3 está dibujada de color blanco no se produce ningún impacto en el eje.

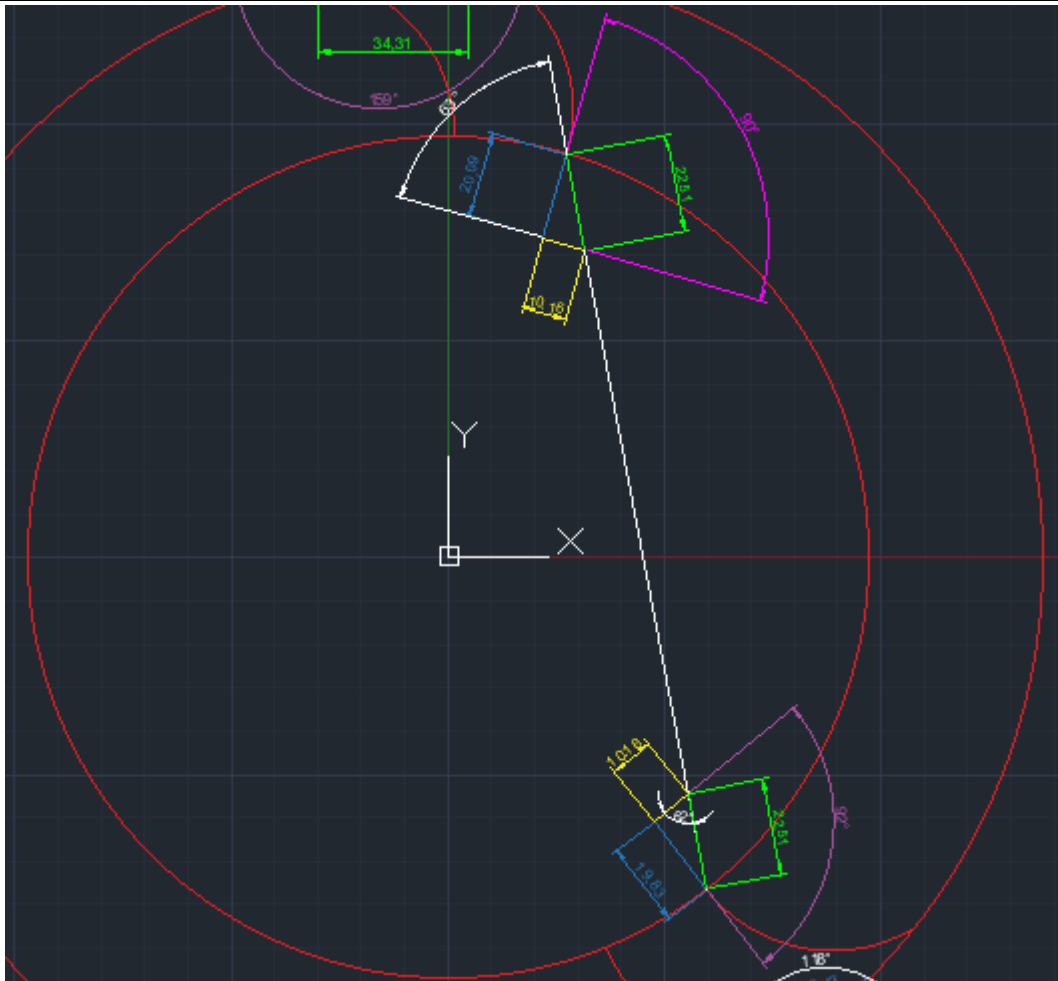


Figura 59: Trayectoria del agua en el interior del rodete

2.10.2. Resultados del montaje real

Para realizar un montaje real se deben de dimensionar todos los elementos que en él intervienen como son los rodamientos, la transmisión de potencia y el eje. El rodete ya ha sido dimensionado con anterioridad gracias a la hoja a de cálculo. Con las condiciones iniciales dadas por EMAS se ha obtenido una potencia que el eje debe de transmitir desde el rodete hasta el generador.

$$\begin{aligned}
 Pot_{eje} &= Pot_{generador} = 5886W \\
 \omega_{eje} &= 1000rpm & T_{eje} &= 56,21Nm \\
 \omega_{generador} &= 1500rpm & T_{generador} &= 37,47Nm \\
 i &= 1,5
 \end{aligned}$$

Con esos resultados intermedios es posible calcular las poleas y correa necesarias para transmitir esa potencia al generador.

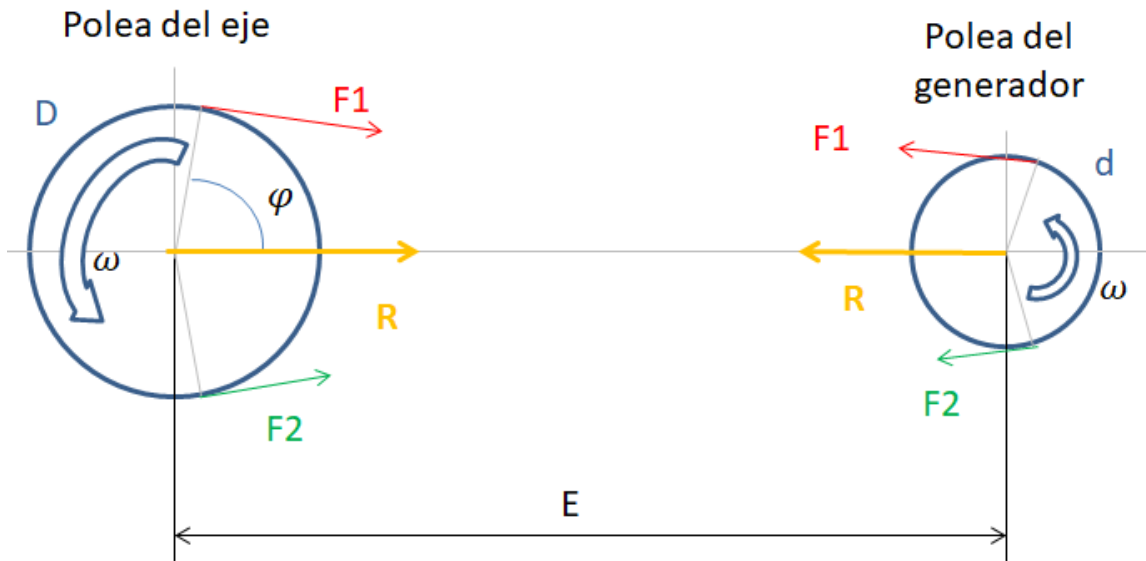


Figura 60: Esquema de fuerzas y parámetros de correas

D	101,9mm
d	71,3mm
F1	1452,13N
F2	348,9N
φ	88,5°
R	1800,4N

Tabla 16: Resultados de la transmisión por correas

Suponiendo que el par que se transmite por la fuerza del agua se ejerce mediante una fuerza a la distancia del radio medio de los álabes se obtiene el siguiente esquema de fuerzas.

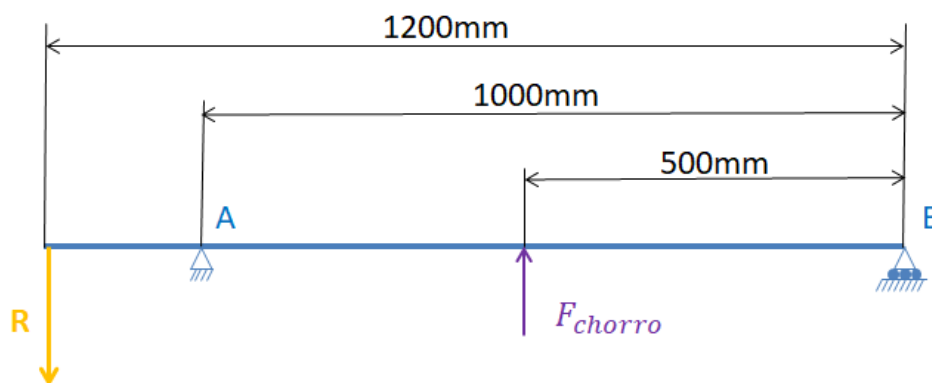


Figura 61: Esquema de fuerzas en el eje del montaje real

F_{chorro}	479,21N
Reacción en A	1920,9N
Reacción en B	599,N

Tabla 17: Fuerzas en el eje del montaje real

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Con esos datos se obtiene el dimensionamiento del eje a fatiga, ya que se ha comprobado que es la condición más crítica.

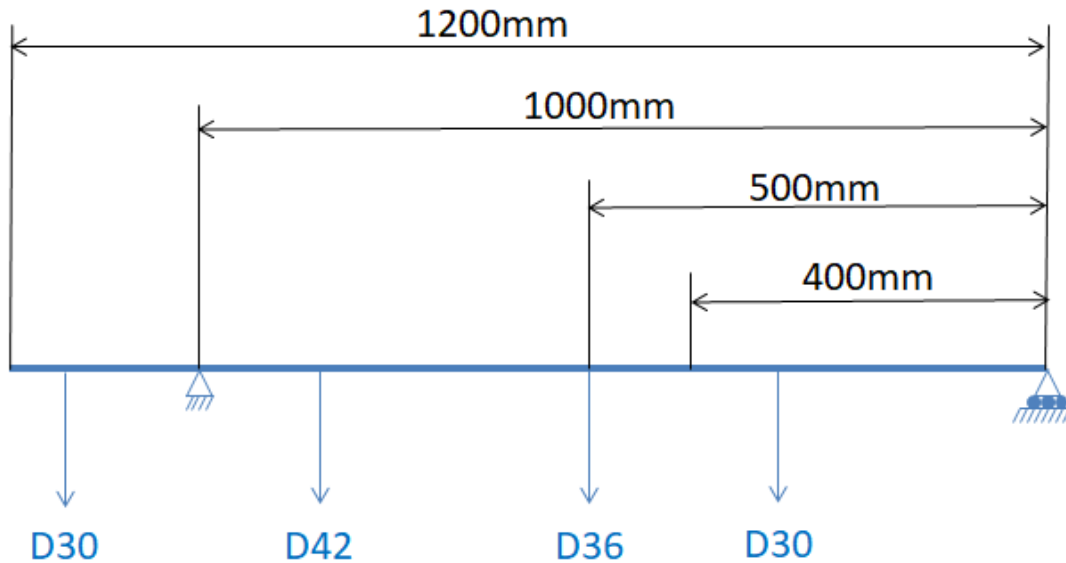


Figura 62: Diámetros del eje del montaje real

El eje está diseñado a vida infinita, sin embargo debido a la aleatoriedad del fenómeno de la fatiga sería necesario realizar un ensaño. También por la aleatoriedad de la fatiga se ha usado un Coeficiente de Seguridad alto:

$$CS = 1,88$$

Por motivos tensionales los diámetros del eje son bastante grandes y en consecuencia se han tenido que buscar unos rodamientos apropiados para esos diámetros aumentando de esta forma la duración de cada uno. Se han usado dos rodamientos iguales: 2307 K

Rodamiento	Duración	Fiabilidad
A	17,83años	90%
B	586años	90%

Tabla 18: Duración de los rodamientos en el montaje real

Los rodamientos están claramente sobre dimensionados, sin embargo esto puede ser bueno debido a la más que probable imposibilidad de realizar unos cambios periódicos y un mantenimiento adecuado.

Para unir la polea al eje ha sido necesaria una chaveta, cuyas dimensiones y coeficiente de seguridad son las siguientes:

Anchura	3mm
Altura	3mm
Largura	5mm
CS	1,16

Tabla 19: Parámetros de la chaveta del montaje real

2.10.3. Resultados de la simulación

Una vez realizada la simulación, se pueden visualizar los resultados finales, cuando la simulación ha convergido. A continuación se presentará el recorrido del agua, el campo de velocidades y de presiones en el primer golpe del agua, que es donde más energía se transmite.

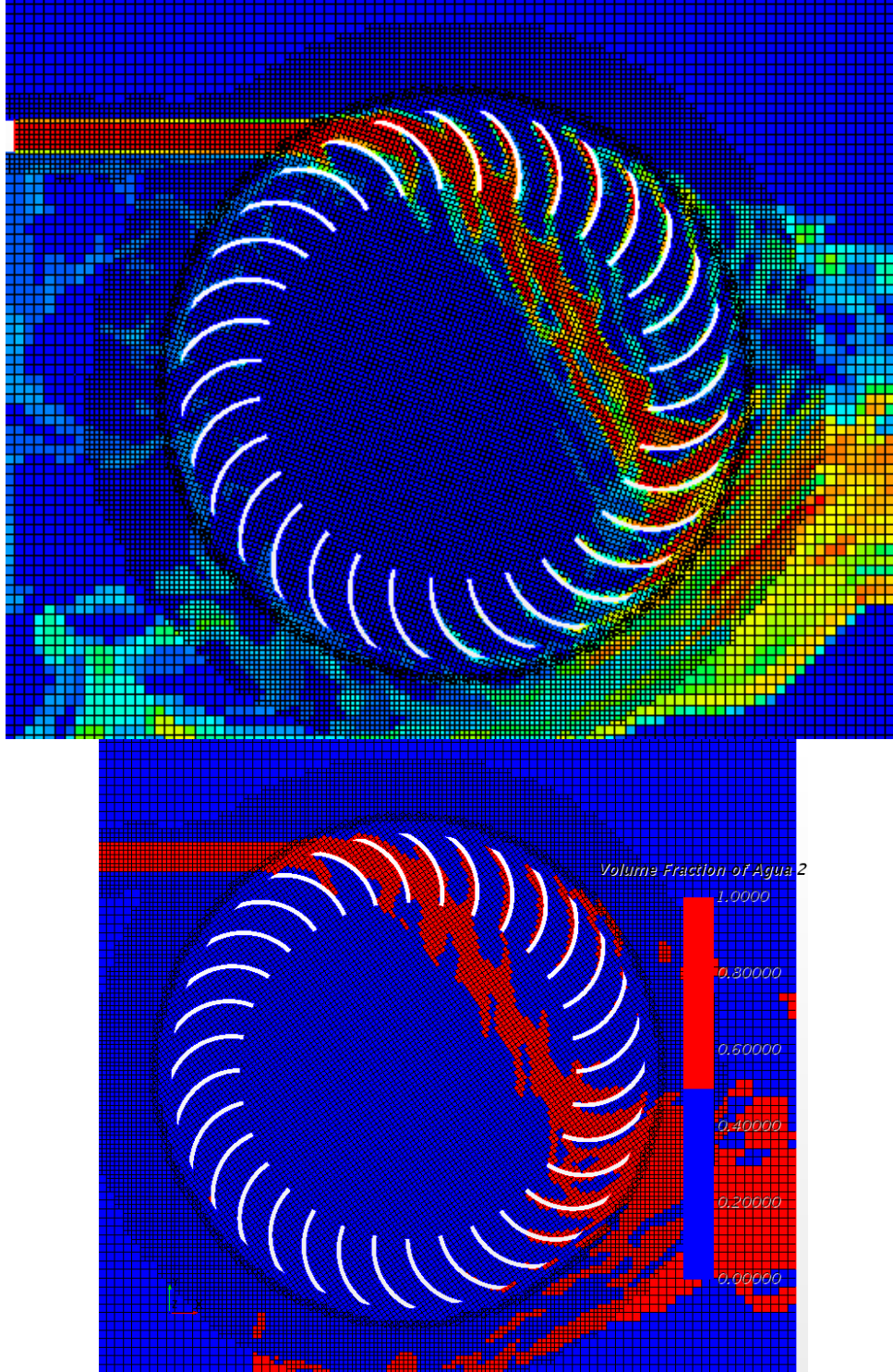


Figura 63: Recorrido del agua en el interior del rodete

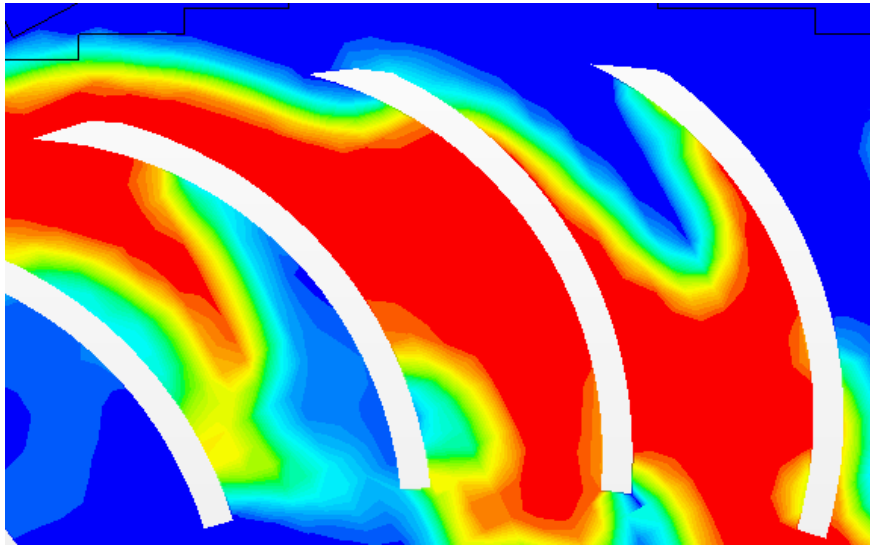


Figura 64: Recorrido del agua en el primer golpe

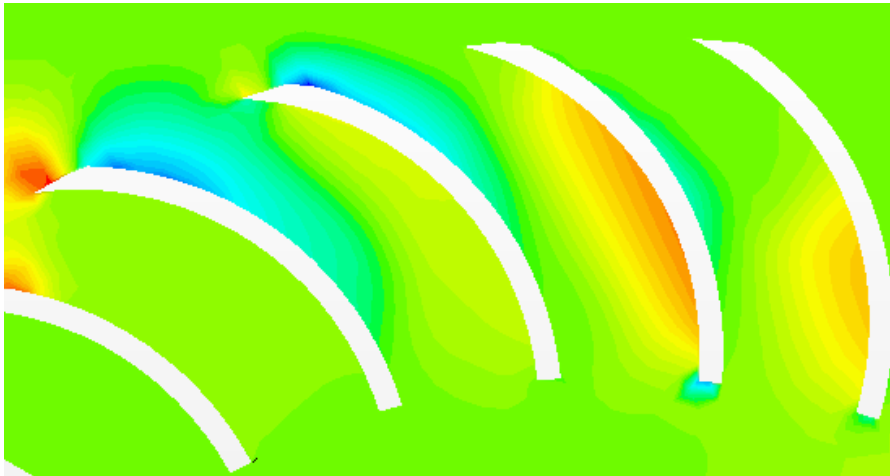


Figura 65: Campo de presiones en el primer golpe

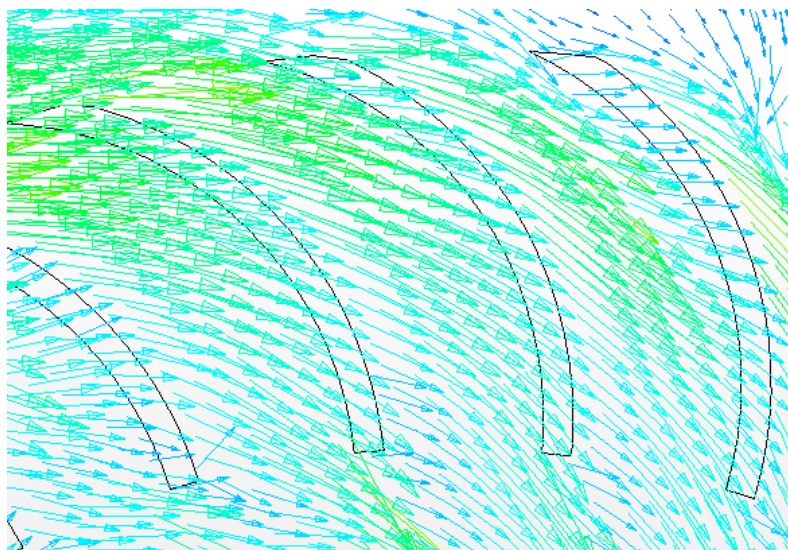


Figura 66: Vectores de velocidades en el primer golpe

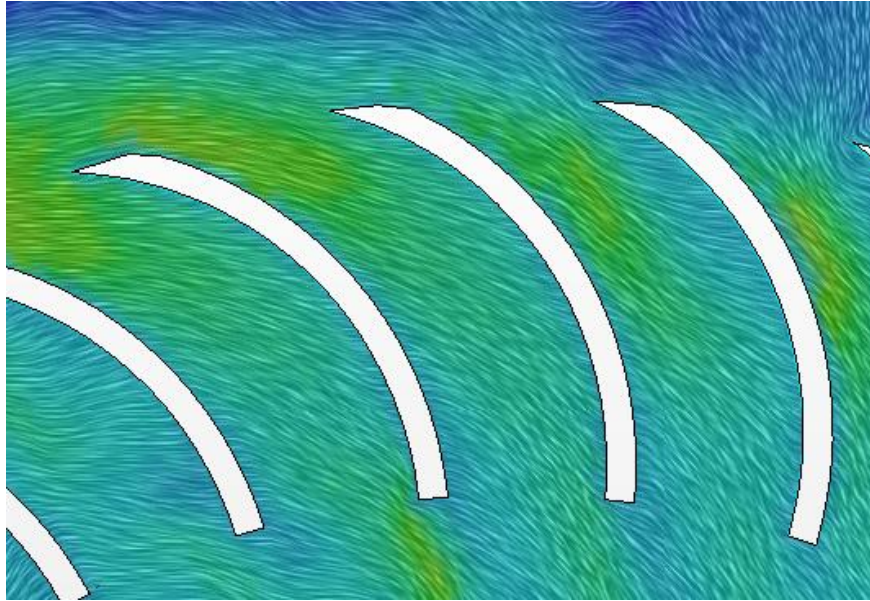


Figura 67: Campo de velocidades en el primer golpe

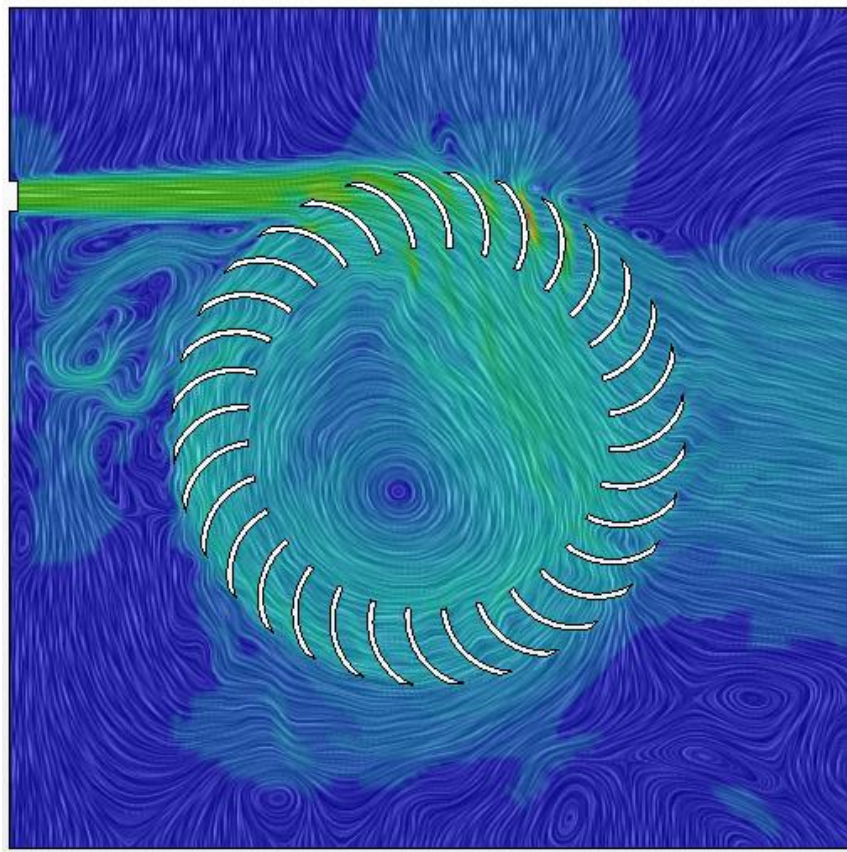


Figura 68: Campo de velocidades en el rodete

También se ha podido realizar un video en el cual se puede apreciar lo que sucede en el interior del rodete, al comienzo el rodete se deja girar libremente, sin

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

embargo con el paso del tiempo se le aplica un par de frenado observando de esta forma el correcto recorrido del flujo del agua en el interior del rodete.

https://youtu.be/SOWDAO_vUfg

Durante todo el video y la simulación se ha ido monitorizando los valores de velocidad angular y par obtenido por el rodete. Cuando se consiguió mantener a la velocidad angular deseada se obtuvieron los siguientes datos:

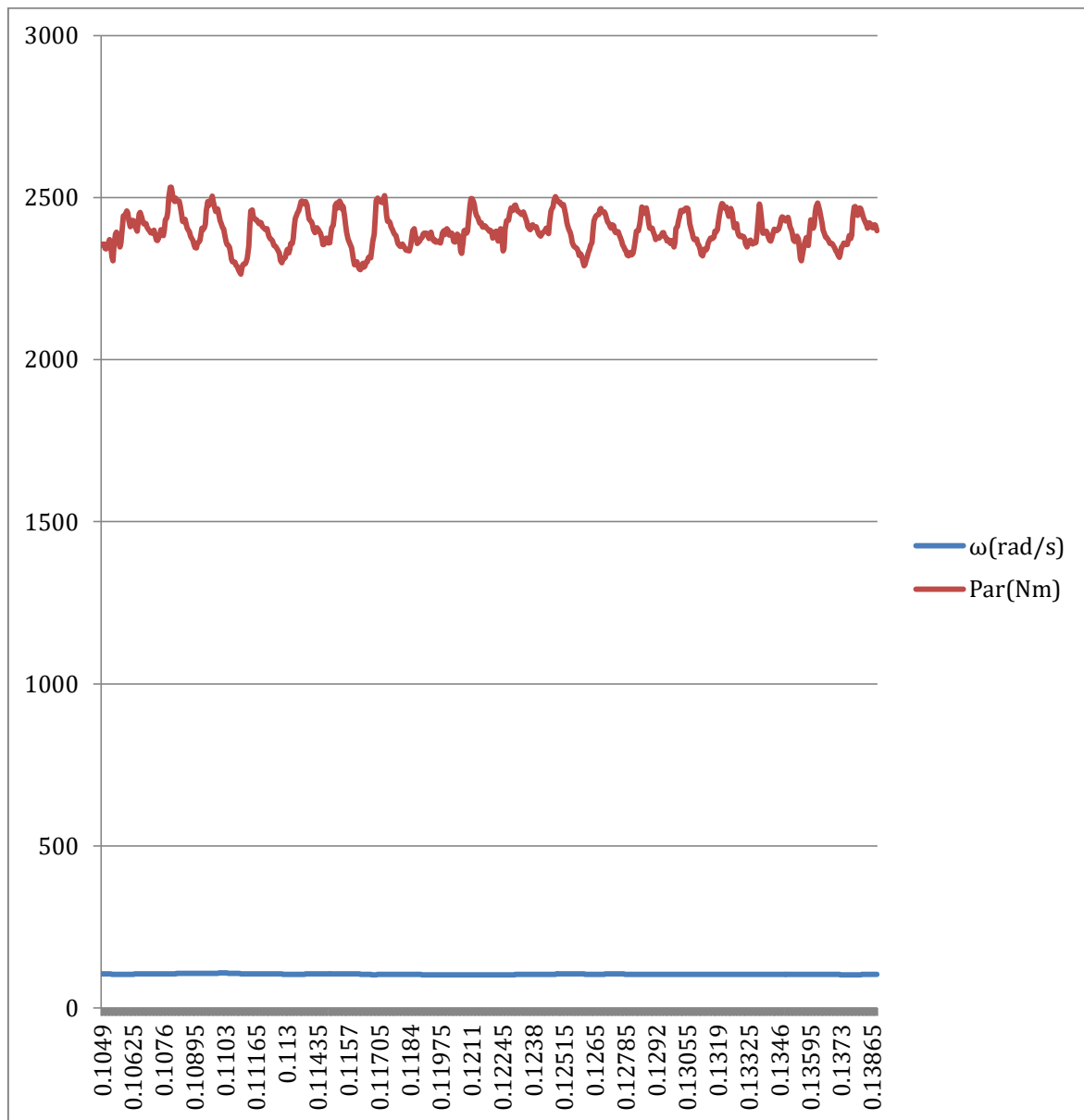


Gráfico 5: Velocidad y par obtenidos con la simulación estable

$$T_{medio} = 2397,28Nm$$

$$\omega_{media} = 104,06rad/s$$

$$Pot_{simu} = 249460,229W/m$$

$$\eta_h = 76,23\%$$

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

La simulación es capaz de devolver el par y la velocidad angular, para obtener la potencia, sin embargo por las peculiaridades del programa utilizado al realizar un ensayo en dos dimensiones usa la profundidad de un metro. Sabiendo la profundidad real del rodete se puede obtener la potencia que se obtendría.

$$Pot_{obtenida} = 44890,3W$$

El rendimiento obtenido entra dentro del abanico que propone la teoría, siendo cierto que es algo más bajo. Se ha comprobado que con las condiciones introducidas el chorro no llega a tocar el eje. Este hecho preocupa a EMAS debido a que por esa posibilidad deben de implementar sus turbinas en voladizo. Se ha comprobado que si el rodete gira a la suficiente velocidad, el eje no sufrirá ningún golpe por parte del agua.

Se destaca que el rendimiento obtenido es el hidráulico ya que la simulación no tiene pérdidas volumétricas, ya que el caudal entrante es igual al caudal que golpea en los álabes. Además tampoco es posible tener en cuenta los posibles rozamientos de los elementos mecánicos que provocan un rendimiento mecánico inferior a un

2.10.4. Resultados del modelo

A la hora de fabricar el rodete se ha hecho en 3 partes por dos razones: la primera es que no se puede fabricar mediante una impresora 3D un rodete iguala al del montaje real y dos una de los lateras es de metacrilato para que se posible la visualización del flujo del agua.

Como se ha mencionado anteriormente para fabricar un rodete que se pudiese fabricar y ensayar se han utilizado las leyes de semejanza en turbo máquinas, obteniendo el siguiente rodete:

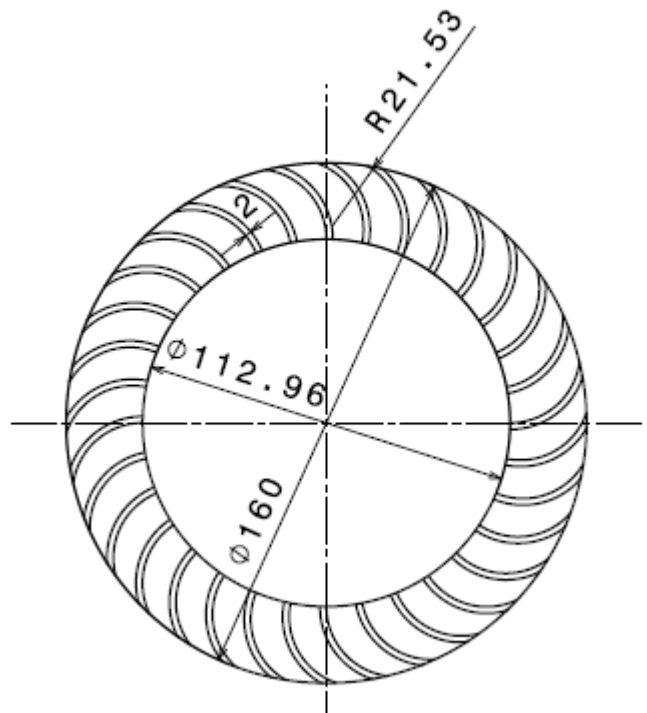


Figura 69: Rodete del modelo

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Diámetro exterior	160mm
Diámetro interior	112.96mm
Número de álabes	32
Radio de los álabes	21,53mm
Espesor de los álabes	2mm
Sector de los álabes	82°
Paso angular	11,25°
Ángulo β_1	90°
Ángulo β_2	21,27°
Caudal	0.01m/s
Altura	15m
Velocidad de giro del generador	1500r.p.m.
Velocidad de giro del rodete	860r.p.m.
Potencia	250W

Tabla 20: Parámetros del rodete del modelo

Para la fabricación del modelo ha sido necesaria la ayuda de una impresora 3D la cual ha permitido realizar un rodete y varios inyectores por un coste muy bajo.



Figura 70: Corona y álabes del rodete impreso en 3D

Al comienzo se planteó el siguiente montaje para poder regular correctamente la velocidad de giro de la turbina y observar el comportamiento del agua en el interior del rodete. A continuación se presentará un video con un enlace a YouTube y unas imágenes del modelo:

Video: <https://youtu.be/gbzb-LwXC6E>

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

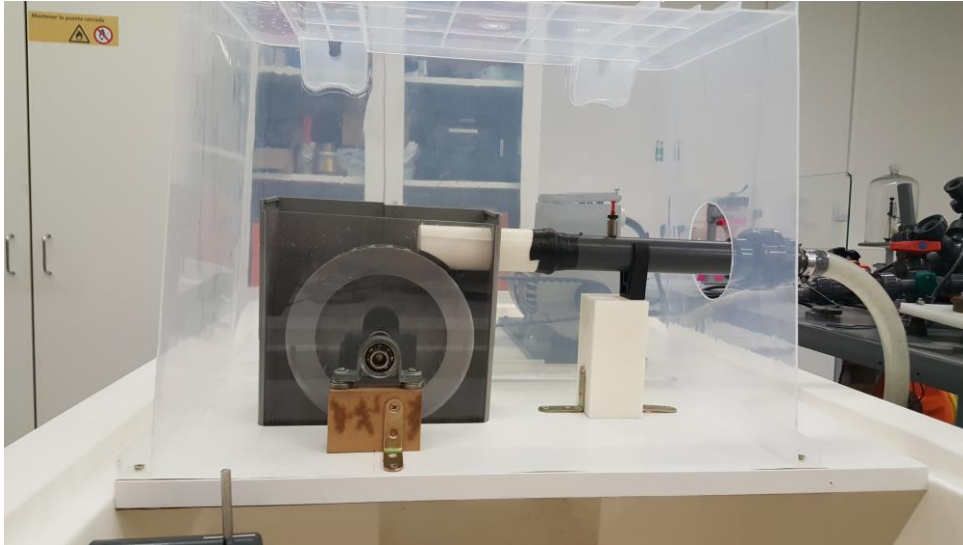


Figura 71: Imagen frontal del modelo

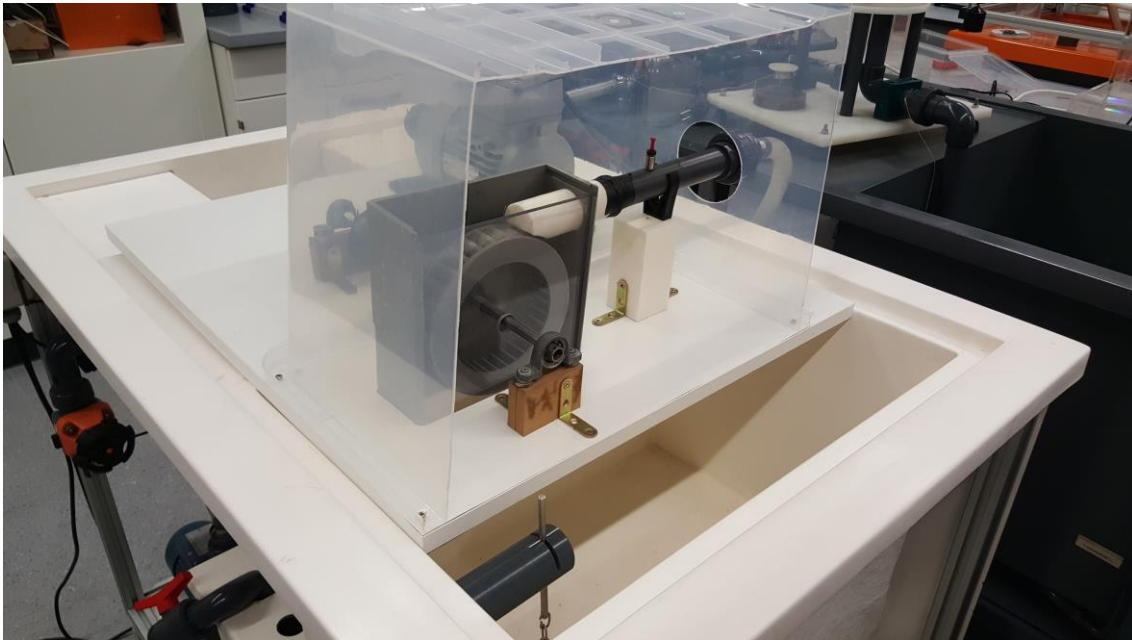


Figura 72: Imagen posterior del modelo

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

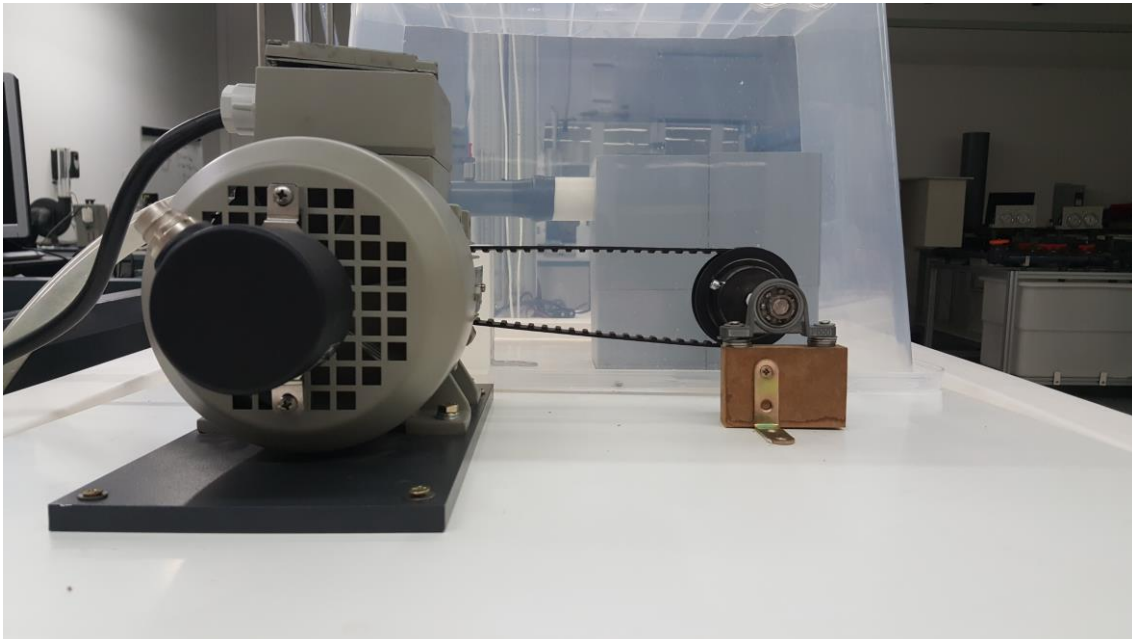


Figura 73: Imagen posterior del modelo

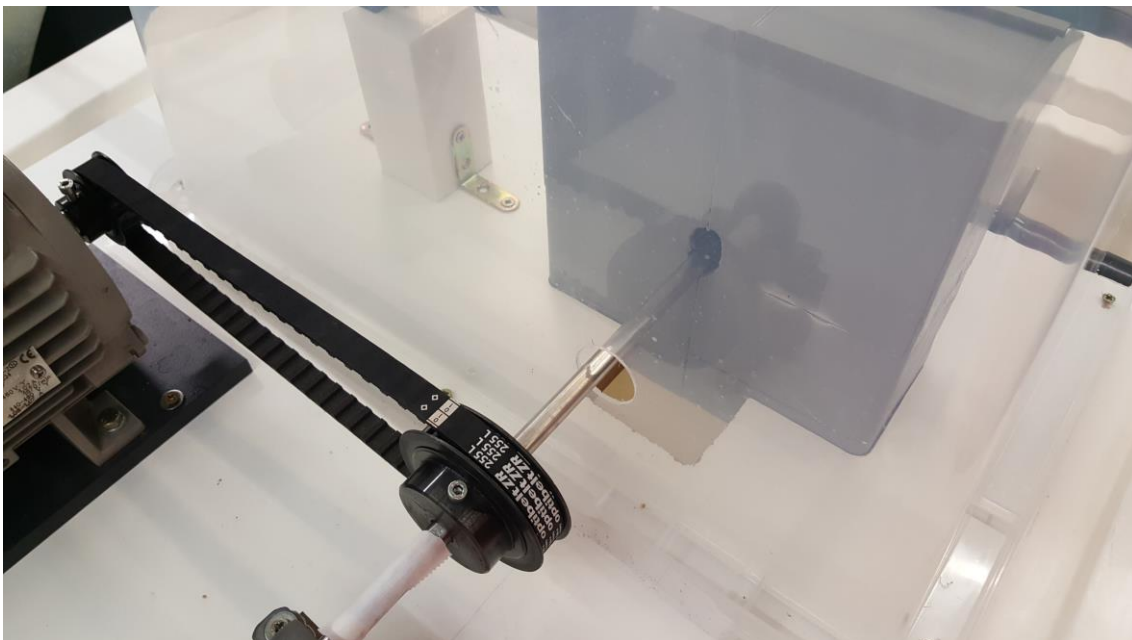


Figura 74: Imagen superior del modelo

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

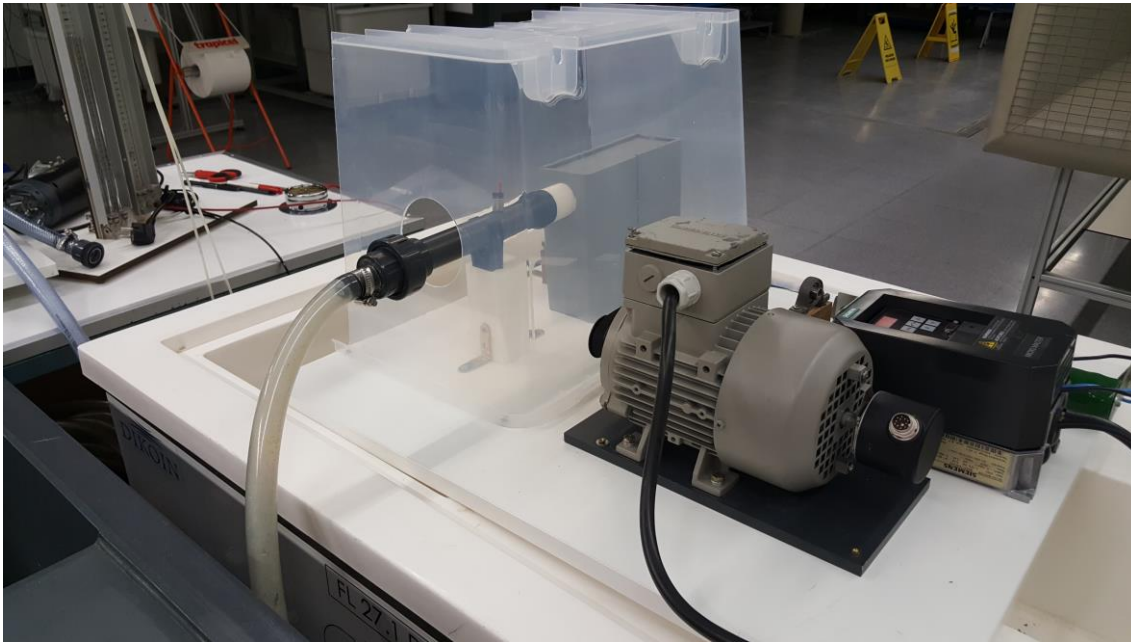


Figura 75: Montaje del modelo

Para llegar a transmitir potencia se ha realizado un dimensionamiento de una correa sincronizante cuyos datos son los siguientes:

Relación de transmisión i	1,75
Diámetro de la polea en el eje	63,7mm
Diámetro de la polea en el generador	36,5mm

Tabla 21: datos de las poleas en el modelo

Ante la imposibilidad de obtener cálculos con el montaje anterior se decide modificar. Se dispone de un motor de corriente continua de 270W el cual se acopla directamente al eje. En el montaje anterior era necesario un variador de frecuencia y conectar el motor a la red debido a que el motor se trataba de un motor asíncrono. Así resultó el nuevo montaje:

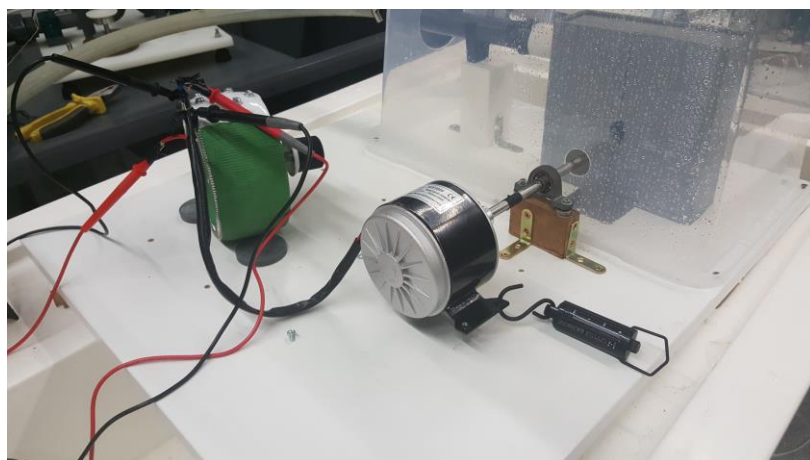


Figura 76: Perspectiva y nuevo montaje del modelo



Figura 77: Motor de corriente continua y acoplamiento

Con dicho montaje ha sido posible medir la potencia eléctrica, velocidad de giro y par. Además se presentará los rendimientos obtenidos.

ω (rpm)	H(m.c.a.)	Q(m ³ /s)	T(Nm)	Pot _h (W)	Pot _{mec} (W)	Pot _{elec} (W)
740	10,3	0,0014	0,32	141,46	25	12

Tabla 22: Resultados del modelo

$\eta_{obtenido}$	η_{elec}	η_{total}	$\eta_m \cdot \eta_v$
17,67%	48%	8,47%	23,18%

Tabla 23: Rendimientos del modelo

El rendimiento obtenido mucho menor al de la simulación, existen varias razones por las que ha sucedido este hecho.

La primera es que no se ha logrado que la bomba sea capaz de trabajar en el punto de diseño, por lo tanto el rodete no está correctamente dimensionado para las condiciones hidráulicas.

Otra razón son las pérdidas volumétricas que se producen en el primer golpe, se ha podido observar que en dicho golpe el chorro se agranda y noto esa agua llega a hacer un segundo bloque. Este hecho se solucionaría con un distribuidor comercial de este tipo de turbinas, sin embargo en las zonas donde se pretende implementar la fabricación del este distribuidor es muy complicada.

Además existen rozamientos entre los componentes mecánicos, por lo que el rendimiento mecánico será inferior a uno.

TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

Finalmente se ha realizado un video comparativo entre realidad y simulación del comportamiento del chorro de agua en el interior del rodete en función de la velocidad de giro.

https://youtu.be/Zp3MT_YO4L8

2.10. NORMAS Y REFERENCIAS

2.10.1. Normas

UNE 157001/2002. Para la redacción de este proyecto.

2.10.2. Bibliografía

Abasolo Bilbao, M., Navalpotro Cuenca, S., & Iriondo Plaza, E. (2017). *Diseño de máquinas*. Bilbao.

Aceros Griñón. (s.f.). *Aceros Griñón*. Recuperado el 20 de Mayo de 2018, de <http://www.acerosgrinon.com/productos/calibrados/F113>

Agüera Soriano, J. (2002). *Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas*. Córdoba: Editorial Ciencia 3, S.L.

Federico Coz, T. (1995). *Manual de mini y micro centrales hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos*. Lima: Intermediate Technology Development Group.

Fernández Oro, J. M. (2012). *Técnicas numéricas de la ingeniería de fluidos*. Barcelona: Editorial Reverté.

Harvey, A. (1993). *MICRO-HYDRO DESIGN MANUAL. A guide to small-scale water power schemes*. Londres: Intermediate Technology Publications.

Mockmore, C., & Merryfield, F. (1949). *The Banki Water Turbine*. Corvallis, Oregon: Bullentin Series.

Ripoll Ruiz, M., & València Leonardo, E. (2002). Minicentrales hidráulicas. Su diseño y regulación en la actualidad (I). *Fluidos 276*.

Rodavigo S.A. (s.f.). *Rodavigo S.A*. Recuperado el 29 de Mayo de 2018, de <https://rodavigo.net/catalogos/LASIOM/07%20Transmisi%C3%B3n/LASIOM%2011%20Chavetas.pdf>

Schaeffler. (s.f.). *Schaeffler Medidas*. Recuperado el 01 de Junio de 2018, de https://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.ec.br.pr/23..-K*2307-K-TVH-C3

2.10.3. Programas usados

Catia V5R19: Se trata de un programa de dibujo asistido por ordenador, CAD (Computer Assisted Drawing). La utilización



TFG: Turbina de flujo cruzado

Memoria

de este programa ha sido necesaria para la realizar los planos y en el dimensionamiento de los dos montajes realizados.

Autocad 2018: Se trata de un programa de dibujo asistido por ordenador, CAD (Computer Assisted Drawing). Su uso es habitual en la realización de planos en arquitectura, posee la ventaja de una fácil programación a través de Visual Basic y Microsoft Excel. En el proyecto se ha usado para dibujar automáticamente un esquema del rodete que proponga la hoja de cálculo.



Star-CCM+: Es un programa de volúmenes finitos, perteneciente a Siemens y con el que es posible realizar simulaciones con fluidos. En el caso de este proyecto se ha usado para saber la eficiencia del diseño que ha realizado.

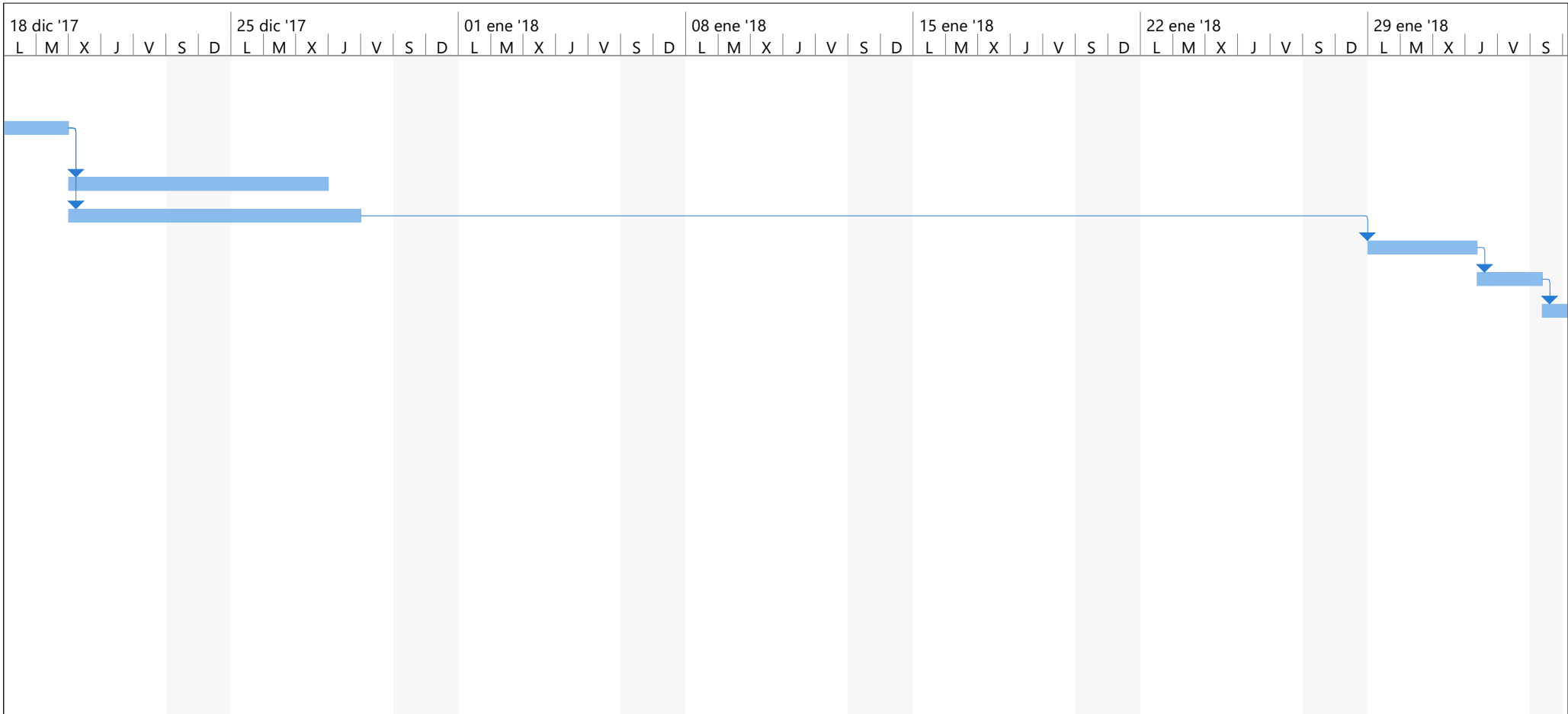


Cura: Se trata de un software que prepara los comandos que debe de seguir una impresora 3D después de introducirle una pieza diseñada mediante CAD. Se ha utilizado este programa para fabricar ciertas piezas de la maqueta realizada.

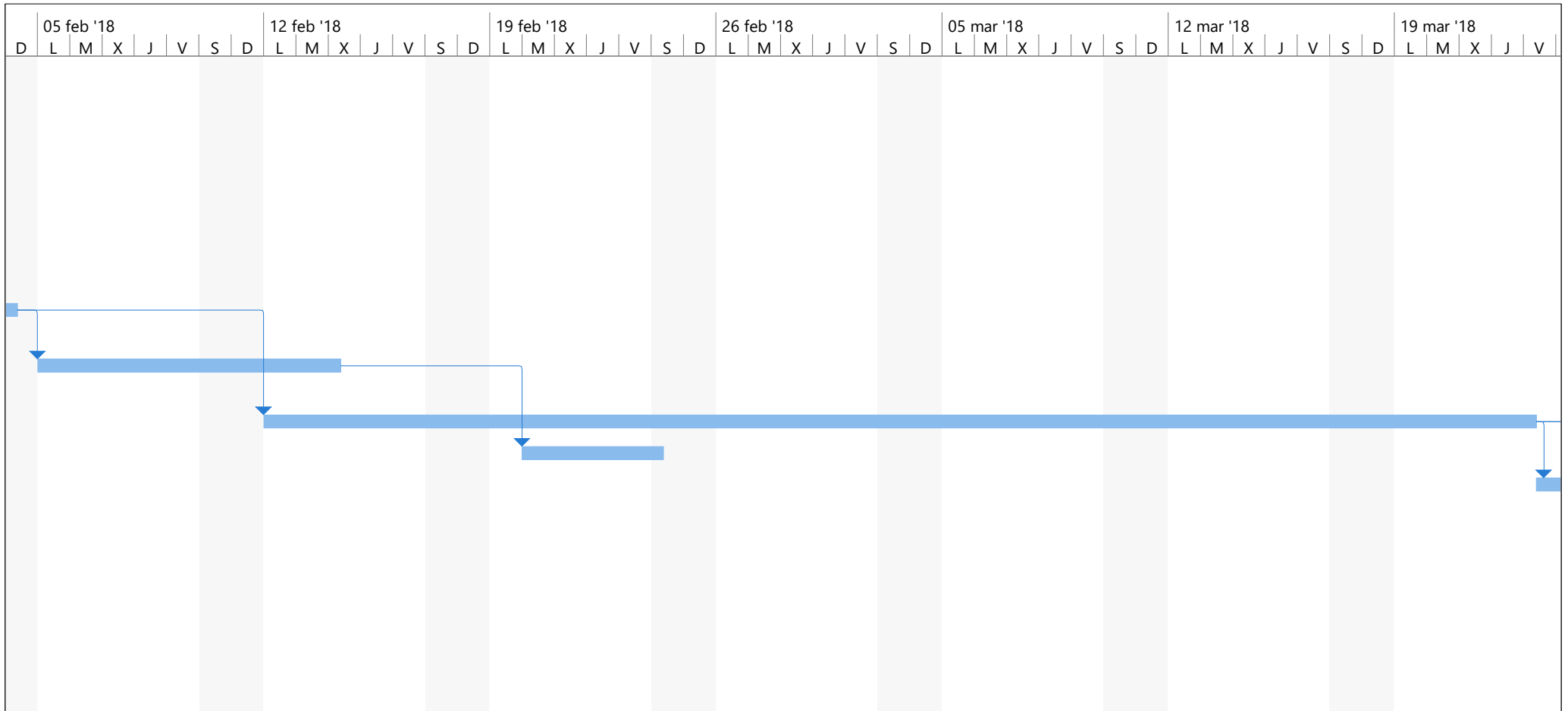


2.11. PLANIFICACIÓN

A continuación se mostrará un diagrama de Gantt de las tareas realizadas.

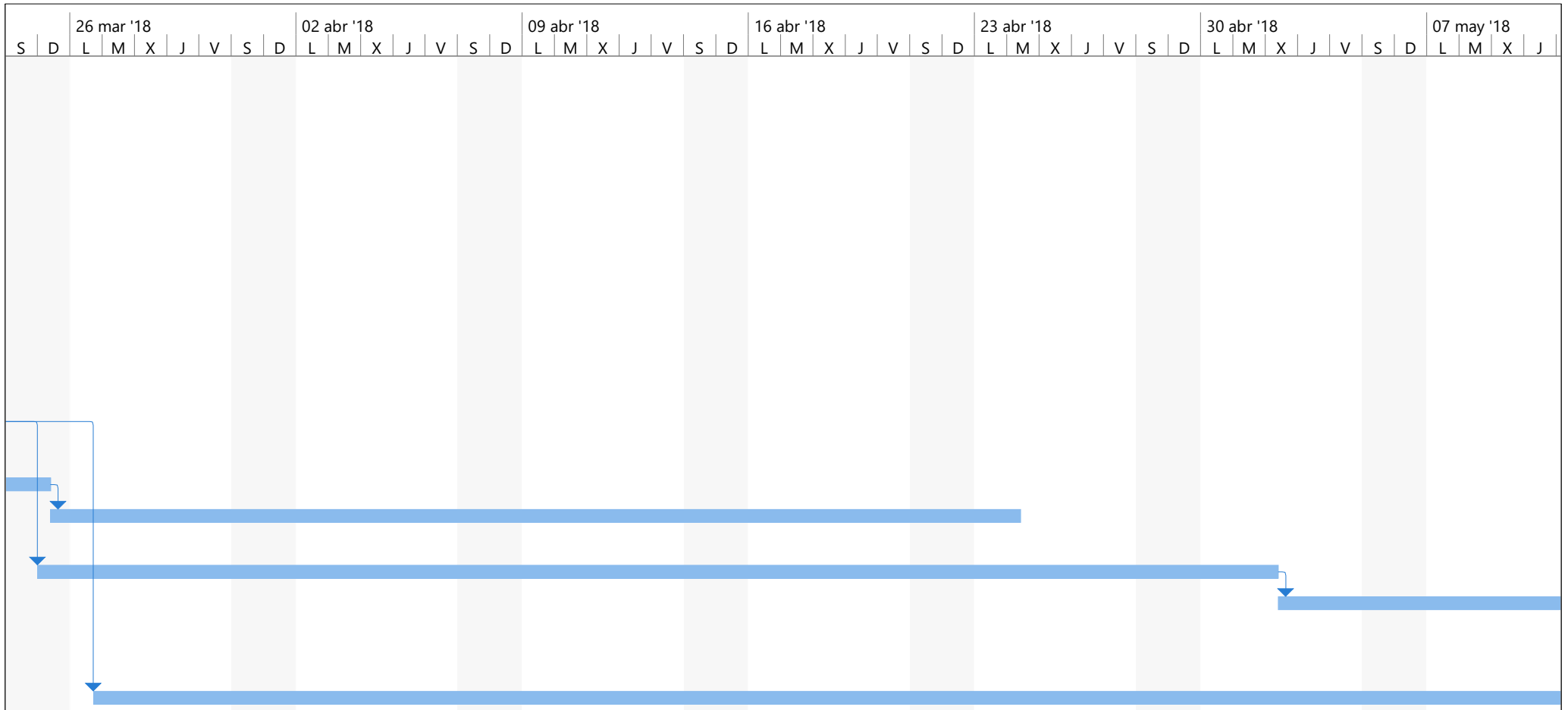


Proyecto: GantTFG Fecha: sáb 23/06/18	Tarea		Resumen inactivo		Tareas externas	
	División		Tarea manual		Hito externo	
	Hito		solo duración		Fecha límite	
	Resumen		Informe de resumen manual		Progreso	
	Resumen del proyecto		Resumen manual		Progreso manual	
	Tarea inactiva		solo el comienzo			
	Hito inactivo		solo fin			

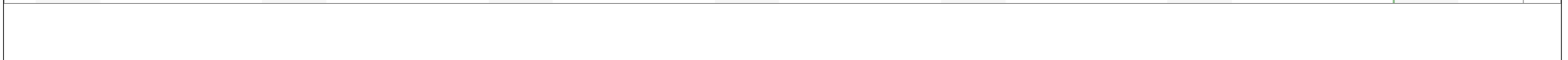
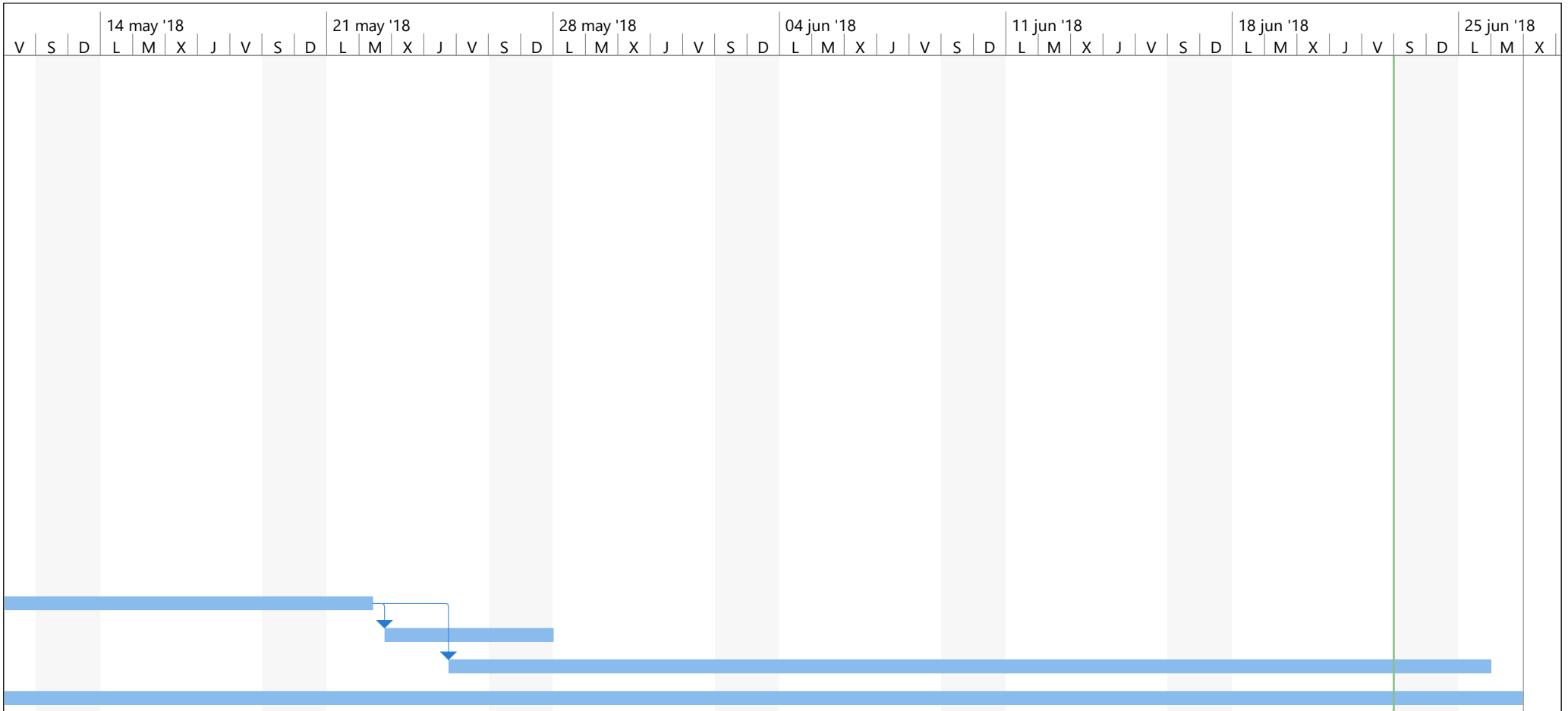


Proyecto: GantTFG
 Fecha: sáb 23/06/18

Tarea		Resumen inactivo		Tareas externas	
División		Tarea manual		Hito externo	
Hito		solo duración		Fecha límite	
Resumen		Informe de resumen manual		Progreso	
Resumen del proyecto		Resumen manual		Progreso manual	
Tarea inactiva		solo el comienzo			
Hito inactivo		solo fin			



Proyecto: GantTFG Fecha: sáb 23/06/18	Tarea		Resumen inactivo		Tareas externas	
	División		Tarea manual		Hito externo	
	Hito		solo duración		Fecha límite	
	Resumen		Informe de resumen manual		Progreso	
	Resumen del proyecto		Resumen manual		Progreso manual	
	Tarea inactiva		solo el comienzo			
	Hito inactivo		solo fin			



Proyecto: GantTFG Fecha: sáb 23/06/18	Tarea		Resumen inactivo		Tareas externas	
	División		Tarea manual		Hito externo	
	Hito		solo duración		Fecha límite	
	Resumen		Informe de resumen manual		Progreso	
	Resumen del proyecto		Resumen manual		Progreso manual	
	Tarea inactiva		solo el comienzo			
	Hito inactivo		solo fin			

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

**DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO
CRUZADO PARA APLICACIÓN EN
COMUNIDADES EN VIAS DE
DESARROLLO**

DOCUMENTO 3- ANEXOS

Alumno: Ayude Prieto, Unai

DNI: 72402639L

Director: Bidaguren Diego, Iñigo

DNI: 14606979R

Curso: 2017 - 2018

Fecha: Bilbao, 28 de junio de 2018

Índice

3.1. CATÁLOGOS	98
3.1.1. Acero para el dimensionamiento del eje	98
3.1.2. Rodamientos del montaje real	98
3.1.3. Chaveta del montaje real	99
3.1.4. Bomba del modelo	100
3.1.5. Abrazadera del modelo	102
3.2. CÁLCULOS	103
3.2.1. Cálculos de la hoja de cálculo	103
3.2.2. Cálculos para el montaje real	104
3.2.2. Cálculos de la simulación	114
3.2.3. Cálculos para el modelo	115
3.2. CÓDIGO DE LA PROGRAMACIÓN DE AUTOCAD	117

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Características del acero	98
Figura 2: Rodamientos utilizados	98
Figura 3: Chavetas normalizadas	99
Figura 4: Curva característica de la bomba del modelo	100
Figura 5: Geometría de la bomba	101
Figura 6: Catálogo de pinzas abiertas	102
Figura 7: Impresora 3D y sus componentes	102
Figura 8: Perfil de la turbina	104
Figura 9: Hoja de cálculo de la transmisión del montaje real	106
Figura 10: Fuerzas y parámetros de una transmisión por correas	106
Figura 11: Esquema de fuerzas en el eje del montaje real	107
Figura 12: Diagrama de momentos torsores en el eje del montaje real	108
Figura 13: Diagrama de momentos flectores en el eje del montaje real	108
Figura 14: Diámetros y radios de acuerdo del eje del montaje real	109
Figura 15: Concentración de tensiones en la sección A	110
Figura 16: Cálculo del valor q	111
Figura 17: Diagrama de Soderberg para tensiones normales	111
Figura 18: Esquema de deformaciones en el eje del montaje real	112
Figura 19: Diagrama de momentos flectores en el eje del montaje real	113
Figura 20: Nuevo montaje del modelo	116
Figura 21: Dinamómetro para obtener el par	116
Figura 22: Tacómetro para medir las revoluciones	116

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Dimensiones de la chaveta	114
Tabla 2: Condiciones iniciales para el rodete del modelo	115
Tabla 3: Mediciones del modelo	116

3.1. CATÁLOGOS

3.1.1. Acero para el dimensionamiento del eje

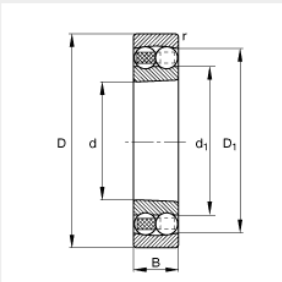
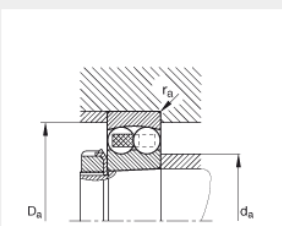
GRÑON	UNE	NUMERO	DIN
F113	F1130	1.1181	C35

Diámetro	R N /mm2
De 5 a 10 mm	650/1000
De 10 a 16 mm	600/950
De 16 a 40 mm	580/880
De 40 a 63 mm	550/840
De 63 a 100 mm	520/800

Figura 1: Características del acero

3.1.2. Rodamientos del montaje real

Rodamientos oscilantes de bolas 2307-K-TVH-C3
 medidas principales según DIN 630, con agujero cónico, conicidad 1:12

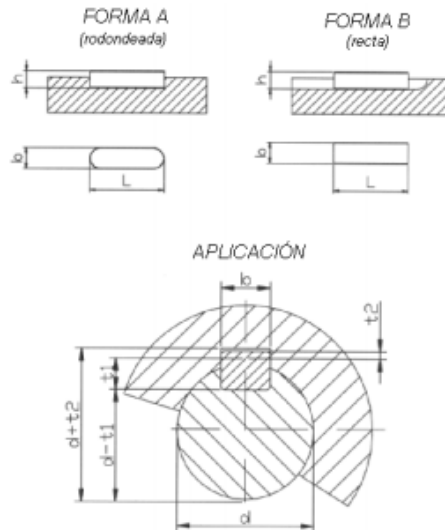
d	35 mm	
D	80 mm	
B	31 mm	
D₁	66,1 mm	
D_{a max}	71 mm	
d₁	46,9 mm	
d_{a max}	45 mm	
d_{a min}	44 mm	
r_{a max}	1,5 mm	
r_{min}	1,5 mm	
m	0,657 kg	Peso
C_r	40500 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C_{0r}	11100 N	Capacidad de carga estática, radial
C_{ur}	690 N	Carga límite de fatiga, radial
n_G	8900 1/min	Velocidad límite
n_B	9800 1/min	Velocidad de referencia
e	0,47	
Y₁	1,35	
Y₂	2,1	
Y₀	1,42	
	H2307	Referencia, manguito de fijación

Figura 2: Rodamientos utilizados

3.1.3. Chaveta del montaje real

Chaveta según la normativa UNI 6604-69 – din 6885

Forma A: los extremos con forma redondeada, con radio par hacia mitad de la base.
 Forma B: los extremos rectos.



Material:

- Acero C45 con R 59 daN/mm²
- Acero inox AISI 316 con R 59 daN/ mm²

La relación entre diámetro de eje y la sección de la chaveta se indica en la tabla de dimensiones de la pagina siguiente, si se refiere a las de uso normal.

El empleo de chavetas de sección más pequeña es posible si su resistencia es suficiente al esfuerzo que debe transmitir. El empleo de chavetas de sección más grande es desaconsejado.

En el caso de exigencia particular las formas A y B pueden ser combinadas, es decir un extremo redondeado y otro recto. En tal caso el símbolo de la forma es C.

En las tablas de a continuación también encontramos chavetas con secciones o largo especiales no unificados, el material y la tolerancia son las mismas que aquellas unificadas según la norma UNI 6604-69 – DIN 6885.

Tabla de tolerancia de chavetas y chaveteros de alojamiento (mm)

Campo de aplicación	Chaveta				Chavetero										
	Sección			Dim. nom. b	Largo						Profundidad				
	Diámetro eje d	Dimen normal $b \times h$	Toleran sobre		Tolerancia sobre b						Eje		Cubo		
			b^{H9}		h^*	Por eje			Por cubo			t_1	t_2		
				H9	N9	P9	D10	Js9	P9	Nom	Tol.	Nom	Tol.		
De 6	8	2x2	0	0	2	+0,025	-0,004	-0,006	+0,060	$\pm 0,012$	-0,006	1,2		1	
Más de 8	10	3x3	-0,025	-0,025	3	0	0	-0,031	+0,020		-0,031	1,8		1,4	
Más de 10	12	4x4			4							2,5	+0,1	1,8	+0,1
Más de 12	17	5x5	0	0	5	+0,030	0	-0,012	+0,078	$\pm 0,015$	-0,012	3	0	2,3	0
Más de 17	22	6x6	-0,030	-0,030	6	0	-0,030	-0,042	+0,030		-0,042	3,5		3,5	
Más de 22	30	8x7	0		8							5		3,3	
Más de 30	38	10x8	-0,036		10	+0,036	0	-0,015	+0,098	$\pm 0,018$	-0,015	5		3,3	
Más de 38	44	12x8		0	12	0	-0,036	-0,051	+0,040		-0,051	5		3,3	
Más de 44				-0,090								5		3,3	

Figura 3: Chavetas normalizadas

3.1.4. Bomba del modelo

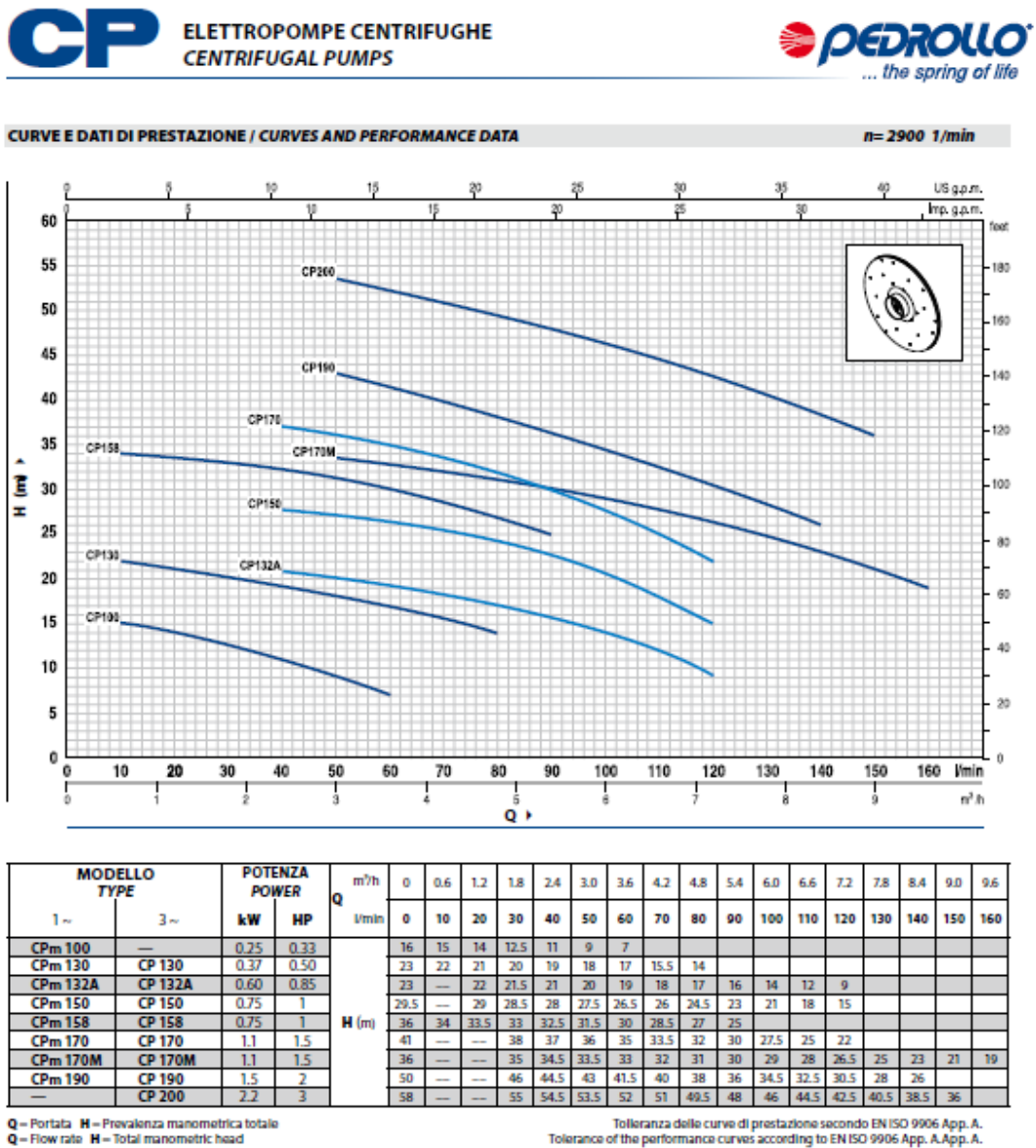
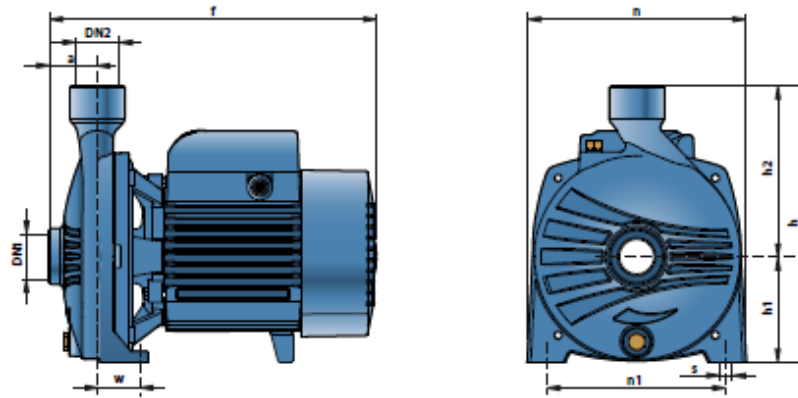


Figura 4: Curva característica de la bomba del modelo



DIMENSIONI E PESI / DIMENSIONS AND WEIGHTS



TIPO TYPE		BOCCHIE PORTS		DIMENSIONI mm DIMENSIONS mm										kg	
1~	3~	DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	n	n1	w	s	1~	3~	
CPm 100	—	1"	1"	34	247	187	77	110	148	118	45	10	6.6	—	
CPm 130	CP 130			42	259	205	82	123	165	135	41		7.6	7.1	
CPm 132A	CP 132A				285	240	92	148	190	160	38		8.3	8.0	
CPm 150	CP 150					12.4	11.4								
CPm 158	CP 158			1 1/4"	1"	51	367	260	110	150	206		165	44.5	11
CPm 170	CP 170	17.5	16.9												
CPm 170M	CP 170M	18.4	17.7												
CPm 190	CP 190	22.3	21.3												
—	CP 200	—	22.5												

VERSIONI CON GIRANTE IN TECNOPOLIMERO CPm...X, CP...X
VERSIONS WITH TECHNOPOLYMER IMPELLER CPm...X, CP...X

(8) Girante: acciaio inox AISI 304
 • Girante: ottone

(8) Impeller: AISI 304 stainless steel
 • Impeller: brass

Figura 5: Geometría de la bomba

3.1.5. Abrazadera del modelo

Pinzas - Pipe clips

PP. 20. OP

G4 | OPP 041



PINZA ABIERTA

OPEN PIPE CLIP

SIZE	PN	REF.	PACK	kg	Q(B)	Q(P)	CODE	EUR
20		11 20 020	B	2,2	500	60000	02132	0,38
25		11 20 025	B	2,1	350	42000	02133	0,41
32		11 20 032	B	2,2	225	27000	02134	0,52
40		11 20 040	B	2,1	150	18000	02135	0,62
50		11 20 050	C	4,6	150	9000	02136	0,77
63		11 20 063	C	3,5	100	6000	02137	0,89
75		11 20 075	C	4,9	80	4800	02138	1,20
90		11 20 090	C	5,2	50	3000	02139	1,38
110		11 20 110	C	4,2	35	2100	08908	2,67
125		11 20 125	C	4,4	30	1800	08909	3,03
140		11 20 140	C	3,6	15	900	10955	3,24
160		11 20 160	C	4,0	15	900	08910	3,98
200		11 20 200	C	3,8	10	600	08911	4,87
225		11 20 225	C	2,8	4	240	10957	7,75

Figura 6: Catálogo de pinzas abiertas

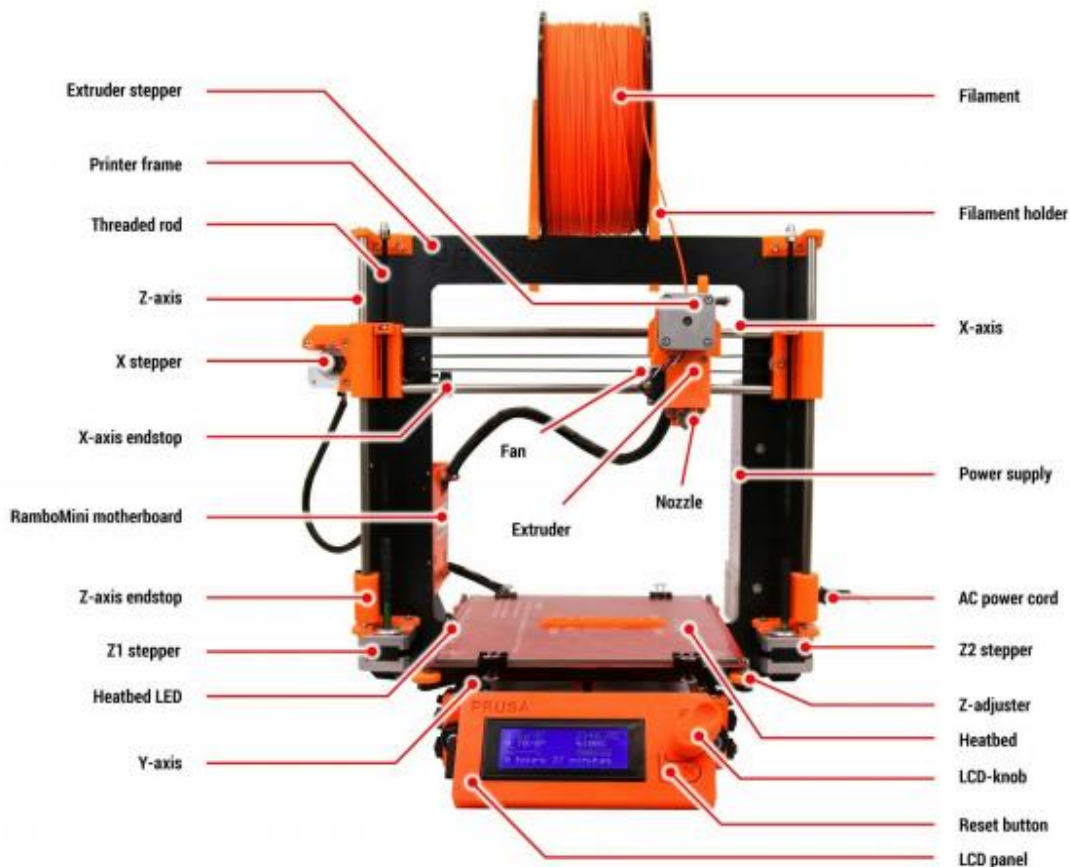


Figura 7: Impresora 3D y sus componentes

3.2. CÁLCULOS

En esta sección se mostrarán todos los cálculos que hayan sido necesarios para la obtención de los resultados que aparecen en la memoria. En lo que concierne a la hoja de cálculos los realiza la hoja de cálculos, pero aun así se mostrarán los cálculos y la validación de los mismos.

3.2.1. Cálculos de la hoja de cálculo

Lo primero de todo es saber la potencia ideal que se debería transmitir al generador sin tener en cuenta rendimiento en el rodete.

$$Pot = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q = 1000 \cdot 9,81 \cdot 60 \cdot 0.01 = 5886W$$

Se ha establecido el coeficiente k:

$$k = 35,5$$

$$D_2 = k \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} = 274,98mm$$

La relación marcada por la hoja Excel entre el diámetro interior y exterior es la siguiente:

$$\frac{D_1}{D_2} = 0,706 \Rightarrow D_1 = 194,14mm$$

A continuación se pretende obtener el radio de los álabes habiendo establecido el valor del ángulo β_2 :

$$\beta_2 = 21,27^\circ$$

$$\rho = 0,5 \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2 \cdot \cos(\beta_2)} = 37mm$$

Con los datos anteriores se puede dibujar el perfil de la turbina y con él se puede hallar la longitud de la cuerda:

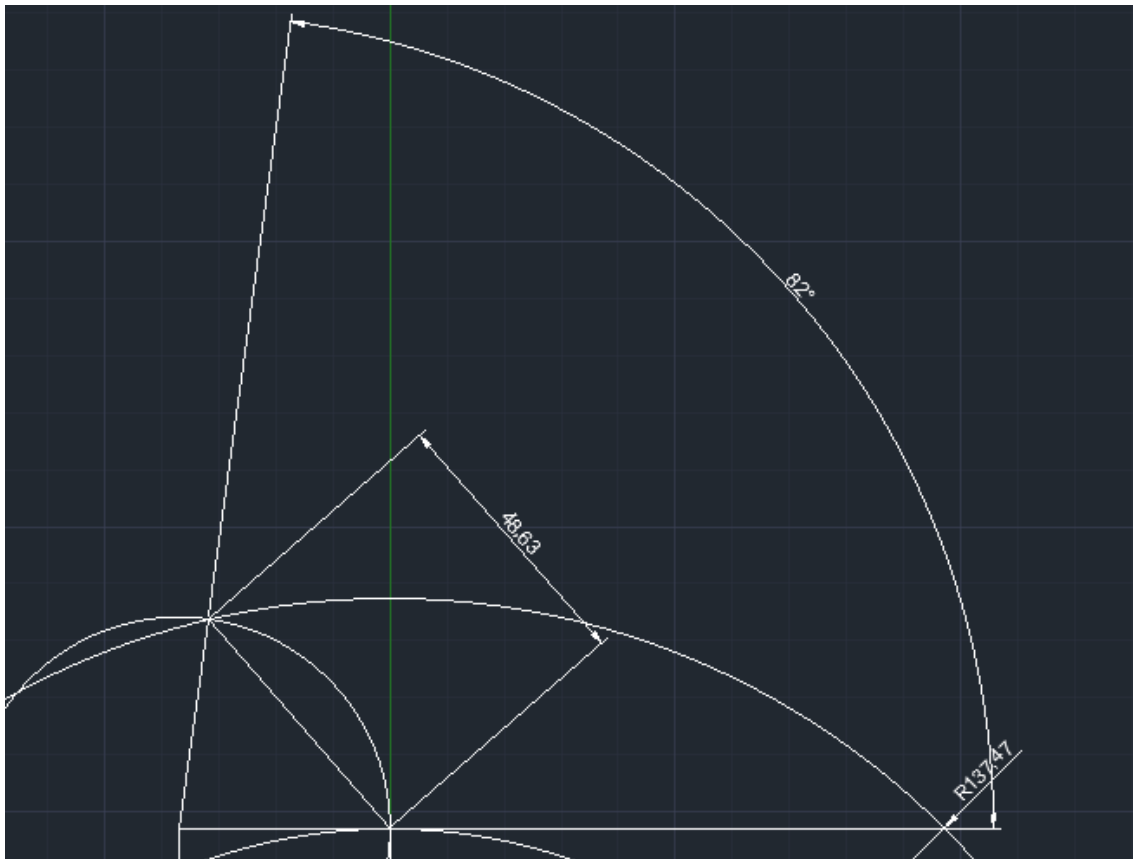


Figura 8: Perfil de la turbina

$$L = 48,61\text{mm}$$

Se ha supuesto el número de álabes siguientes y se ha obtenido el paso para validar la relación entre el paso y la longitud de la cuerda:

$$z = 32$$

$$t_2 = \pi \cdot \frac{D_2}{z} = 27\text{mm}$$

$$0,42 < \frac{t_2}{L} = 0,555 < 0,56$$

3.2.2. Cálculos para el montaje real

A continuación se mostrarán los cálculos que han sido necesarios para lo obtención de los resultados de este apartado así como los cálculos necesarios para el dimensionamiento de todos los elementos. Se comenzará por el diseño de la transmisión de potencia.

Lo primero de todo es saber la potencia ideal que se debería transmitir al generador sin tener en cuenta rendimiento en el rodete.

$$Pot = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q = 1000 \cdot 9,81 \cdot 60 \cdot 0.01 = 5886W$$

TFG: Turbina de flujo cruzado

Anexos

Conociendo la velocidad de giro del generador y del eje se puede obtener el par en ambos lugares, además de la relación de transmisión necesaria.

$$Pot_{eje} = Pot_{generador} = Pot$$

$$Pot = T \cdot \omega$$

$$Pot = T_{eje} \cdot \omega_{eje} = 5886 = T_{eje} \cdot 1000 \cdot \frac{2\pi}{60} \Rightarrow T_{eje} = 56,21Nm$$

$$Pot = T_{gen} \cdot \omega_{gen} = 5886 = T_{gen} \cdot 1500 \cdot \frac{2\pi}{60} \Rightarrow T_{gen} = 37,47Nm$$

$$i = \frac{\omega_{gen}}{\omega_{eje}} = \frac{T_{eje}}{T_{gen}} = 1,5$$

Para completar los datos para el dimensionamiento de las poleas y la correa faltaría la distancia E entre ejes que como mínimo puede ser de 500mm y como máximo de 600mm.

$$500mm < E < 600mm$$

Esos datos se pueden introducir en una aplicación informática que poseen los distribuidores de correas como por ejemplo "Jocar Transmisiones". El distribuidor proporcionó la siguiente hoja de resultados con los elementos necesarios para cumplir las condiciones establecidas.

TFG: Turbina de flujo cruzado

Anexos

Belt

WhiteHawk PD

Belt part number: 1440 8M WH 30

Belt width, Pitch: 30,0 mm; 8 mm

Belt speed; Mass: 5,3 m/s; 0,146 kg/m

Belt noise: 72 dB(A)

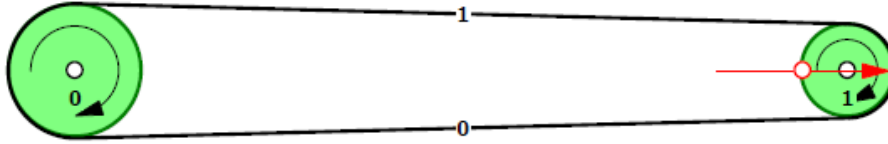
Belt power rating: 12,4 kW

Required; Actual service factor: 1,7; 2,1

Center Distance: 583,8 mm

Annual Energy Used; Energy Costs: ; 0 €/kWh

Belt drive layout



Pulley

Pulley	X [mm]	Y [mm]	Teeth	Diameter [mm]	Flange diameter [mm]	Speed [revs/min]	Width [mm]	Weight [kg]
0	0,0	0,0	40	101,9	110,0	1000,0	38,0	1,3
1	583,8	0,0	28	71,3	80,0	1428,6	38,0	0,6

Pulley	Sprocket part number & bushing	Shaft size [mm]/[mm]	Absorbed power [kW]	Required service factor	Side	Type
0	40 8M 30-1615	N/S	6,0	N/A	Inside	Fixed
1	28 8M 30-1108	N/S	6,0	1,7	Inside	Fixed

Hub loads & tensioning

Span	Dynamic hub load (used) [N]	Static hub load (new; used) [N]	Deflection force (new; used) [N]	Deflection [mm]	Span length [mm]	Frequency (new;used) [Hz]
0	1278,0	1800,4; 1286,0	64,4; 48,3	9,1	583,6	67,3; 56,8
1	1278,0	1800,4; 1286,0	64,4; 48,3	9,1	583,6	67,3; 56,8

Installation strand tension

Installation strand tension (new, used):	900,5 N	643,2 N
--	---------	---------

Figura 9: Hoja de cálculo de la transmisión del montaje real

Con la hoja de cálculos de la transmisión se pueden obtener todos los demás parámetros de una transmisión.

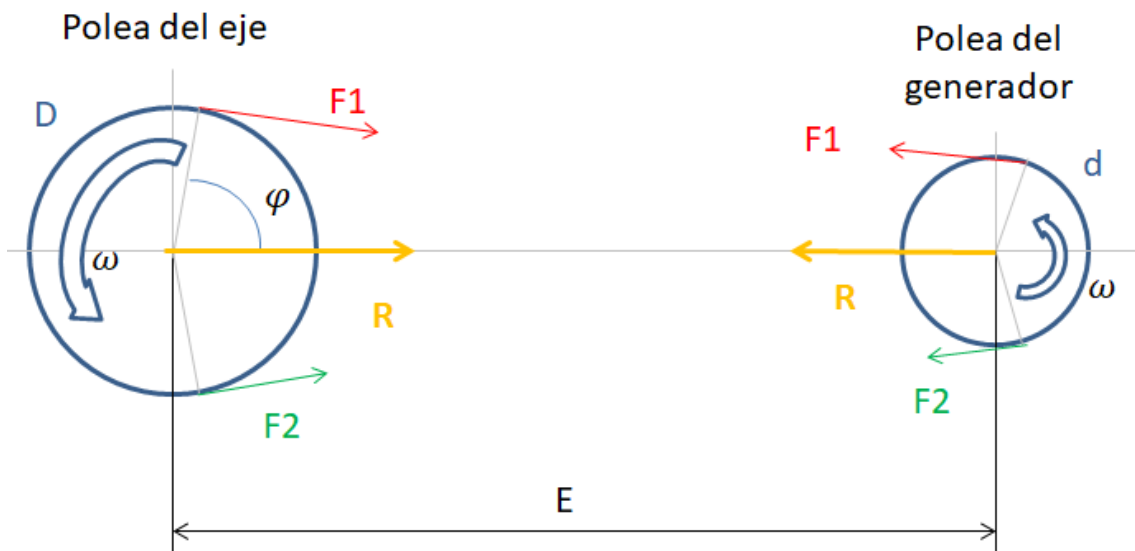


Figura 10: Fuerzas y parámetros de una transmisión por correas

TFG: Turbina de flujo cruzado

Anexos

$$\cos \varphi = \frac{D - d}{E} \Rightarrow \varphi = 88,5^\circ$$

$$T_D = 56,21 = (F_1 - F_2) \cdot \frac{D}{2}$$

$$R = 1800,4 = (F_1 + F_2) \cdot \cos(90 - \varphi)$$

$$F_1 = 1452,13N$$

$$F_2 = 348,9N$$

Una vez obtenida la fuerza resultante solamente quedaría estimar la fuerza que ejerce el agua y produce el par en el eje. Se ha supuesto que el la fuerza del chorro se aplica a una distancia del eje igual al del radio medio de los álabes.

$$r_{medio} = \frac{r_{exterior} + r_{interior}}{2} = 117,28mm$$

$$T_{eje} = F_{cho} \cdot r_{medio} \Rightarrow F_{cho} = 479,2N$$

Obtenida la fuerza del chorro ya se puede pasar a dimensionar el eje, solamente tiene dos fuerzas aplicadas y dos apoyos.

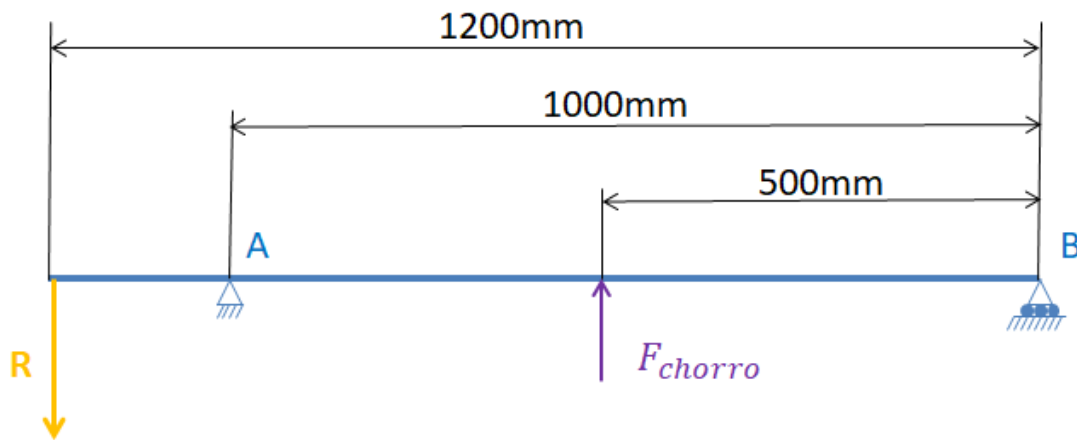


Figura 11: Esquema de fuerzas en el eje del montaje real

A continuación se procede a obtener las fuerzas en los apoyos y el diagrama de esfuerzos.

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow R \cdot 1,2 - F_{cho} \cdot 0,5 = A \cdot 1 \Rightarrow A = 1920,9N \uparrow$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow B = A + F_{cho} - R = 599,7N \downarrow$$

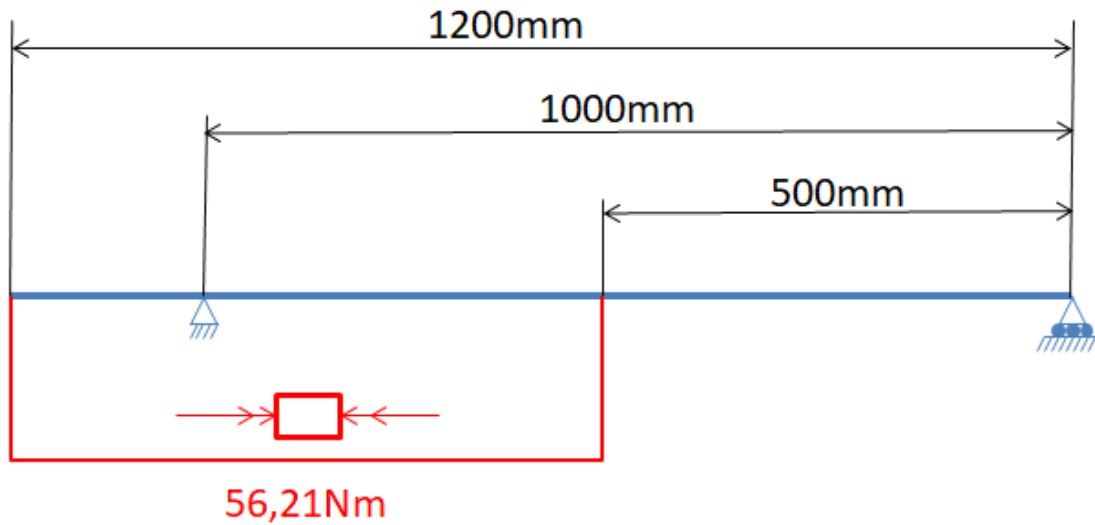


Figura 12: Diagrama de momentos torsores en el eje del montaje real

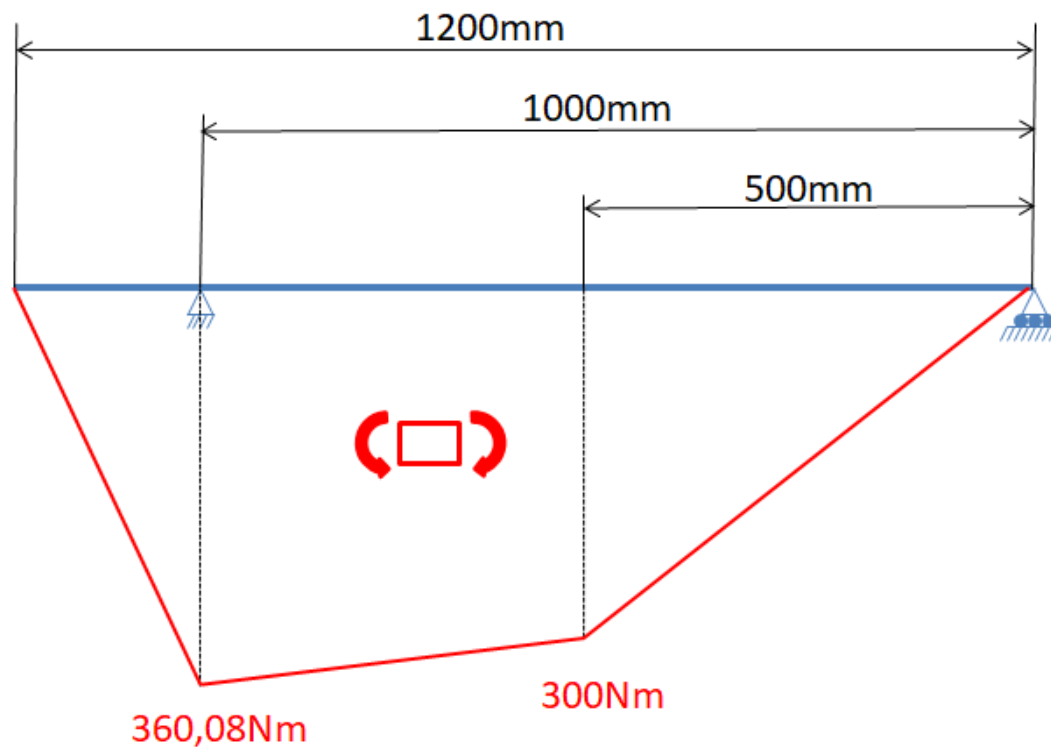


Figura 13: Diagrama de momentos flectores en el eje del montaje real

Para el dimensionamiento del eje se ha procurado utilizar el mismo valor de coeficiente de concentración de tensiones para los cambios de sección. Se proponen los siguientes cambios de sección con los siguientes radios de acuerdo.

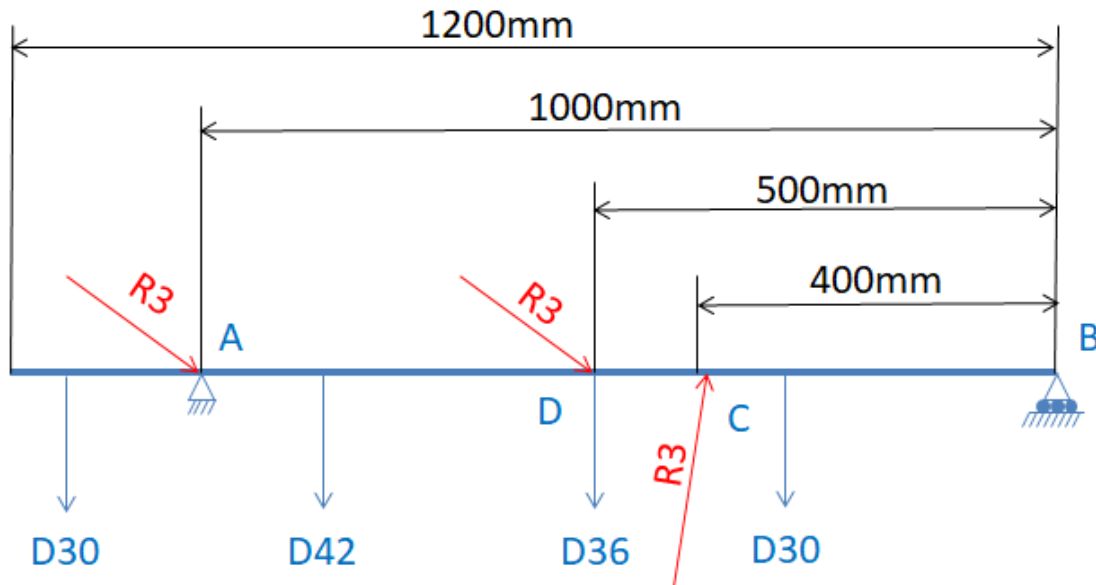


Figura 14: Diámetros y radios de acuerdo del eje del montaje real

Una vez propuesto la anterior geometría, para el cálculo en base a tensiones, sería necesario calcular la sección crítica del eje. Para ello se deben de calcular las tensiones en cada cambio de sección teniendo en cuenta las concentraciones de tensiones producidas. El eje fallará a fatiga debido al giro del eje, a pesar de que las tensiones se han constantes a lo largo del tiempo.

Sin embargo para calcular las tensiones se ha de definir un material que será el siguiente:

Nombre	F-113
σ_u	880MPa
σ_{yp}	580MPa
σ'_e	440MPa
σ_e	204,2MPa
BHN	283,87kg/mm ²
E	210GPa

$$\sigma_u < 1400MPa \Rightarrow \sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u = 440MPa$$

$$BHN = \frac{\sigma_u}{3,1} = 283,87kg/mm^2$$

σ_e se estima a base de aplicar coeficientes a σ'_e , se aplican los siguientes coeficientes:

Coficiente de acabado superficial	C_s	1
Coficiente de fiabilidad	C_f	0,84
Coficiente de dimensión	C_d	0,7
Coficiente de forma de trabajo	C_t	0,85

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_f \cdot C_d \cdot C_t = 204,2MPa$$

Sección A:

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_r^A = \frac{\frac{M_{max}}{2} \cdot r}{I} = 67,92MPa$$

Datos necesarios para el cálculo del coeficiente de concentración de tensiones:

$$\frac{D}{d} = \frac{42}{30} = 1,4$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{30} = 0,1$$

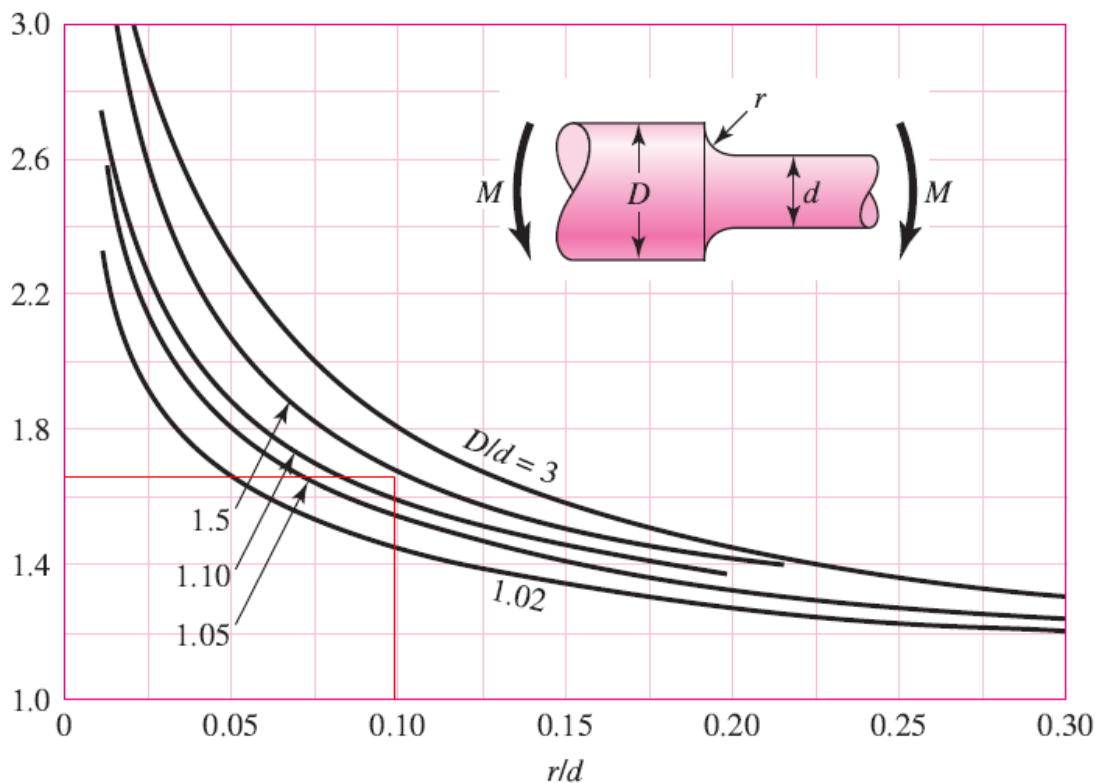


Figura 15: Concentración de tensiones en la sección A

$$K_t^A = 1,65$$

Como se ha mencionado en la teoría no se usa el mismo coeficiente de concentración de tensiones para una pieza con tensiones estáticas que una con tensiones variables. Por esa razón se procede a calcular el coeficiente de concentración de tensiones en fatiga, K_f .

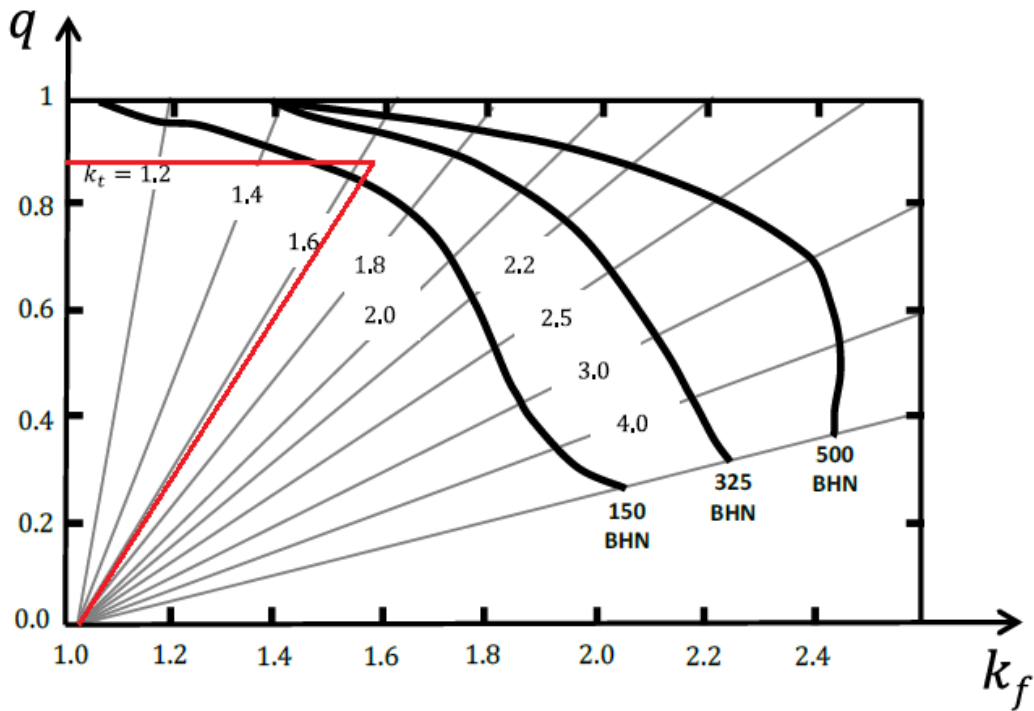


Figura 16: Cálculo del valor q

$$q = 0,9$$

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1,6$$

Una vez obtenido este último dato se puede calcular la tensión estática equivalente en la sección "A" a través de la curva de Soderberg.

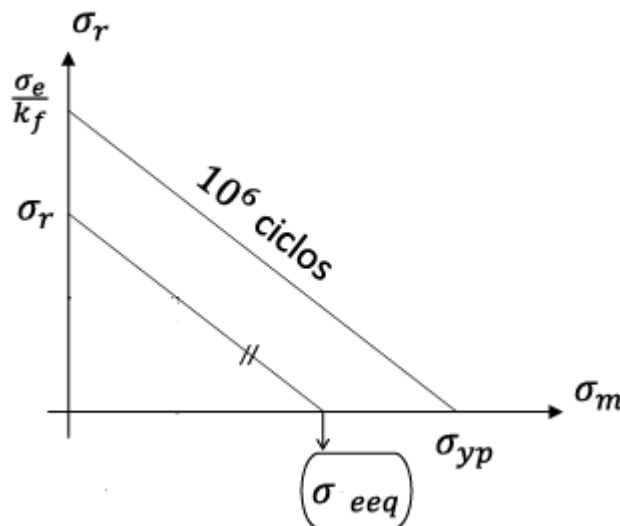


Figura 17: Diagrama de Soderberg para tensiones normales

$$\frac{\frac{\sigma_e}{K_f}}{\sigma_{yp}} = \frac{\sigma_r}{\sigma_{eeq}}$$

$$\sigma_{eeq} = 308,66MPa$$

Las tensiones tangenciales se producen por culpa del momento torsor aplicado, sin embargo éste no es variable por lo que:

$$\tau_{eeq} = \tau_m^A = \frac{T \cdot r}{I_p} = 10,6MPa$$

Obtenidas las tensiones tangenciales y normales de la sección A se puede usar la teoría de Von-Misses para obtener el coeficiente de seguridad de dicha sección:

$$\sigma_{eeq}^{VM} = \sqrt{\sigma_{eeq}^2 + 3 \cdot \tau_{eeq}^2} = 309,21MPa$$

$$CS = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_{eeq}^{VM}} = 1,88$$

Para comprobar si la sección crítica es la A se procede a comprobar el resto de secciones.

Sección D: En la sección D sufre unos esfuerzos menores que en la sección A, además el diámetro de esta sección es mayor y la variación de la sección es también menor. Por todas esas razones la sección D es menos crítica que la A y por ello se decide no estudiarla más en profundidad.

Sección C: En esta sección los esfuerzos son mucho menos que en la sección A, sin embargo el diámetros de ambas secciones es el mismo, pero la variación de la sección es menos pronunciada en esta sección. Por ello esta sección tampoco se estudiará más en profundidad ya que se ha razona que será menos crítica que la sección A.

Finalmente se comprobará el dimensionamiento del eje con un estudio en base a deflexiones. Según la teoría clásica de resistencia de materiales:

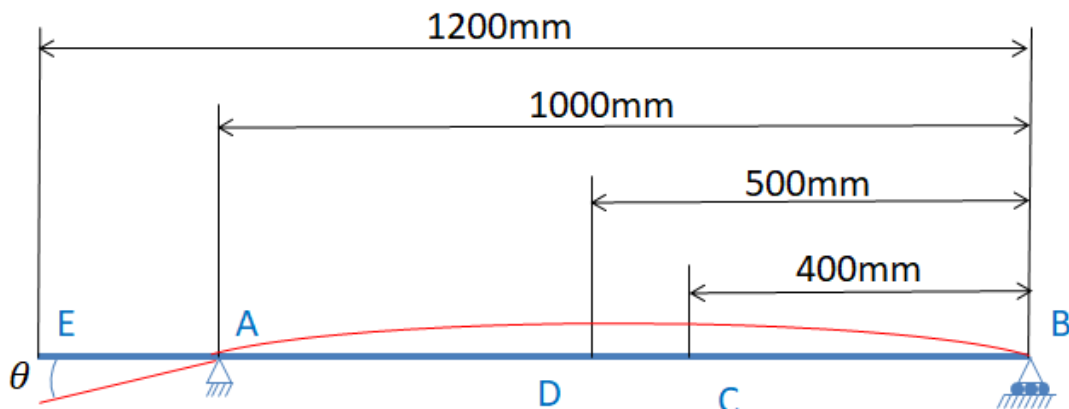


Figura 18: Esquema de deformaciones en el eje del montaje real

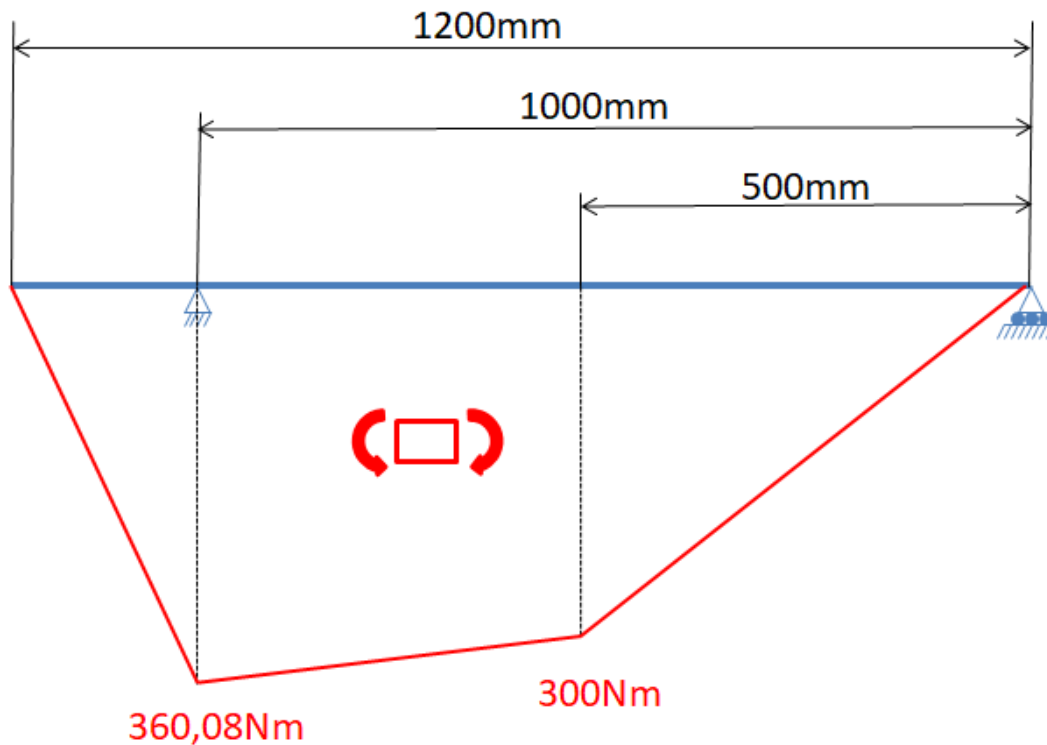


Figura 19: Diagrama de momentos flectores en el eje del montaje real

$$\theta = \frac{\text{Area del diagrama de esfuerzos } AE}{E \cdot I} = 0.003 \text{ rad} < 0.004 \text{ rad}$$

La pendiente admisible en los rodamientos seleccionados es de 0,004rad. Por lo que se puede validar el dimensionamiento del eje. Los elementos que van unidos al eje no tienen un peso excesivo por lo que se asume que el eje no fallará por culpa de las vibraciones.

Se decide utilizar unos rodamientos que tengan el diámetro interior de 30mm para que entren sin dificultad los extremos del eje. De su tabla de características se obtiene que el coeficiente dinámico de carga es el siguiente:

$$C_{10} = 40,5 \text{ kN}$$

Se quiere obtener la duración de los rodamientos para una fiabilidad del 90%, hay dos rodamientos de bolas cuyas cargas a soportar serán las siguientes:

$$\begin{aligned}
 F_{rA} &= 1,921 \text{ kN} \\
 F_{rB} &= 0,6 \text{ kN} \\
 a &= 3 \\
 C_{10} &= F_r \cdot L_{10}^{1/a} \\
 L_{10A} &= 9372,4 \cdot 10^6 \text{ ciclos} = 17,83 \text{ años}
 \end{aligned}$$

$$L_{10B} = 307549,88 \cdot 10^6 \text{ ciclos} = 585 \text{ años}$$

Como se ha podido ver, al eje va unido una polea encargada de transmitir la potencia al generador. Para dicha operación se ha usado una chaveta de las siguientes dimensiones y que como resultado se obtiene el siguiente coeficiente de seguridad:

Anchura	3mm
Altura	3mm
Largura	5mm

Tabla 1: Dimensiones de la chaveta

$$\tau = \frac{T/R}{wL} = \frac{\tau_{yp}}{CS} \Rightarrow \frac{56210/15}{3 \cdot 5} = \frac{290}{CS} \Rightarrow CS = 1,16$$

$$\sigma = \frac{T/R}{hL/2} = \frac{\sigma_{yp}}{CS} \Rightarrow \frac{56210/15}{3 \cdot 5/2} = \frac{580}{CS} \Rightarrow CS = 1,16$$

3.2.2. Cálculos de la simulación

Para el ahorro de coste computacional se decidió realizar una simulación en dos dimensiones. El programa utilizado supone una profundidad de 1 metro., esto quiere decir que las dimensiones del inyector no corresponden con las de diseño, por lo que el caudal no será el mismo que el real.

$$\vec{c} = 34,31 \text{ m/s}$$

$$Area_{inyector} = 16,2 \cdot 1000 = 16200 \text{ mm}^2 = 0,0162 \text{ m}^2$$

$$Q = c \cdot A = 0,556 \text{ m}^3/\text{s}$$

El caudal real era de $0,01 \text{ m}^3/\text{s}$, al cambiar el caudal la potencia y el par han variado también.

$$Pot = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q = 1000 \cdot 9,81 \cdot 60 \cdot 0,556 = 327261,6 \text{ W/m}$$

$$Pot = T \cdot \omega = 327261,6 = T \cdot 1000 \cdot \frac{2\pi}{60} \Rightarrow T = 3125 \text{ Nm}$$

A la simulación se le ha de aplicar un par de frenado y el dato anterior puede servir como referencia para dicho par. Se irá ajustando el par de frenado a la velocidad deseada que es la de 1000rpm. De esta forma se obtendrá el rendimiento hidráulico de la turbina:

$$T_{simu} = 2397,28 \text{ Nm}$$

$$\omega_{simu} = 104,06 \text{ rad/s}$$

$$Pot_{simu} = T \cdot \omega = 249460,96W/m$$

$$\eta_h = \frac{Pot_{simu}}{Pot_h} = \frac{T \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \cdot 100 = \frac{249460,96}{327261,6} \cdot 100 = 76,23\%$$

Con la potencia obtenida se puede calcular la potencia que se obtendría con la profundidad dada por la hoja de cálculo.

$$b = 0,018m \Rightarrow Pot_{obtenida} = Pot_{simu} \cdot b = 44890,3W$$

3.2.3. Cálculos para el modelo

Para el modelo se han definido una serie de parámetros por los materiales o herramientas disponibles:

Potencia del modelo	250W
Diámetro exterior del rodete	160mm
Altura	15m

Tabla 2: Condiciones iniciales para el rodete del modelo

Una vez definidos esos parámetros se ha de obtener el rodete del modelo mediante las leyes de semejanza.

$$\frac{L_p}{L_m} = \lambda = 1,72$$

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2} \Rightarrow Q_m = 0,0017m^3/s = 102l/min$$

Con el valor de λ obtenido se puede calcular el área y dimensiones que debe de tener el inyector.

$$H = \sqrt{2 \cdot g \cdot c} \Rightarrow c = 17,18m/s$$

$$Q = A \cdot c \Rightarrow A = 98,67mm^2$$

$$a = 11,63mm$$

$$b = 10,47mm$$

Una vez verificado el buen comportamiento del agua en el interior del rodete con el montaje planteado se decide cambiar el montaje al siguiente para poder medir la velocidad del eje, el par y la potencia generada.

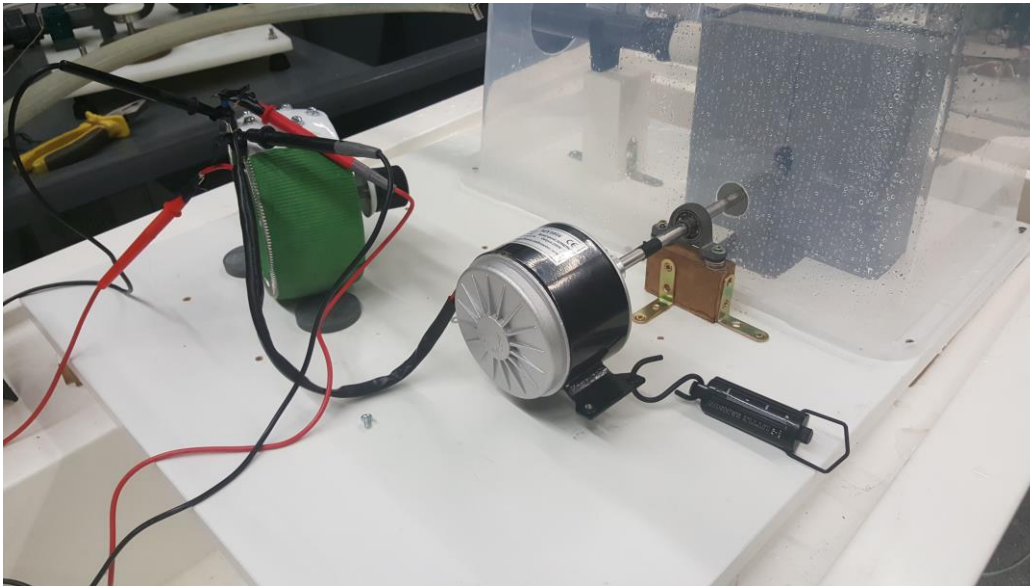


Figura 20: Nuevo montaje del modelo



Figura 21: Dinamómetro para obtener el par



Figura 22: Tacómetro para medir las revoluciones

Fuerza (kg)	ω (r.p.m.)	Q(m ³ /s)	Potencia eléctrica (W)
0,65	740	0,0014	12

Tabla 3: Mediciones del modelo

La forma de medir el par es la siguiente. El generador se coloca en balanza, por lo que cuando éste gire tenderá a rotar, con el dinamómetro se intentará equilibrar y de ahí se extraerá la fuerza. La distancia entre el centro y el dinamómetro es la siguiente:

$$d = 0,05m$$

$$T = d \cdot F = 0,05 \cdot 0,65 \cdot 9,81 = 0,32Nm$$

$$Pot = T \cdot \omega = 0,32 \cdot 740 \frac{2\pi}{60} = 25W$$

Obtenido el caudal y sabiendo las dimensiones del chorro se puede obtener la altura en el inyector y la potencia hidráulica:

$$Q = A \cdot v \Rightarrow v = \frac{0,0014}{98,67 \cdot 10^{-6}} = 14,2m/s$$

$$H = \frac{v^2}{2g} = 10,3m. c. a.$$

$$Pot_h = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q = 1000 \cdot 9,81 \cdot 10,3 \cdot 0,0014 = 141,46W$$

$$\eta_{obtnido} = \frac{Pot}{Pot_h} \cdot 100 = 17,67\% = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h$$

$$\eta_{elec} = 48\%$$

$$\eta_{total} = 8,47\% = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_{elec}$$

El rendimiento hidráulico se ha obtenido en la simulación y de esta forma se puede estimar los rendimientos volumétricos y mecánicos:

$$\eta_h = 76,23\%$$

$$\eta_m \cdot \eta_v = 23,18\%$$

3.2. CÓDIGO DE LA PROGRAMACIÓN DE AUTOCAD

```

Sub programa()
Dim pc(0 To 2) As Double
Dim lv(0 To 2) As Double
Dim lh(0 To 2) As Double
Dim pto_b(0 To 2) As Double
Dim pto_c(0 To 2) As Double
  
```

```

Dim intPoints As Variant
Dim i As Integer, j As Integer, k As Integer
Dim str As String
  
```

```

Dim cr2(0 To 2) As Double
  
```

TFG: Turbina de flujo cruzado

Anexos

Dim cl2 As Integer
 Dim cr1(0 To 2) As Double
 Dim cl1 As Integer
 Dim cr3(0 To 2) As Double
 Dim cl3 As Integer
 Dim cota_ali(0 To 2) As Double
 Dim cota_angl(0 To 2) As Double

r2 = Cells(4, 9)
 r1 = Cells(4, 10)
 r3 = Cells(3, 11)

pc(0) = 0: pc(1) = 0
 lv(0) = 0: lv(1) = r1
 lh(0) = -r3: lh(1) = r1
 pto_b(0) = Cells(9, 13): pto_b(1) = Cells(9, 14)
 pto_c(0) = 0: pto_c(1) = r1

cr2(0) = r2 * 0.707: cr2(1) = r2 * 0.707
 cr1(0) = -r1: cr1(1) = 0
 cr3(0) = -r3: cr3(1) = r1 - r3
 cl2 = 10: cl1 = 10: cl3 = 10
 cota_ali(0) = 150: cota_ali(1) = 0
 cota_angl(0) = 100: cota_angl(1) = r2

Set	cir_ext	=
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddCircle(pc, r2)		
Set	cir_int	=
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddCircle(pc, r1)		
Set	lineav	=
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddLine(pc, lv)		
Set	lineah	=
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddLine(lv, lh)		
Set	cir_ala	=
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddCircle(lh, r3)		
Set	cc3_B	=
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddLine(lh, pto_b)		
Set	B_C	=
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddLine(pto_b, pto_c)		

```

intPoints = cir_ala.IntersectWith(cir_ext, acExtendNone)
If VarType(intPoints) <> vbEmpty Then
  For l = LBound(intPoints) To UBound(intPoints)
    str = "Punto de interseccion[" & k & "] es (el punto correcto es el Punto
de interseccion[1]): " & intPoints(j) & ", " & intPoints(j + 1) & ", " & intPoints(j + 2)
    MsgBox str, , "Anotar el Punto de interseccion[1]"
    str = ""
    l = l + 2
    j = j + 3
    k = k + 1
  
```


TFG: Turbina de flujo cruzado

Anexos

Next
End If

```
Set c_cir_ext =  
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddDimRadial(pc, cr2, cl2)  
Set c_cir_int =  
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddDimRadial(pc, cr1, cl1)  
Set c_cir_ala =  
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddDimRadial(lh, cr3, cl3)  
Set c_B_C =  
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddDimAligned(pto_b,  
pto_c, cota_ali)  
Set c_ang =  
AutoCAD.Application.ActiveDocument.ModelSpace.AddDimAngular(lh, pto_b,  
pto_c, cota_angl)
```

End Sub

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO
CRUZADO PARA APLICACIÓN EN
COMUNIDADES EN VIAS DE
DESARROLLO***

DOCUMENTO 4- PLANOS

Alumno: Ayude Prieto, Unai

DNI: 72402639L

Director: Bidaguren Diego, Iñigo

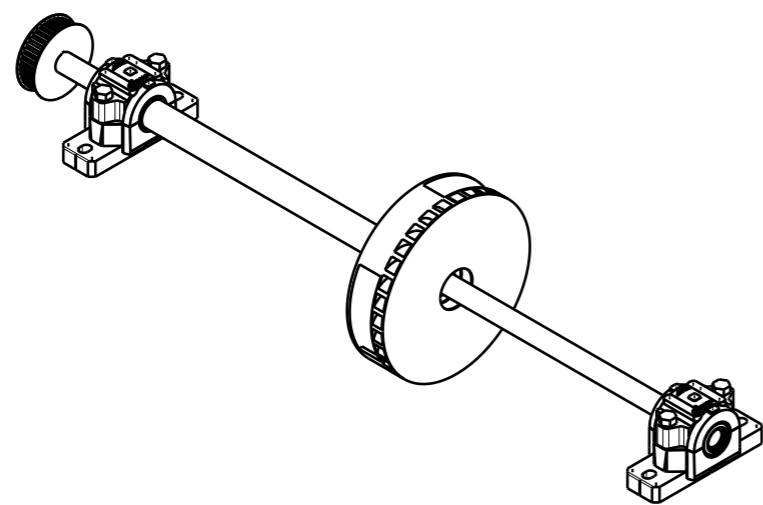
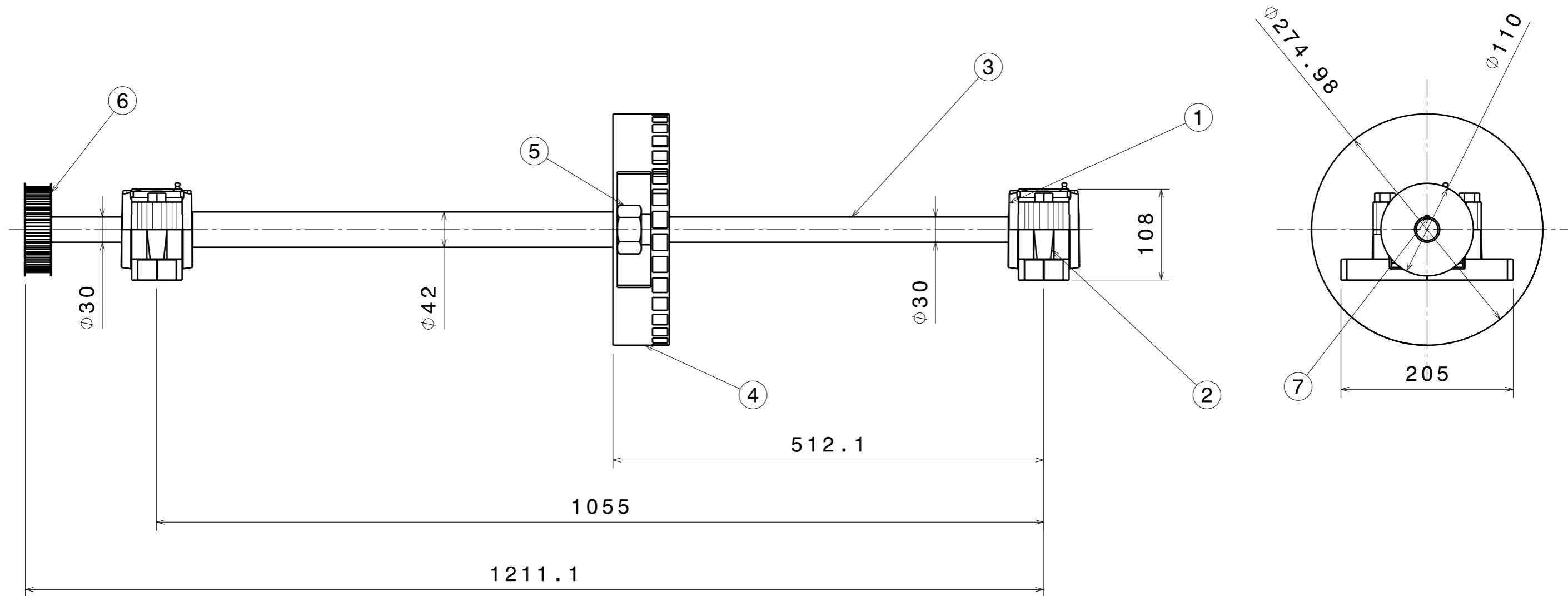
DNI: 14606979R

Curso: 2017 - 2018

Fecha: Bilbao, 28 de junio de 2018



Índice

	Número de plano
<u>Conjunto real</u>	
Plano del conjunto	1
Despiece	2
Eje	3
Rodete	4
<u>Modelo</u>	
Plano del conjunto	1
Despiece	2
Base	3
Inyector	4
Eje	5
Placa deslizante	5
Placa inferior derecha	6
Placa inferior izquierda	7
Placa superior izquierda	8
Placa superior derecha	9
Placa transparente	10
Álabes y corona del rodete	11
Disco del rodete	12
Disco transparente del rodete	13

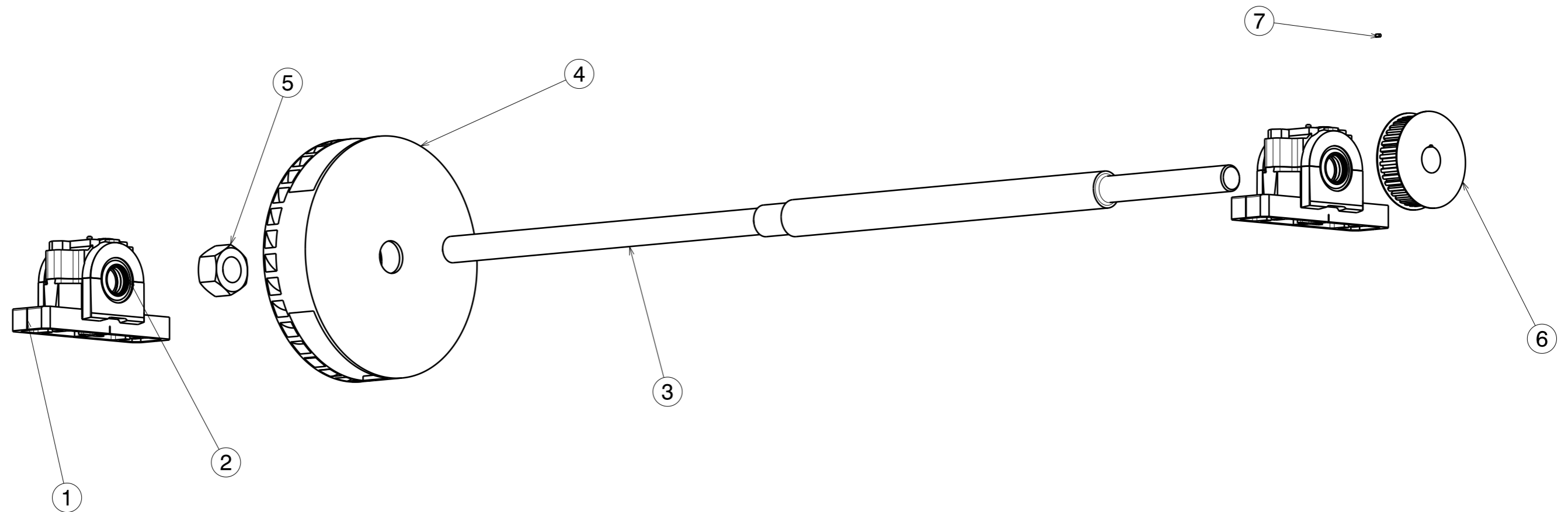


1	Chaveta rectangular 3h8x3x5	7	DIN 6885	F-1120	1.75	1.75
1	Polea D110 d30 y chavetero 4.76N8x1.6	6	40 8M 30-1615	F-1120	1.75	1.75
1	Tuerca hexagonal M33	5	ISO 4032	F-1120	0.34	0.34
1	Rodete	4	4	F-113	5.45	5.45
1	Eje	3	3	F-113	8.23	8.23
2	Rodamiento SKF	2	2307K		0.68	1.36
2	Soporte de pie	1	SE508-607		5.71	11.42

Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
						Peso (kg)



Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO BILBOKO ENGINIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO 
Comprobado:			

 Tol. gen.	Escala	MONTAJE REAL	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
	1:5		Plano Nº: 1
			Nº Planos: 4



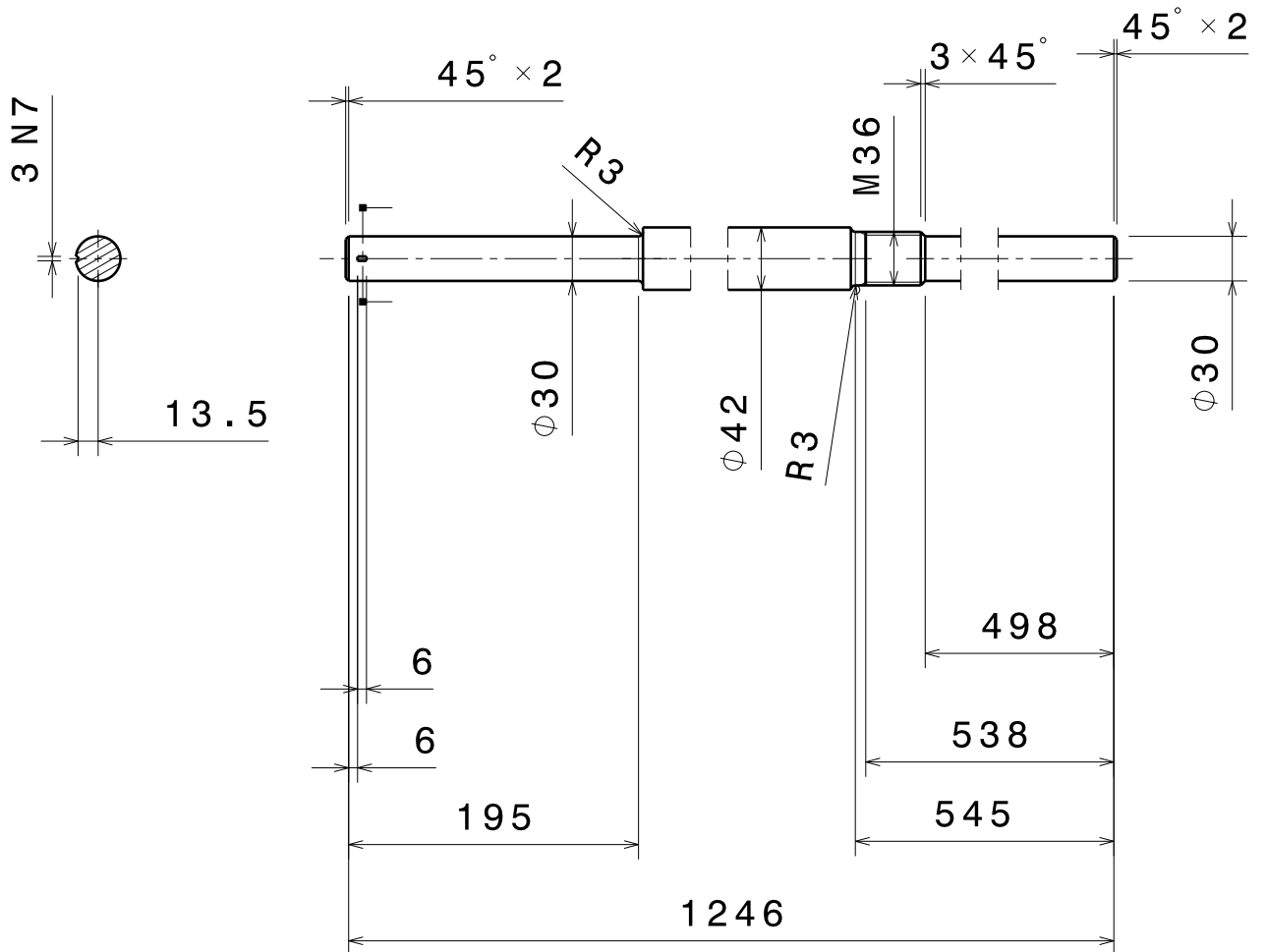
1	Chaveta rectangular 3h8x3x5	7	DIN 6885	F-1120	1.75	1.75
1	Polea D110 d30 y chavetero 4.76N8x1.6	6	40 8M 30-1615	F-1120	1.75	1.75
1	Tuerca hexagonal M33	5	ISO 4032	F-1120	0.34	0.34
1	Rodete	4	4	F-113	5.45	5.45
1	Eje	3	3	F-113	8.23	8.23
2	Rodamiento SKF	2	2307K		0.68	1.36
2	Soporte de pie	1	SE508-607		5.71	11.42



Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso (kg)	

Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO BILBOKO ENGINIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO	
Comprobado:				

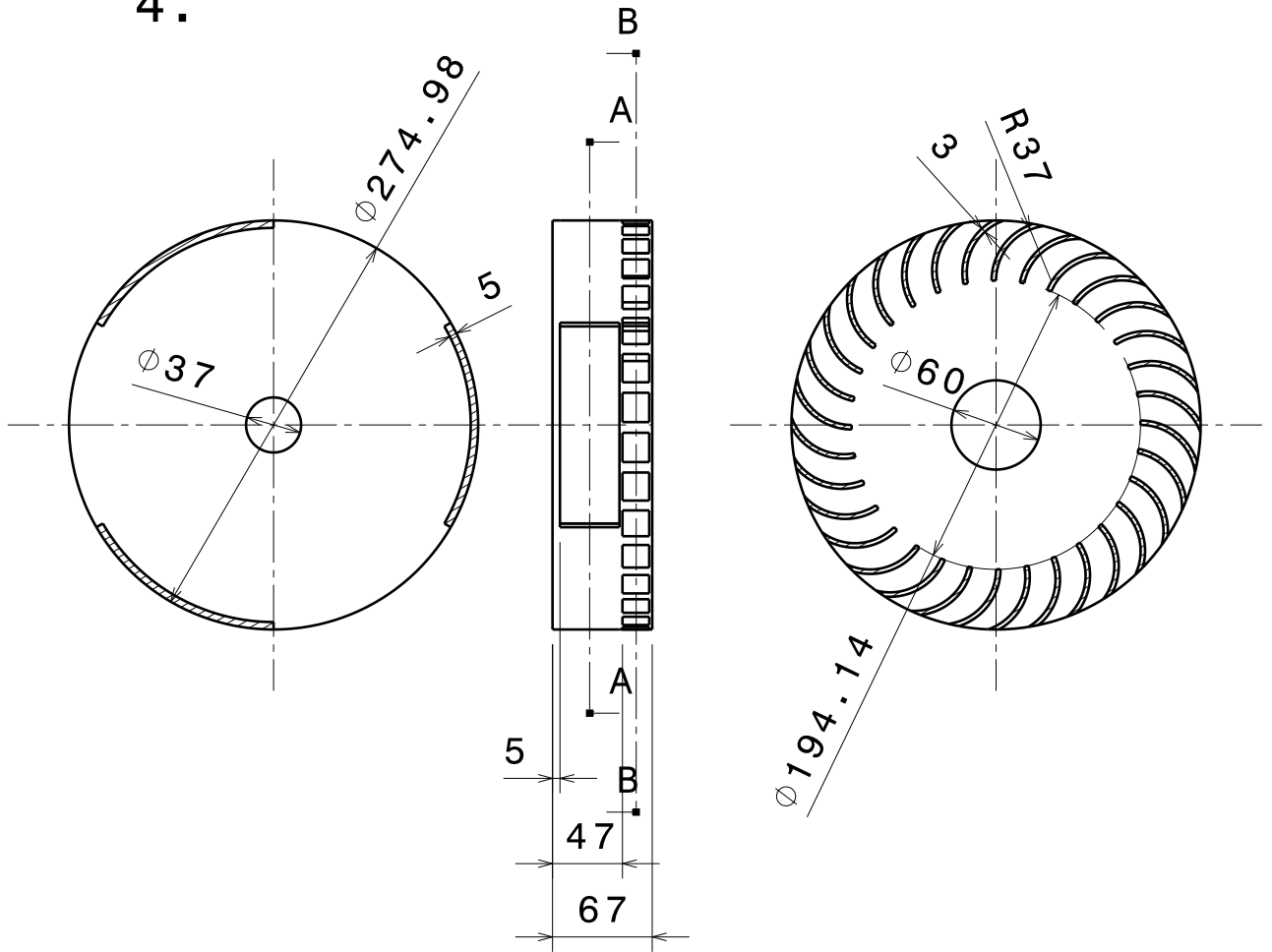
 Tol. gen.	Escala	MONTAJE REAL	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
	1:5		Plano Nº: 2
			Nº Planos: 4

3. N9



1	Eje	3	3	FE-113	8.23	8.23
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	
Fecha		Nombre		 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO 		
Dibujado:		28/06/18 Unai Ayude Prieto				
Comprobado:						
Escala		MONTAJE REAL			DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO	
1:5					Plano Nº: 3	
Tol. gen.					Nº Planos: 4	

4.



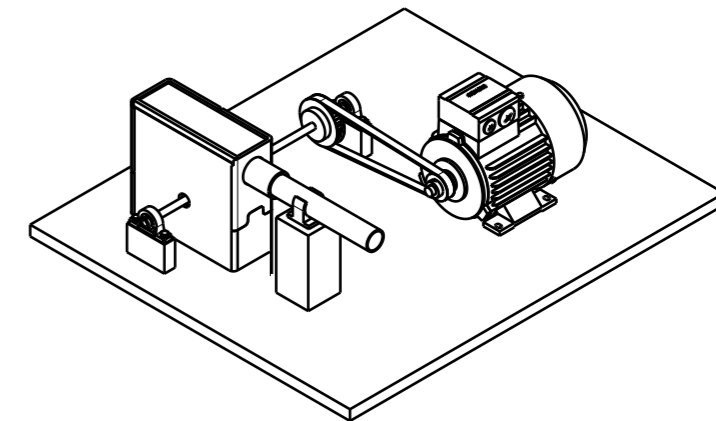
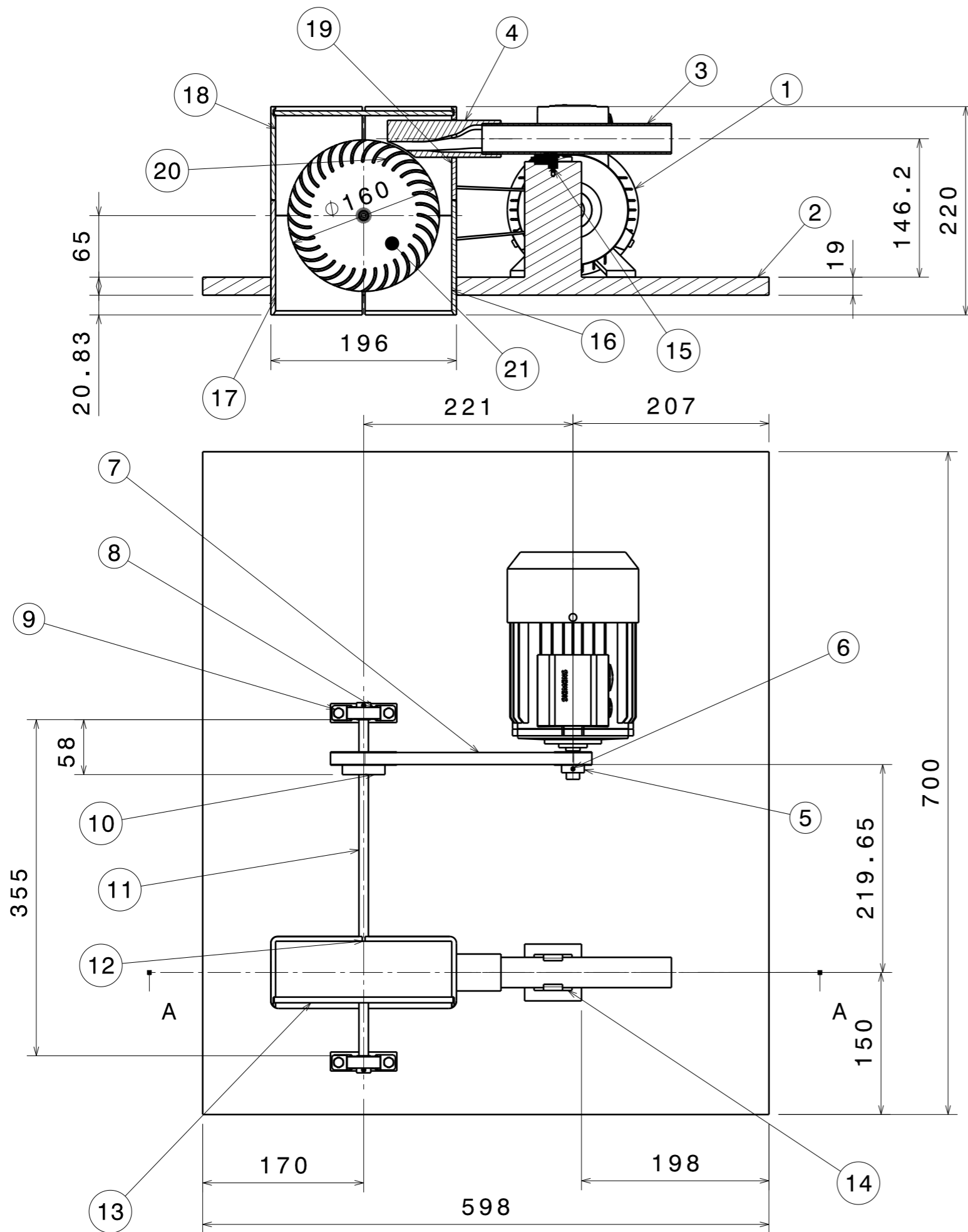
Diámetro exterior	274.98mm
Diámetro interior	194.14mm
Número de álabes	32
Paso angular	11,25°
Radio de los alabes	37mm
Sector de un álabe	82°

1	Rodete	4	4	F-113	5.45	5.45
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre
Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto
Comprobado:		

UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
 BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA
 ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

	Escala	<h1>MONTAJE REAL</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
	1:5		Plano Nº: 4
			Nº Planos: 4

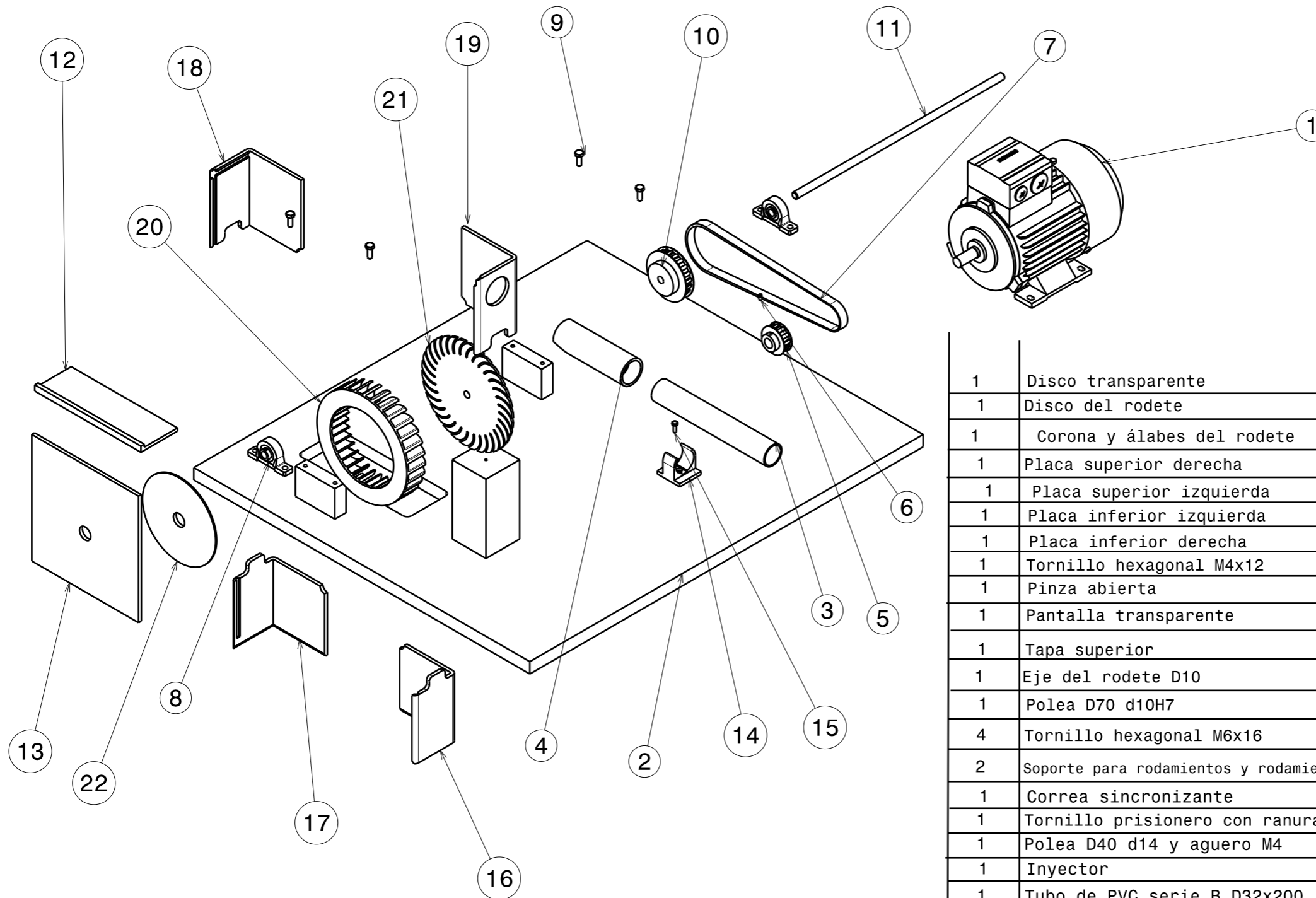


1	Disco transparente	22	13	Metacrilato	0.03	0.03
1	Disco del rodete	21	12	PLA	0.03	0.03
1	Corona y álabes del rodete	20	11	PLA	0.04	0.04
1	Placa superior derecha	19	9	PLA	0.02	0.02
1	Placa superior izquierda	18	8	PLA	0.02	0.02
1	Placa inferior izquierda	17	7	PLA	0.02	0.02
1	Placa inferior derecha	16	6	PLA	0.02	0.02
1	Tornillo hexagonal M4x12	15	ISO 4017	F-1120	0.01	0.01
1	Pinza abierta	14	11 20 032	PP	0.02	0.02
1	Pantalla transparente	13	10	Metacrilato	0.04	0.04
1	Tapa superior	12	5	PLA	0.08	0.08
1	Eje del rodete D10	11	5	F-1120	0.29	0.29
1	Polea D70 d10H7	10	21 L 050-1108	F-1120	1.5	1.5
4	Tornillo hexagonal M6x16	9	ISO 4017	F-1120	0.01	0.04
2	Soporte para rodamientos y rodamiento d10H7	8	KP000	Aleación de zinc	0.25	0.5
1	Correa sincronizante	7	244 L 50		0.02	0.02
1	Tornillo prisionero con ranura M4x8	6	ISO 2246	F-1120	0.01	0.01
1	Polea D40 d14 y agujero M4	5	12 L 050-\$	F-1120	0.5	0.5
1	Inyector	4	4	PLA	0.1	0.1
1	Tubo de PVC serie B D32x200	3	UNE-EN 1329	PVC rígido	0.2	0.2
1	Base	2	3	Madera	8.23	8.23
1	Motor asíncrono 1LA706022AA10	1			10	10

Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso (kg)	



Dibujado:	28/06/18	Nombre	Unai Ayude Prieto	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO BILBOKO ENGIENARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO
Comprobado:				

Escala To1. gen.	1:5	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
			Plano Nº: 1



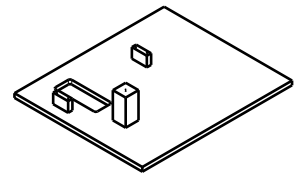
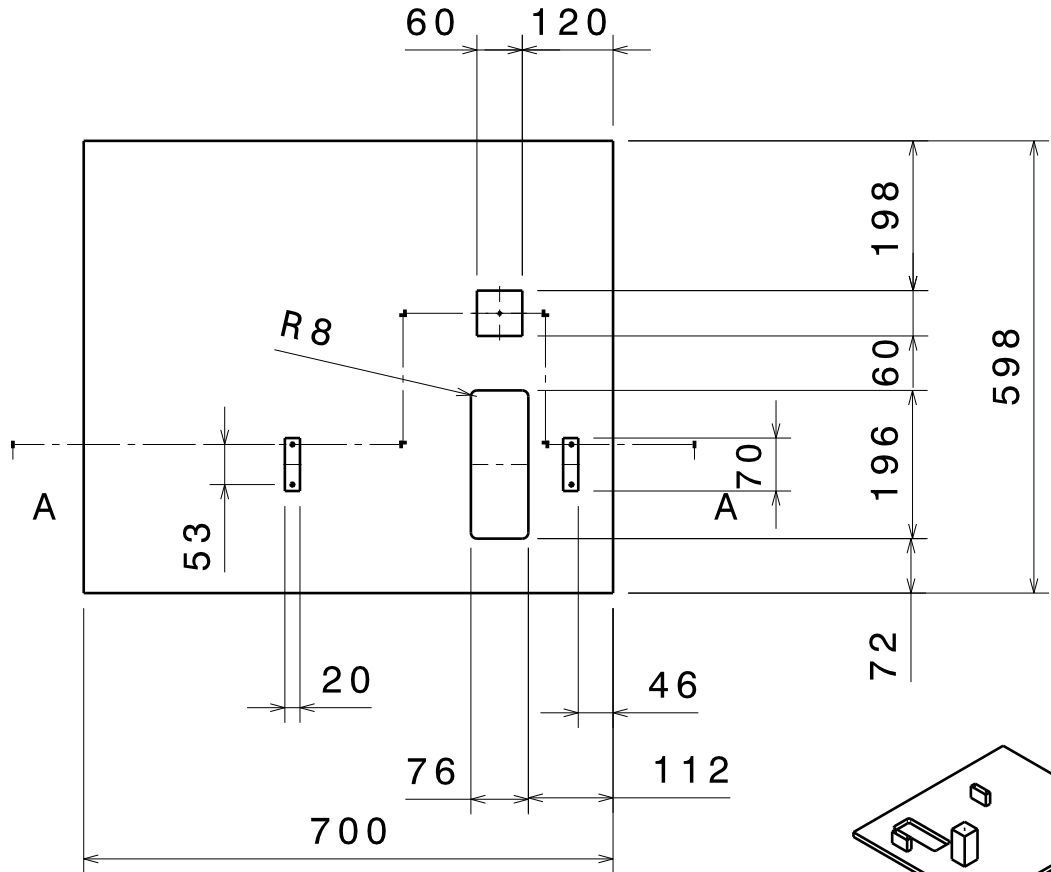
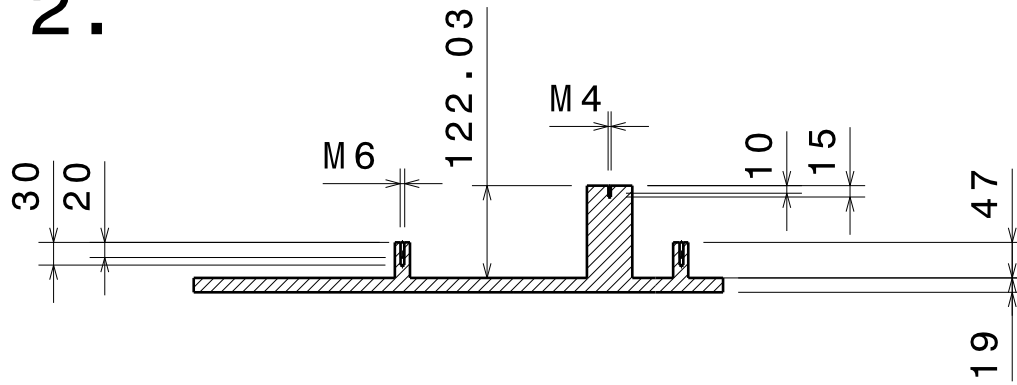
1	Disco transparente	22	13	Metacrilato	0.03	0.03
1	Disco del rodete	21	12	PLA	0.03	0.03
1	Corona y álabes del rodete	20	11	PLA	0.04	0.04
1	Placa superior derecha	19	9	PLA	0.02	0.02
1	Placa superior izquierda	18	8	PLA	0.02	0.02
1	Placa inferior izquierda	17	7	PLA	0.02	0.02
1	Placa inferior derecha	16	6	PLA	0.02	0.02
1	Tornillo hexagonal M4x12	15	ISO 4017	F-1120	0.01	0.01
1	Pinza abierta	14	11 20 032	PP	0.02	0.02
1	Pantalla transparente	13	10	Metacrilato	0.04	0.04
1	Tapa superior	12	5	PLA	0.08	0.08
1	Eje del rodete D10	11	5	F-1120	0.29	0.29
1	Polea D70 d10H7	10	21 L 050-1108	F-1120	1.5	1.5
4	Tornillo hexagonal M6x16	9	ISO 4017	F-1120	0.01	0.04
2	Soporte para rodamientos y rodamiento d10H7	8	KP000	Aleación de zinc	0.25	0.5
1	Correa sincronizante	7	244 L 50		0.02	0.02
1	Tornillo prisionero con ranura M4x8	6	ISO 2246	F-1120	0.01	0.01
1	Polea D40 d14 y agujero M4	5	12 L 050-\$	F-1120	0.5	0.5
1	Inyector	4	4	PLA	0.1	0.1
1	Tubo de PVC serie B D32x200	3	UNE-EN 1329	PVC rígido	0.2	0.2
1	Base	2	3	Madera	8.23	8.23
1	Motor asíncrono 1LA706022AA10	1			10	10

Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso (kg)	

Dibujado:	28/06/18	Nombre	Unai Ayude Prieto	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO BILBOKO ENGINIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO	
Comprobado:					

 Escala Tol. gen.	1:5	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
			Plano Nº: 2 Nº Planos: 13

2.



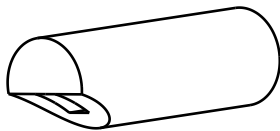
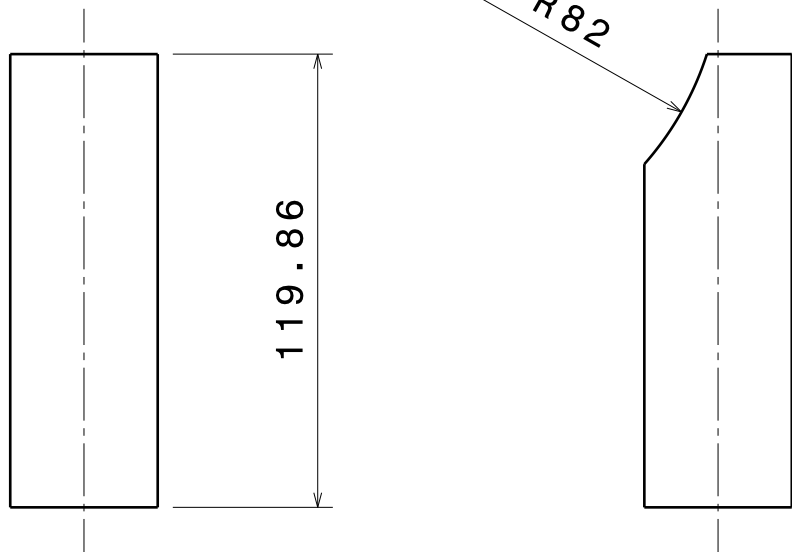
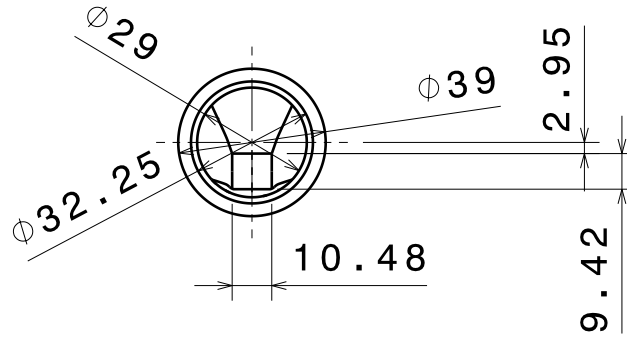
1	Base	2	3	Madera	8.23	8.23
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre
Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto
Comprobado:		

UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

	Escala	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
	1:10		Plano Nº: 3
Tol. gen.			Nº Planos: 13

4.



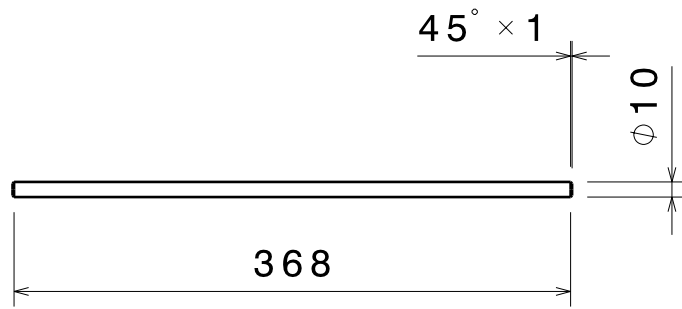
1	Inyector rectangular	4	4	PLA	0.1	0.1
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre
Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto
Comprobado:		

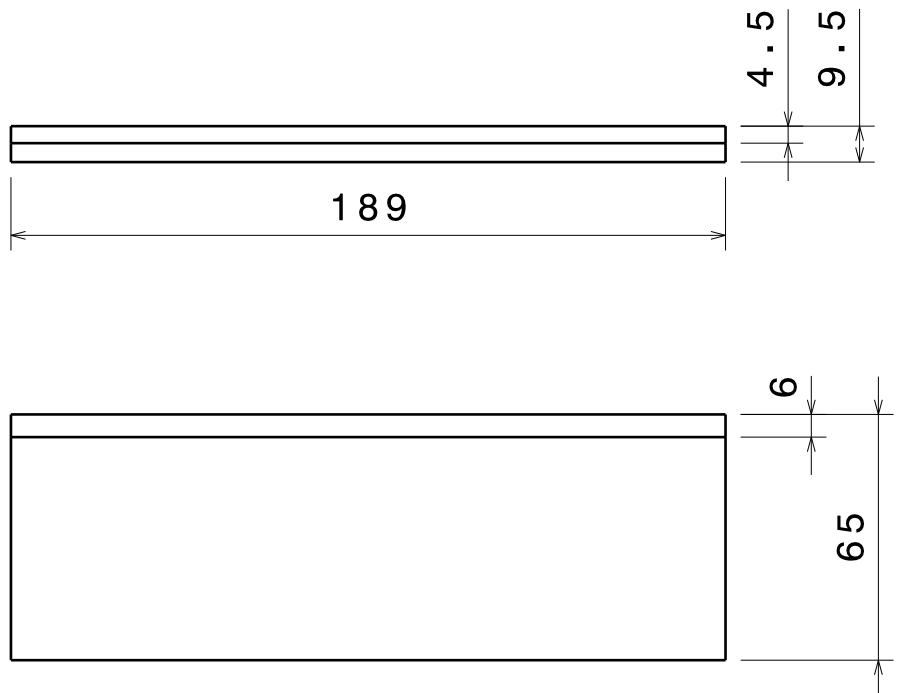
UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
 BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA
 ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

 Tol. gen.	Escala 1:2	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
			Plano Nº: 4 Nº Planos: 13



11. E=1:5



12. E=1:2

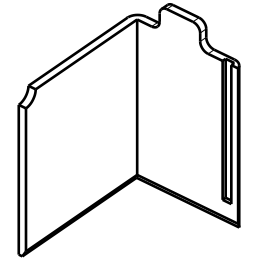
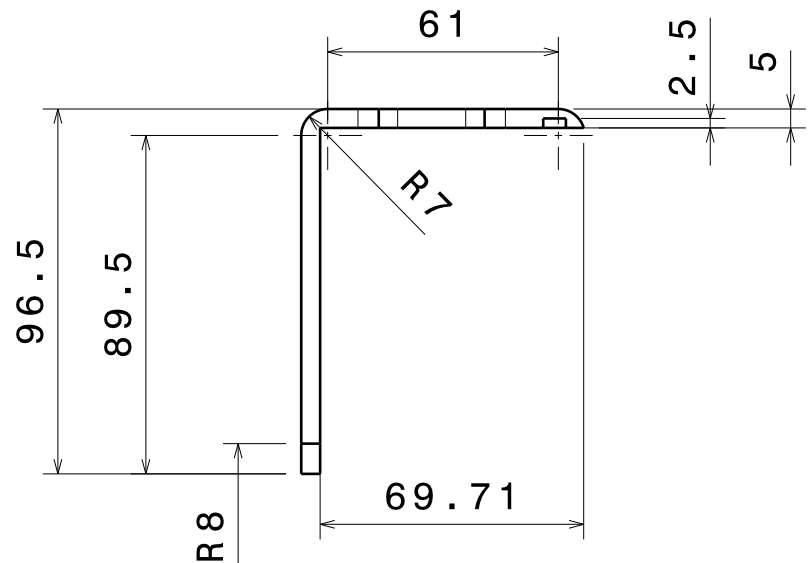
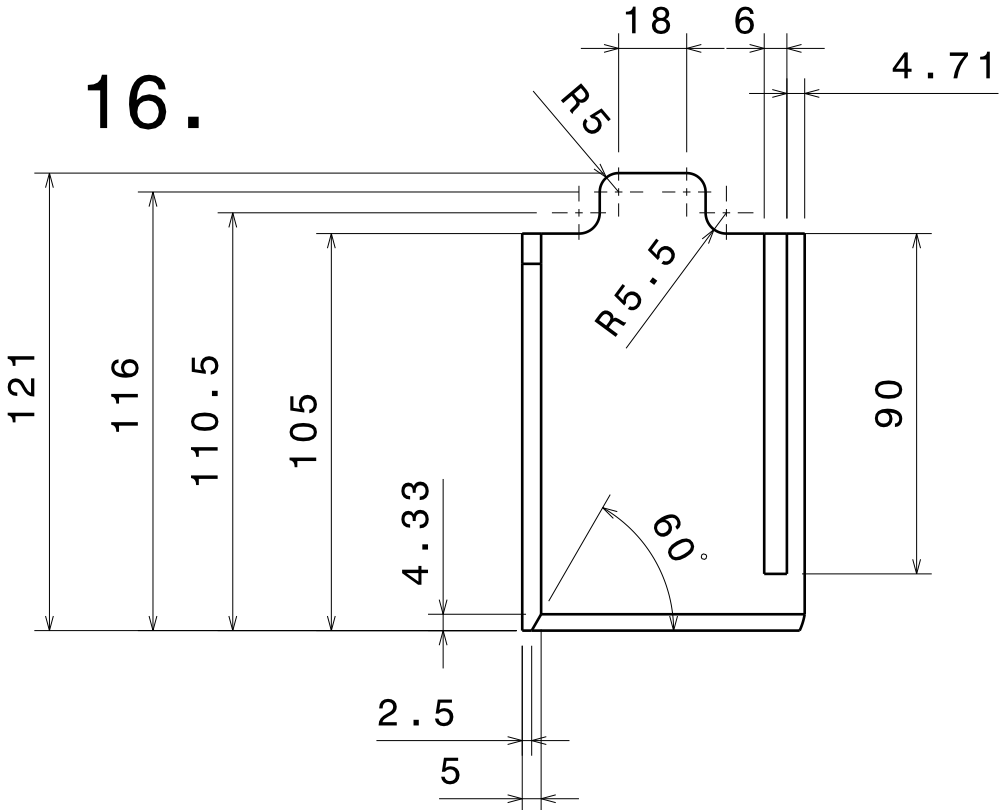


1	Tapa superior	12	5	PLA	0.08	0.08
1	Eje del rodete	11	5	F-1120	0.29	0.29
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO 
Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto	
Comprobado:			

 Tol. gen.	Escala 1:2 (1:5)	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
			Plano Nº: 5 Nº Planos 13

16.



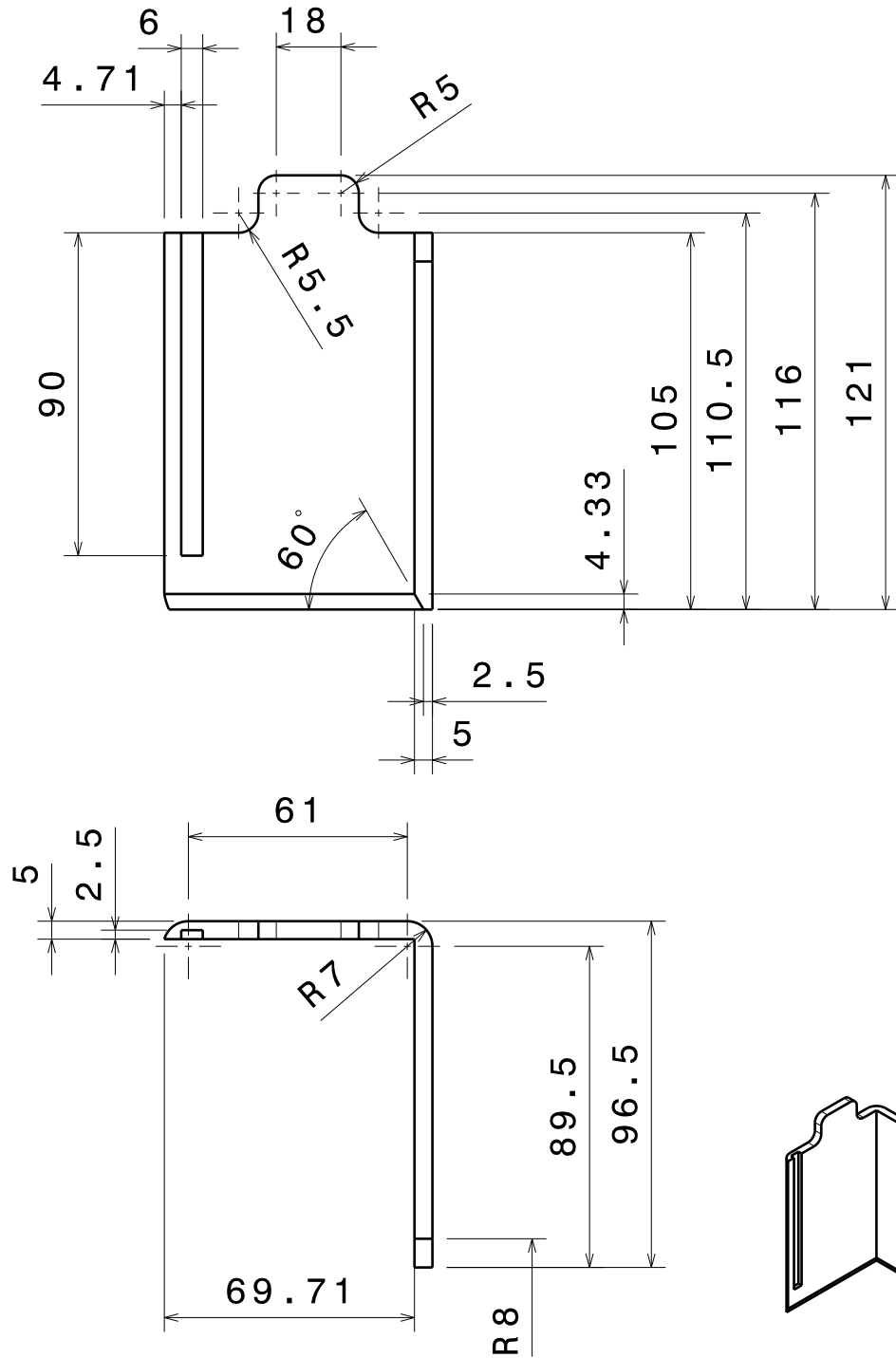
1	Placa Inferior Derecha	16	6	PLA	0.02	0.02
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre
Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto
Comprobado:		

UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
 BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA
 ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

 Tol. gen.	Escala 1:2	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
			Plano Nº: 6 Nº Planos: 13

17.



1	Placa Inferior Izquierda	17	7	PLA	0.02	0.02
---	--------------------------	----	---	-----	------	------

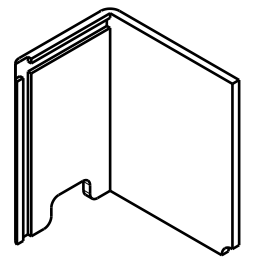
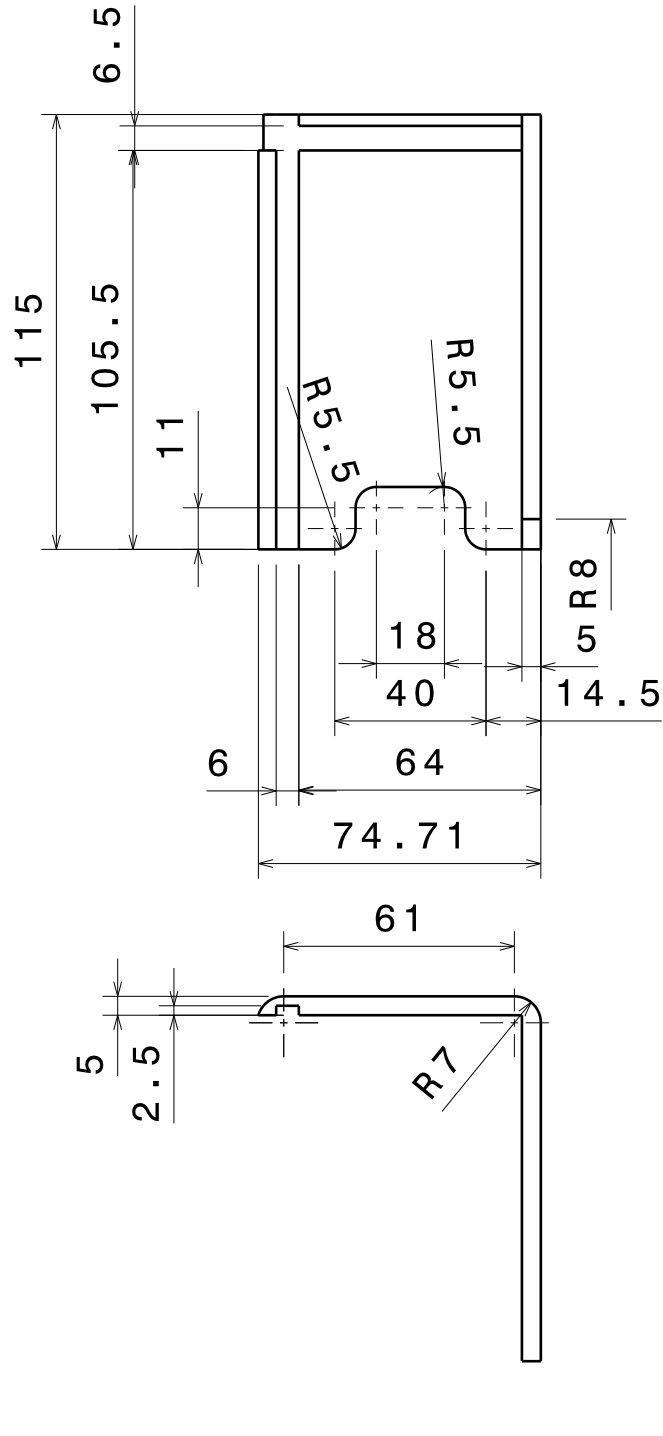
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
-----------	------------------------------	-------	-------------	----------	------	-------

	Fecha	Nombre
Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto
Comprobado:		

UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
 BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA
 ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

	Escala	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
	1:2		Plano Nº: 7 Nº Planos: 13

18.



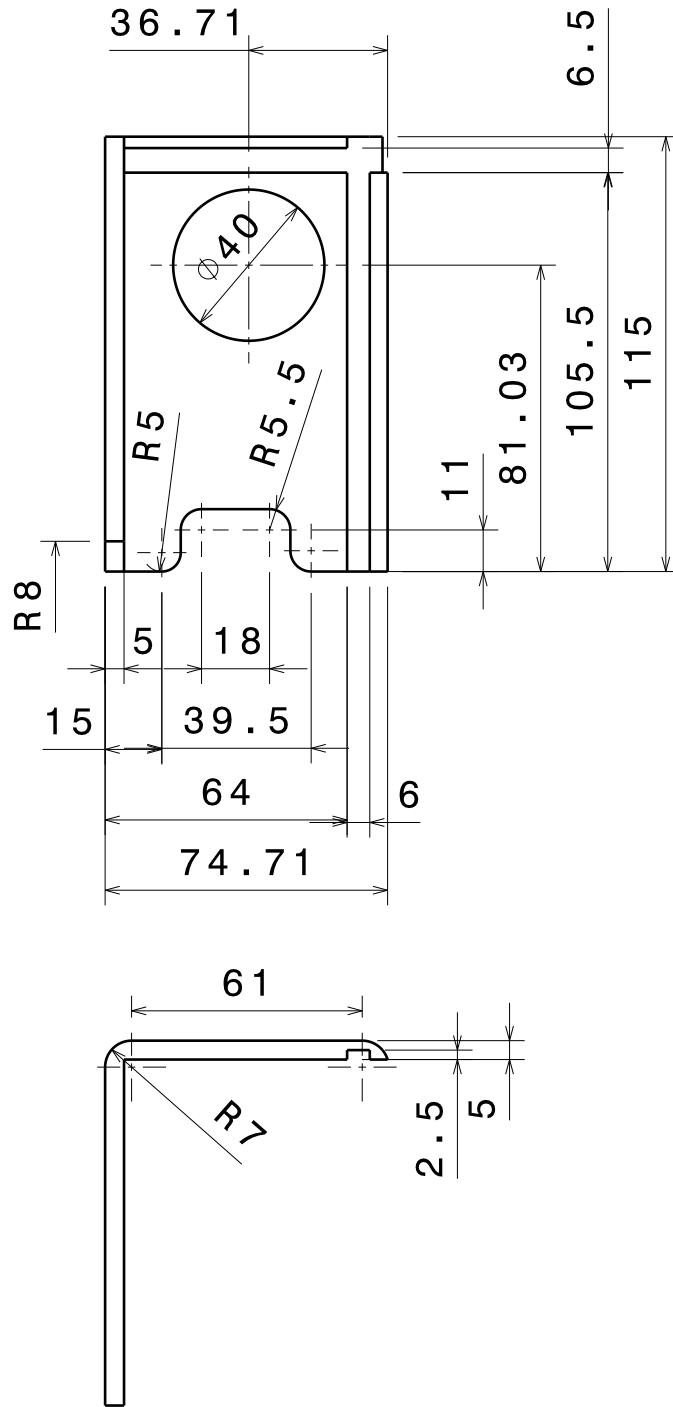
1	Placa Superior Izquierda	18	8	PLA	0.02	0.02
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre
Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto
Comprobado:		

UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
 BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA
 ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

	Escala	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
	1:2		Plano Nº: 8 Nº Planos: 13

19.



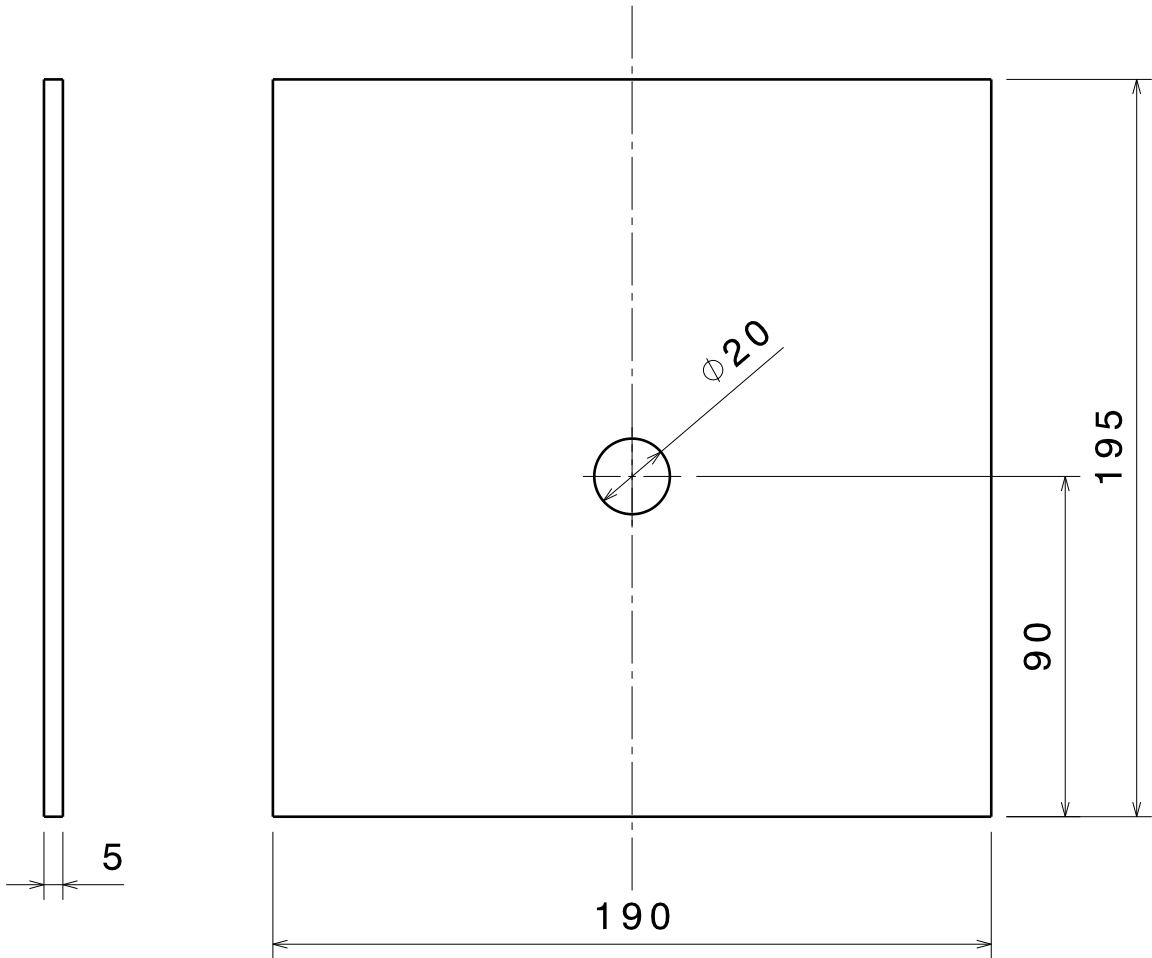
1	Placa Superior Derecha	19	9	PLA	0.02	0.02
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre
Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto
Comprobado:		

UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
 BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA
 ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

	Escala	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
	1:2		Plano Nº: 9
			Nº Planos: 13

13.



1	Pantalla transparente	13	10	Metacrilato	0.04	0.04
---	-----------------------	----	----	-------------	------	------

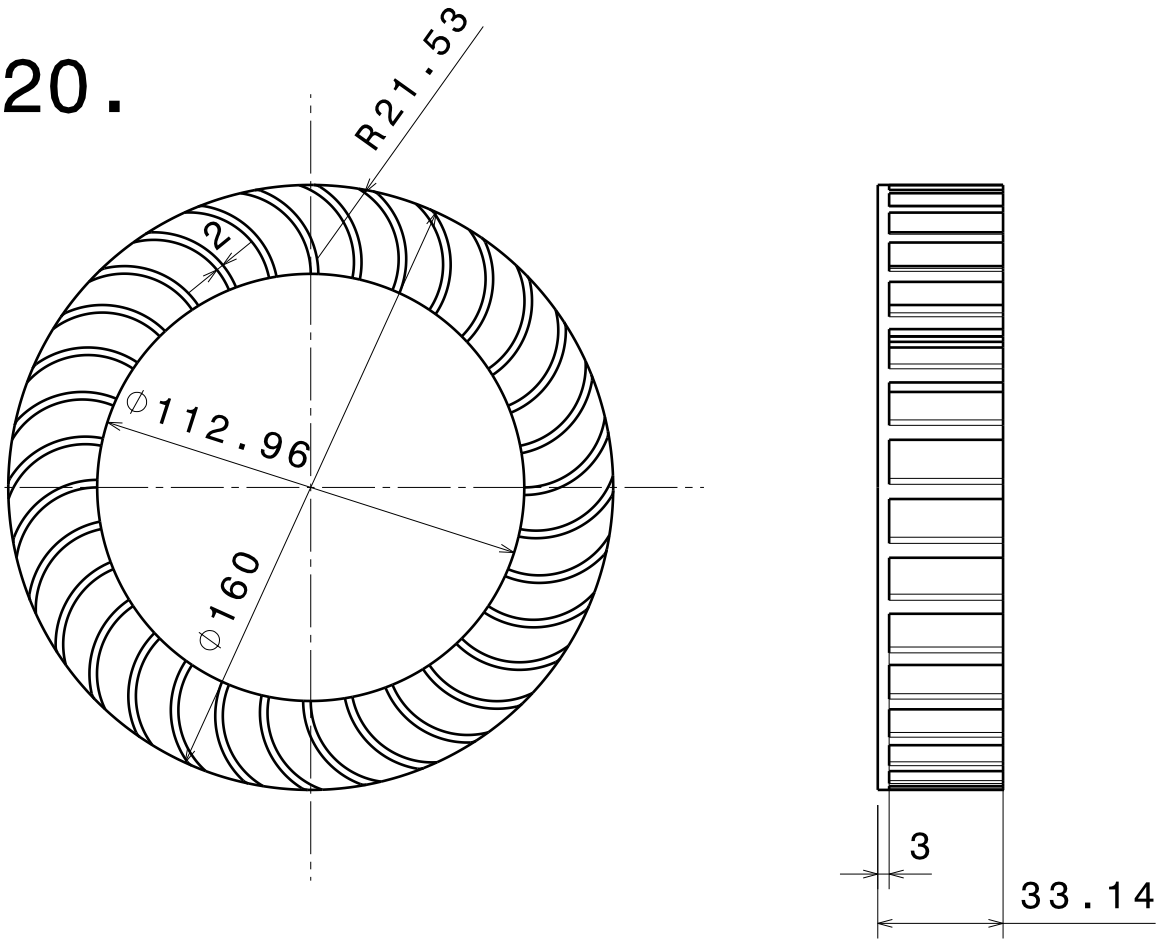
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre
Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto
Comprobado:		

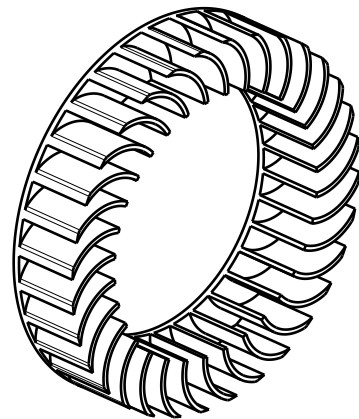
UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
 BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA
 ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

	Escala	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
	1:2		Plano Nº: 10 Nº Planos: 13

20.



Diámetro exterior	160mm
Diámetro interior	112,96mm
Número de álabes	32
Paso angular	11,25°
Radio de los álabes	21,53mm
Sector de los álabes	82°



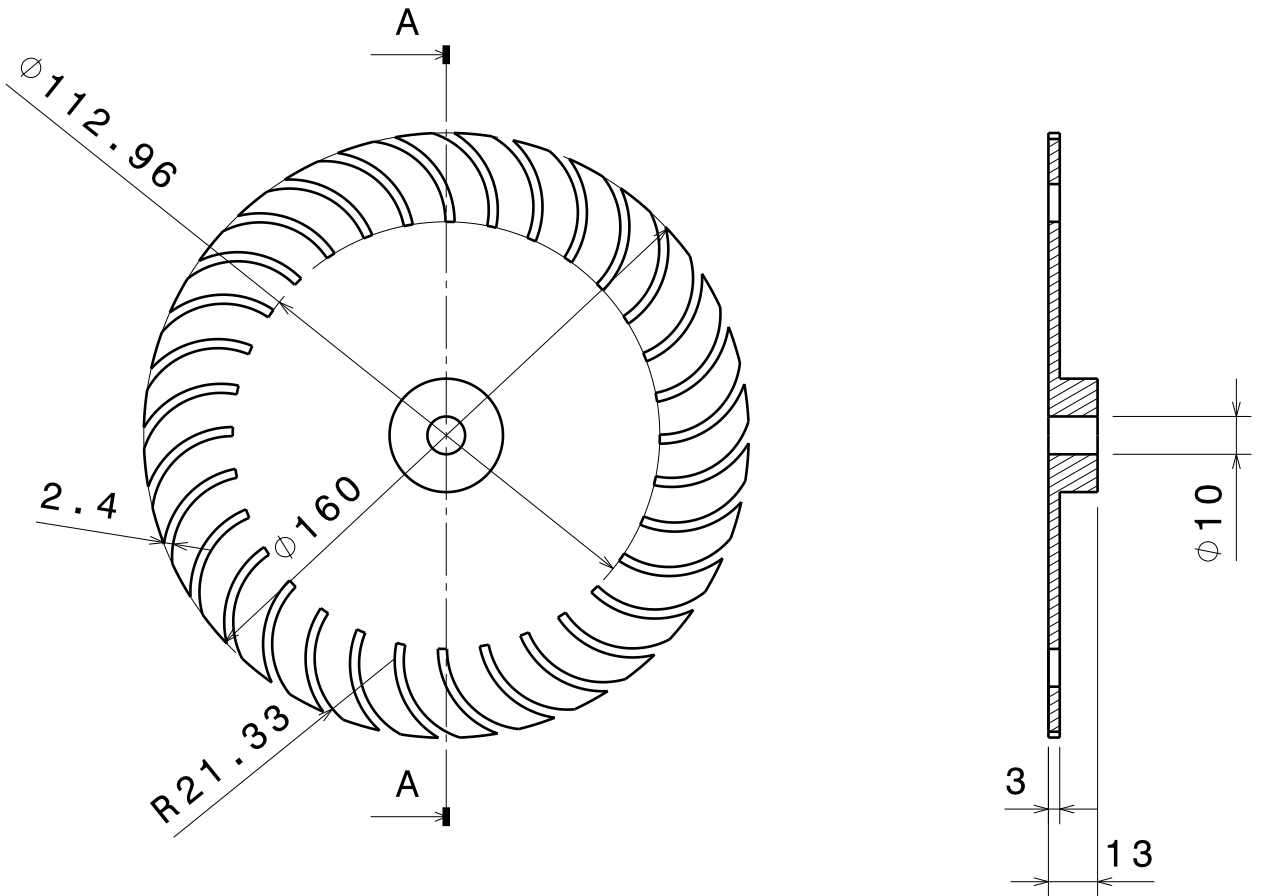
1	Corona y álabes del rodete	20	11	PLA	0.04	0.04
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre
Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto
Comprobado:		

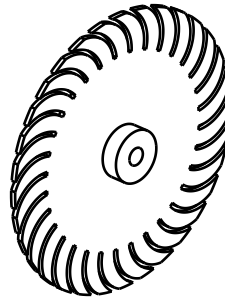
UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
 BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA
 ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO


	Escala	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
	1:2		Plano Nº: 11 Nº Planos: 13

21.

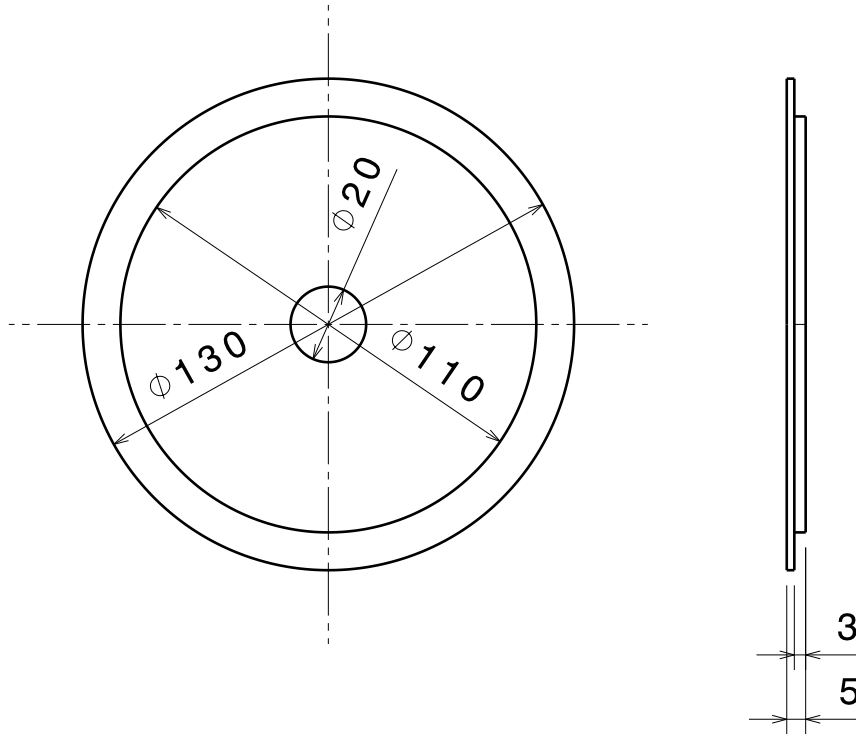


Diámetro exterior	160mm
Diámetro interior	112,96mm
Número de álabes	32
Paso angular	11,25°
Radio de los álabes	21,53mm
Sector de los álabes	82°



1	Disco del rodete	21	12	PLA	0.03	0.03
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	
Fecha		Nombre		<small>UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO</small> <small>BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA</small> <small>ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO</small> 		
Dibujado:		Unai Ayude Prieto				
Comprobado:						
Escala		<h1>MODELO</h1>		DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO		
1:2						
Tol. gen.				Plano Nº: 12		
				Nº Planos: 13		



22.



1	Disco transparente	22	13	Metacrilato	0.03	0.03
---	--------------------	----	----	-------------	------	------

Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre
Dibujado:	28/06/18	Unai Ayude Prieto
Comprobado:		


 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
 BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA
 ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO
 

 Tol. gen.	Escala 1:2	<h1>MODELO</h1>	DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
			Plano Nº: 13 Nº Planos: 13

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

**DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO
CRUZADO PARA APLICACIÓN EN
COMUNIDADES EN VIAS DE
DESARROLLO**

DOCUMENTO 5- PLIEGO DE CONDICIONES

Alumno: Ayude Prieto, Unai

DNI: 72402639L

Director: Bidaguren Diego, Iñigo

DNI: 14606979R

Curso: 2017 - 2018

Fecha: Bilbao, 28 de junio de 2018

Índice

5.1. CONDICIONES TÉCNICAS.....	141
5.1.1. Hoja de cálculo	141
5.1.2. Montaje real	141
5.1.3. Simulación.....	141
5.1.4. Modelo	141
5.2. CONDICIONES ECONÓMICAS	142
5.2.1. Hoja de cálculo	142
5.2.2. Montaje real	142
5.2.3. Simulación.....	142
5.2.4. Modelo	142

5.1. CONDICIONES TÉCNICAS

5.1.1. Hoja de cálculo

La hoja de cálculo automáticamente definirá la geometría de un rodete con al introducir unos parámetros iniciales. Dichos parámetros iniciales deberán de ser lógicos respecto a la situación en donde se quiere implementar la turbina de flujo cruzado. Pensando en el aprovechamiento máximo de los recursos locales se estudiará en cómo realizar la fabricación del rodete.

5.1.2. Montaje real

En la actualidad este tipo de turbinas deben ser revisada cada poco tiempo, siguiendo el montaje y recomendaciones de EMAS, este hecho se desea modificar. Aunque se necesario un buen mantenimiento y revisiones periódicas se quiere asegurar que la vida de los elemento implicados en el montaje se bastante alta. La intención es aprovechar los recursos locales, sin embargo al tratarse de un montaje teórico se han usado soluciones comerciales disponibles en España.

5.1.3. Simulación

Se quiere obtener el rendimiento que puede alcanzar la turbina, pero sin que el coste computacional aumente en exceso. El rodete que se simulará será el obtenido a través de la hoja de cálculo con los datos proporcionados por EMAS y la cual se ha diseñado también para el montaje real. La simulación contiene agua y aire, el cómo introducir ese hecho en la simulación será estudiado en la memoria. Al tratarse de una turbina el rodete no es estático, deberá girar y ese movimiento se deberá introducir en la simulación relacionando el flujo con el cuerpo sólido.

5.1.4. Modelo

Se posee de unas herramientas y equipamiento los cuales serán utilizados en el montaje del modelo, pertenecen a la Escuela de Ingeniería de Bilbao. Los principales equipos son: una bomba con su correspondiente banco con un depósito medible y una impresora 3D. Además para que el modelo se parezca lo máximo posible al montaje real se usará un generador al cual se le transmitirá la potencia mediante una correa dentada.

5.2. CONDICIONES ECONÓMICAS

5.2.1. Hoja de cálculo

Para este apartado será necesario un ordenador, el programa Excel y el programa de dibujo asistido por ordenador AutoCAD. Estos programas y ordenadores capaces de soportar dichos programas se pueden encontrar fácilmente en cualquier oficina técnica por lo que el coste sería reducido, el coste del personal que ha tenido que diseñar el código para la automatización sí que ascendería más el precio.

5.2.2. Montaje real

Está pensado para que se pueda realizar en comunidades en vías de desarrollo, por la información dada por EMAS se conoce que es habitual contar con una máquina de soldadura, chapas de metal y tubos metálicos. Lo cual no elevará el coste del rodete. Sin embargo el resto de componentes del montaje real deberá ser importado.

5.2.3. Simulación

Para la elaboración de la simulación se ha usado un programa de volúmenes finitos, cuya licencia es sustancialmente cara. Además para obtener unos cálculos en un periodo relativamente corto ha sido necesario un ordenador potente de 14 núcleos.

5.2.4. Modelo

Para el modelo se contaba con un presupuesto de 150€ por parte de EMAS. Las dimensiones de las piezas implicadas es pequeña y además la Escuela de Ingeniería de Bilbao ha cedido algunos de los materiales utilizados. Por otra parte los dos alumnos implicados en el proyecto de la elaboración del modelo han usado herramientas propias para la fabricación.

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

DESARROLLO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO PARA APLICACIÓN EN COMUNIDADES EN VIAS DE DESARROLLO

DOCUMENTO 6- PRESUPUESTOS

Alumno: Ayude Prieto, Unai

DNI: 72402639L

Director: Bidaguren Diego, Iñigo

DNI: 14606979R

Curso: 2017 - 2018

Fecha: Bilbao, 28 de junio de 2018

Índice

CAPÍTULO 1: MONTAJE REAL.....	145
CAPÍTULO 2: MODELO.....	146
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL.....	147
PRESUPUESTO TOTAL DEL PROYECTO.....	147

CAPÍTULO 1: MONTAJE REAL

Código	Descripción	Unidades	Precio unitario	Precio total
1.1	Eje del montaje real incluyendo su mecanizado.	1	250	250
1.2	Rodamiento SKF 2307K	2	25	50
1.3	Soporte de pie SE508-607	2	30	60
1.4	Polea 40 8M 30-1615 con agujero interior y chavetero	1	50	50
1.5	Polea 28 8M 30-1108 con agujero interior y chavetero	1	40	40
1.6	Correa dentada 1440 8M WH 30	1	15	15
1.7	Chaveta	1	5	5
1.8	Rodete de la turbina materiales y material de soldadura	1	100	100

TOTAL PARCIAL 570€

RESUMEN DEL CAPÍTULO 1: MONTAJE REAL

TOTAL MONTAJE REAL 570€

CAPÍTULO 2: MODELO

Código	Descripción	Unidades	Precio unitario	Precio total
2.1	Tablón de madera con los agujeros específicos indicados en el plano	1	30	30
2.2	Rollo de material PLA para impresión 3D	1	20	20
2.3	Soporte de rodamiento con rodamiento KP000	2	2	4
2.4	Eje	1	10	10
2.5	Piezas de metacrilato	2	10	20
2.6	Unión 3 piezas D32	3	2,41	7,23
2.7	Manguera	1	2,10	2,10
2.8	Espiga	2	0,57	1,14
2.9	Polea 21 L 050-1108	1	7	7
2.10	Polea 12 L 050-\$	1	10	10
2.11	Correa 244 L 50	1	3	3

TOTAL PARCIAL 114,47€

RESUMEN DEL CAPÍTULO 2: MODELO

TOTAL MODELO 114,47€

PRESUPUESTOS

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

CAPÍTULO I: MONTAJE REAL	570€
CAPÍTULO II: MODELO	114,47€
TOTAL PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL	684,47€

PRESUPUESTO TOTAL DEL PROYECTO

PRESUPUESTO TOTAL	684,47€
--------------------------------	----------------