

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

DOCUMENTO 1- RESUMEN TRILINGÜE

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

1. **RESUMEN**

El presente estudio pretende proponer una solución viable tanto técnica como económicamente para la obtención de energía eléctrica de forma sostenible. Para la solución que se presenta se ha tomado como localización el río Oria perteneciente a la provincia de Guipúzcoa, sin embargo, los cálculos realizados pueden ser extrapolables a las condiciones de otra ubicación. El principal objetivo del proyecto es la obtención de electricidad mediante el aprovechamiento de la energía hidráulica, no obstante, en vista a reducir los costos se descarta cualquier opción que requiera obra civil, por consiguiente, se ha optado por una turbina del tipo Venturi, donde se escogerá una turbina comercial del mercado y se diseñará un tubo de Venturi para mejorar las condiciones del río. Además, los elementos de unión (sujeciones de la turbina, viga, placa de anclaje y zapata) se calcularán y proyectarán para garantizar la estabilidad y resistencia íntegra del sistema.

2. **LABURPENA**

Hondorengo ikerketaren helburua energia elektriko iraunkorarentzat soluzio tekniko eta ekonomikoren bat bilatzea da. Auzkerten den soluziorako Oria errearen kokapena hartu da, Gipuzkoako probintzian. Izan ere kalkulu hauek aintzat hartu ahal dira beste kokapen batzuetarako. Proiektuaren helburu handiena energia hidraulikaren bidez elektrizitatea lortzea da, kontuan hartuz kostuak murrizteko obra zibila behar duen proiektu guztiak baliogabeak direla. Horrela gauzak izanda, Venturi motako turbina bat erabiltzea adostu da, non merkatuan dagoen turbina bat aukeratuko da eta Venturiren hodi bat diseinatuko da errearen baldintzak hobetzeko. Gainera, lotura elementuak (turbina en ainguraketak, habea, zapata) kalkulatu egingo dira sistemaren estabilitatea eta iraupena guztiz bermatzeko.

3. **ABSTRACT**

The present study aims to propose a viable solution both technically and economically for electric energy in a sustainable way. For the solution that is presented, the Oria River belonging to the province of Guipúzcoa has been taken as the location, however, calculations can be extrapolated to other locations conditions. The main

objective of the project is to obtain electricity through the use of hydraulic energy, however, in view to reduce costs, any option that requires civil works has been discarded, therefore, the choice being a turbine of the Venturi-type, where a commercial turbine in the market will be chosen and a Venturi tube will be designed to improve the conditions of the river. In addition, the connecting elements (turbine, girder, concrete block and anchor plate fasteners) will be calculated and be screened to ensure stability and full resistance of the system.

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

DOCUMENTO 2- ÍNDICE GENERAL

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

DOCUMENTO 1. RESUMEN TRILINGÜE

DOCUMENTO 3. LISTA DE TABLAS, FIGURAS Y ACRÓNIMOS

1. DOCUMENTO 4 – MEMORIA	2
2. DOCUMENTO 5 – CÁLCULOS	5
3. DOCUMENTO 6 – ANÁLISIS DINÁMICO DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	9
4. DOCUMENTO 7 – ASPECTOS ECONÓMICOS.....	10
5. DOCUMENTO 8 – CONCLUSIONES	11
6. DOCUMENTO 10 – PLIEGO DE CONDICIONES.....	11

DOCUMENTO 4. MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN.....	13
2. CONTEXTO.....	14
2.1. Antecedentes.....	14
2.2. Contexto mundial.....	15
2.3. Contexto europeo.....	16
2.4. Contexto nacional.....	19
2.5. Contexto Comunidad Autónoma Vasca.....	22
2.6. Descripción del sector hidroeléctrico.....	24
2.7. Tipos de mini centrales hidroeléctricas.....	25
2.8. Turbinas hidrocinéticas.....	28
3. OBJETIVOS Y ALCANCE DEL PROYECTO.....	29
3.1. Objetivos del proyecto.....	29
3.2. Alcance del proyecto.....	30
4. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO.....	32
4.1. Beneficios técnicos.....	32
4.2. Beneficios ambientales.....	34
4.3. Beneficios socioeconómicos.....	35
5. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.....	36
5.1. Tipos de turbina hidrocinética.....	36
5.1.1. Turbinas de eje horizontal.....	37
5.1.2. Turbinas de eje vertical.....	39
5.1.2.1. Turbina Darrieus (Eje vertical y álabes rectos).....	39
5.1.2.2. Turbina Savonius (Eje vertical, por arrastre).....	40
5.1.2.3. Turbina Gorlov (Eje vertical y álabes helicoidales).....	40
5.1.3. Turbina de eje inclinado.....	41

5.1.4.	Turbinas en conductos.....	41
5.2.	Sistemas de anclaje o sustentación	43
5.2.1.	Base fijada por gravedad	43
5.2.2.	Sistema flotante	44
5.3.	Turbinas hidráulicas convencionales	44
5.3.1.	Turbinas Pelton	45
5.3.2.	Turbina Francis	46
5.3.3.	Turbinas Kaplan y hélice.....	47
6.	DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA.....	48
6.1.	Tecnología	48
6.2.	Selección de turbina.....	49
6.3.	Tubo de Venturi	50
6.4.	Solución final.....	51
6.5.	Ensamblaje.....	51
6.5.	Costo	54
6.6.	Visibilidad.....	54
6.7.	Mantenimiento	55
7.	METODOLOGÍA.....	55
7.1.	Diagrama de Gantt	56

DOCUMENTO 5. CÁLCULOS

1. DATOS DE PARTIDA	62
2. ESTUDIO DEL EMPLAZAMIENTO.....	63
2.1. Introducción	63
2.2. Caudal	63
2.3. Caudales clasificados	65
2.4. Caudal de equipamiento.....	66
2.5. Caudal mínimo técnico	67
2.6. Profundidad del rio	68
2.7. Velocidad del rio.....	68
3. ESTUDIO HIDRÁULICO	72
3.1. Ecuaciones fundamentales de un flujo.....	72
3.1.1. Ecuación de la continuidad	72
3.1.2. Ecuación de la energía.....	72
3.1.3. Ecuación de la cantidad de movimiento.....	74
3.2. Conceptos fundamentales de la energía hidrocínética	74
3.2.1. Potencia de la turbina hidrocínética	75
3.2.2. Potencia teórica	76
3.2.3. Coeficiente de potencia	78
3.2.4. Límite de Betz. Potencia disponible.....	79
3.2.5. Coeficiente potencia de la turbina	82
3.2.6. Velocidad específica (TSR)	82
3.2.7. Coeficiente del generador (η_1)	84
3.2.8. Coeficiente de transmisión(η_2)	85
3.2.9. Coeficiente de las palas de la turbina (η_3)	85
3.3. Efecto venturi.....	86

3.3.1.	Principio de funcionamiento	86
3.3.2.	Efecto de la tobera.....	89
3.3.3.	Dimensionamiento del tubo de Venturi	91
3.3.4.	Número de Reynolds.....	95
3.4.	Pérdidas.....	98
3.4.1.	Pérdidas de carga por fricción.....	98
3.4.2.	Pérdidas secundarias	101
3.4.2.1.	Pérdidas localizadas estrechamiento gradual de sección (tobera)	102
3.4.2.2.	Pérdidas localizadas ensanchamiento gradual de sección (difusor) ...	102
3.4.2.3.	Rejillas	104
3.4.3.	Pérdidas de velocidad.....	105
3.5.	Potencia eléctrica disponible	107
4.	ELEMENTOS DE SUJECCIÓN	109
4.1.	Soporte superior.....	109
4.2.	Sujeción Inferior	114
4.3.	Pilar.....	116
4.3.1.	Resistencia de la sección	132
4.3.1.1.	Resistencia a cortante.....	132
4.3.1.2.	Resistencia a compresión.....	133
4.3.1.3.	Resistencia a flexión	133
4.3.1.4.	Interacción de esfuerzos en secciones	133
4.3.2.	Resistencia de la barra.....	134
4.3.2.1.	Compresión.....	134
4.3.2.2.	Flexo-Compresión	137
4.3.2.3.	Pandeo lateral.....	140
4.3.3.	Deformación.....	142
4.4.	Placa de anclaje.....	142

4.4.1.	Comprobación de la flexocompresión.....	145
4.4.2.	ELU de agotamiento de los pernos a tracción.....	148
4.4.3.	ELU de agotamiento de los pernos a cortante.....	149
4.4.4.	ELU de anclaje de los pernos.....	150
4.5.	Zapata.....	151
4.5.1.	Comprobaciones de estabilidad.....	152
4.5.1.1.	Vuelco.....	152
4.5.1.2.	Deslizamiento.....	152
4.5.2.	Comprobación al hundimiento o de la tensión admisible del terreno.....	153
4.5.3.	Resistencia a tracción en la sección de referencia.....	154
4.5.4.	Comprobación a cortante:.....	156
4.5.5.	Comprobación del estado límite de punzonamiento (EHE, Art. 46.2):.....	158

DOCUMENTO 6. ESTUDIO DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

1.	INTRODUCCIÓN.....	161
2.	GEOMETRÍA.....	162
2.1.	Tubo de Venturi.....	163
2.2.	Volumen de control.....	164
3.	REGIONS.....	165
4.	MALLADO.....	166
5.	DEFINICIÓN DE LOS MODELOS FÍSICOS.....	169
6.	PREPROCESADO.....	171
6.1.	Derived Parts.....	171
6.2.	Stopping Criteria.....	172
6.3.	Scenes.....	172
7.	REPORT.....	173

DOCUMENTO 7. ASPECTOS ECONÓMICOS

1. MATERIALES	176
1.1. Componentes diseñados.....	176
1.2. Componentes comerciales	177
2. EQUIPOS	178
2.1. Sistema eléctrico	178
3. MANO DE OBRA.....	179
3.1. Fase de fabricación y premontaje	179
4. MONTAJE.....	179
4.1. Montaje estructural	179
4.2. Montaje de instalaciones	179
5. PRESUPUESTOS PARCIALES	180
6. ANÁLISIS DE RENTABILIDAD.....	181
6.1. Introducción	181
6.2. Datos iniciales.....	182
6.3. Análisis económico.....	183
6.4. Hoja de cálculo	186
6.5. Capacidad de abastecimiento eléctrico	188
6.6. Caso subvencionado	189
6.7. Comparación con el mercado	192

DOCUMENTO 8. CONCLUSIONES

1. CONCLUSIONES.....	194
----------------------	-----

DOCUMENTO 9. BIBLIOGRAFÍA

1. NORMAS Y DISPOSICIONES LEGALES.....	197
2. PUBLICACIONES.....	197
3. PÁGINAS WEB.....	198
4. MANUALES Y CATÁLOGOS CONSULTADOS.....	199
5. PROGRAMAS INFORMÁTICOS UTILIZADOS PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO.....	200

DOCUMENTO 10. PLIEGO DE CONDICIONES

1. DISPOSICIONES GENERALES.....	203
1.1. Objeto.....	203
1.2. Alcance.....	203
1.3. Documentos del proyecto.....	204
1.4. Compatibilidad y relación entre documentos.....	205
1.5. Definición del diseño.....	206
1.6. Normativa de carácter general.....	206
1.7. Legalización.....	207
2. CONDICIONES TÉCNICAS.....	207
2.1. Funcionamiento.....	207
2.2. Requisitos mecánicos.....	207
2.2.1. Tubo de Venturi.....	207
2.2.2. Sujeciones.....	208
2.2.3. Viga de soporte.....	208

2.2.4.	Turbina	209
2.2.5.	Montaje.....	209
2.3.	Pruebas.....	209
2.4.	Mantenimiento	209
2.5.	Seguridad laboral	210
3.	CONDICIONES FACULTATIVAS.....	210
3.1.	Jefe de obra	210
3.2.	Obligaciones del contratista.....	211
3.3.	Plazos y comienzo de la fabricación.....	211
3.4.	Fallos de fabricación o en el montaje	212
3.5.	Plazo de garantía.....	212
4.	CONDICIONES ECONÓMICAS	213
4.1.	Gastos e impuestos.....	213
4.2.	Fianzas	213
4.3.	Devolución de la fianza	214
4.4.	Precios contradictorios.....	214
4.5.	Reclamación por aumento de precios	214
4.6.	Revisión de precios	215
4.7.	Pagos.....	215
4.8.	Formas de pago	215
4.9.	Indemnización por retraso de los trabajos	216
5.	CONDICIONES LEGALES	216
5.1.	Contrato	216
5.2.	Marco jurídico.....	216
5.3.	Medidas de seguridad	217
5.4.	Permisos y licencias.....	217

5.5.	Accidentes y daños a terceros	217
5.6.	Rescisión del contrato	217
6.	ANEXO I: MANUAL DE MANTENIMIENTO DEL FABRICANTE	219

DOCUMENTO 11. PLANOS

<u>PLANO N°</u>	<u>TÍTULO DEL PLANO</u>	<u>FORMATO</u>
1	Conjunto-1	A3
2	Conjunto-2	A3
3	Brida DN320	A4
4	Tobera	A4
5	Soporte Superior	A4
6	Soporte Inferior	A4
7	Rejilla	A3
8	Garganta	A4
9	Difusor	A4
10	Brida DN760	A3
11	Zapata	A3
12	Placa de anclaje	A3

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

***DOCUMENTO 3- LISTA DE TABLAS, ILUSTRACIONES,
GRÁFICAS Y ACRÓNIMOS***

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

ÍNDICE DE LA LISTA DE TABLAS, ILUSTRACIONES, GRÁFICAS Y ACRÓNIMOS

1. DOCUMENTO 4 – MEMORIA	2
2. DOCUMENTO 5 – CÁLCULOS	5
3. DOCUMENTO 6 – ANÁLISIS DINÁMICO DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	8
4. DOCUMENTO 7 – ASPECTOS ECONÓMICOS	9
5. DOCUMENTO 8 – CONCLUSIONES	10
6. DOCUMENTO 10 – PLIEGO DE CONDICIONES.....	10

1. DOCUMENTO 4 – MEMORIA

TABLAS

Tabla 4.1: Turbina recomendada según salto neto. 16

Tabla 4.2: Resultados finales valoración impacto ambiental. 35

ILUSTRACIONES

Ilustración 4.1: Mecanismo tradicional para el aprovechamiento hidráulico..... 15

Ilustración 4.2: Comparación fuentes de energía en países desarrollados y
subdesarrollados. 16

Ilustración 4.3: Evolución mundial de la energía eléctrica instalada. 17

Ilustración 4.4: Evolución generación de electricidad a partir de fuentes renovables en la
UE (1990-2014). 18

Ilustración 4.5: Comparativa energía renovable sobre la producción total en la UE
(2016). 19

Ilustración 4.6: Evolución de la potencia instalada renovable en España (MW). 21

Ilustración 4.7: Evolución generación energética renovable en España (GWh). 21

Ilustración 4.8: Distribución geográfica de las cuencas hidrográficas de España. 22

Ilustración 4.9: Producción eléctrica renovable. 23

Ilustración 4.10: Mini centrales hidroeléctricas en funcionamiento en la CAPV (1999).
..... 24

Ilustración 4.11: Cuencas hidrográficas en la CAPV. 25

Ilustración 4.12. Esquema transformación de energía hidráulica en energía eléctrica... 25

Ilustración 4.13: Ejemplo central de agua fluyente. 27

Ilustración 4.14: Ejemplo central a pie de presa. 28

Ilustración 4.15: Esquema tipología de turbinas hidrocinéticas. 30

Ilustración 4.16: Río Oria a su paso por Lasarte. 31

Ilustración 4.17: Variación de velocidad del flujo. 34

Ilustración 4.18: Ejemplo uso rejillas, empresa Smart Hydro (Alemania, Munich).	34
Ilustración 4.19: Ejemplo turbina eje horizontal.	38
Ilustración 4.20: Ejemplo turbina eje vertical.	38
Ilustración 4.21: Tipos de turbinas hidrocínicas de eje horizontal: a) Anclada al lecho y generador sumergido b) Generador flotante c) Flotante con generador sumergido. ...	39
Ilustración 22: Tipos de turbinas hidrocínicas de eje vertical: a) Darrieus de jaula de ardilla b) H-Darrieus c) Darrieus.	40
Ilustración 4.23: Turbina Savonius.	41
Ilustración 4.24: Turbina Gorlov.	41
Ilustración 4.25: Turbina eje inclinado.	42
Ilustración 4.26: Turbina de Venturi.	43
Ilustración 4.27: Anclajes de zapata: a) base rígida sobre lecho b) base soterrada.	44
Ilustración 4.28: Base con entramado.	44
Ilustración 4.29: Sistema flotante.	45
Ilustración 4.30: Turbina Pelton.	46
Ilustración 4.31: Turbina Francis.	47
Ilustración 4.32: Turbina Kaplan.	49
Ilustración 4.33: Ensamblaje completo.	51
Ilustración 4.34: turbina UnderWater 100 del fabricante Ampair.	52
Ilustración 4.35: Uniones de la garganta.	53
Ilustración 4.36: Detalle rejilla.	53
Ilustración 4.37: Sujeciones de la turbina al tubo de Venturi.	54
Ilustración 4.38: Unión pilar con zapata.	55
Ilustración 4.39: Fases del proyecto.	56

ACRÓNIMOS

CE – Comisión Europea

UE – Unión Europea

CAPV – Comunidad Autónoma del País Vasco

EVE – Ente Vasco de la Energía

CFD – Computational Fluid Dynamics

UNE – Una Norma Española

CAD– Computer-Aided Design

IDAE – Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía

EMEC– European Marine Energy Centre

EN – Norma Europea

ISO – International Organization for Standardization

DIN – Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización)

EVE – Ente Vasco de la Energía

CO₂ – Dióxido de carbono

CH₄ – Metano

N₂O – Dióxido de nitrógeno

HFCs – Hidrofluorocarburos

PFC – Perfluorocarburos

SF₆– Hexafluoruro de azufre

2. DOCUMENTO 5 – CÁLCULOS**TABLAS**

Tabla 5.1: Características técnicas turbina UnderWater100.	64
Tabla 5.2: Histórico de caudales en el río Oria.	66
Tabla 5.3: Media mensual de caudales en el río Oria.....	66
Tabla 5.4: Factor de corrección k dependiendo de la turbina.....	69
Tabla 5.5: Profundidades medias río Oria.	70
Tabla 5.6: Comparativa turbina-velocidad específica- nº de álabes.....	85
Tabla 5.7: Resumen límites tubo de Venturi según norma UNE-EN ISO 5167.	94
Tabla 5.8: Valores viscosidad dinámica y densidad en función de la temperatura del agua.	99
Tabla 5.9: Valores rugosidad absoluta k.	102
Tabla 5.10: Valores de λ en función del grado de conicidad.	105
Tabla 5.11: Longitud de pandeo de las barras canónicas.	137
Tabla 5.12: Curva de pandeo en función de la sección transversal.....	137
Tabla 5.13: Valores coeficiente de pandeo χ	138
Tabla 5.14: Términos de comprobación, según peor clase de sección en la pieza.....	140
Tabla 5.15: Coeficientes de interacción según peor clase de sección en la pieza.	140
Tabla 5.16: Coeficientes del momento equivalente.....	141
Tabla 5.17: Resistencia hormigones.....	146

ILUSTRACIONES

Ilustración 5.1: Turbina hidrocínética UnderWater100.....	64
Ilustración 5.2: Método de registro de profundidad del río.....	65
Ilustración 5.3: Curva de caudales clasificados típica.....	67
Ilustración 5.4: Curva de caudales clasificados río Oria.	68

Ilustración 5.5: Sección transversal típica de un río.....	71
Ilustración 5.6: Anchura río Oria en el tramo seleccionado según Google Maps.	71
Ilustración 5.7: Anchura río Oria según Diputación Foral de Gipuzkoa.....	72
Ilustración 5.8: Parábola calculada.....	72
Ilustración 5.9: Volumen de control cilíndrico.....	77
Ilustración 5.10: Curva de potencia teórica y real.....	79
Ilustración 5.11. Área barrida por el rotor.....	81
Ilustración 5.12: Gráfica representativa del límite de Betz.....	83
Ilustración 5.13: Gráficas del fabricante de la turbina.....	84
Ilustración 5.14: Gráfica coeficiente de potencia-velocidad específica.....	86
Ilustración 5.15: Triángulo de potencias.....	86
Ilustración 5.16: Efecto Venturi.....	88
Ilustración 5.17: Variación de presión estática y velocidad en tubo de Venturi.....	90
Ilustración 5.18: Dimensiones Tubo de Venturi según norma UNE-EN ISO 5167.....	93
Ilustración 5.19: Gráfica del fabricante de la turbina.....	95
Ilustración 5.20: Plano tubo de Venturi (cm).....	96
Ilustración 5.21: Triángulo de entrada.....	96
Ilustración 5.22: Triángulo de salida.....	97
Ilustración 5.23: Temperaturas medias mensuales río Oria.....	98
Ilustración 5.24: Tipos de flujo.....	100
Ilustración 5.25: Diagrama de Moody.....	103
Ilustración 5.26: Difusor.....	105
Ilustración 5.27: Esquema configuración de una rejilla de limpieza.....	107
Ilustración 5.28: Cálculo gráfico de potencia disponible.....	109
Ilustración 5.29: Dimensiones turbina UnderWater100.....	111

Ilustración 5.30: Dimensiones placa superior.....	112
Ilustración 5.31: Cálculo gráfico del peso de la turbina.	113
Ilustración 5.32: Respuesta unión fricción type.....	115
Ilustración 5.33: Líneas de transmisión de esfuerzos en una unión friction type.....	115
Ilustración 5.34: Esquema sujeción inferior.	116
Ilustración 5.35: Cálculo gráfico peso turbina.	125
Ilustración 5.36: Área de la rejilla filtrante según SolidWorks.	126
Ilustración 5.37: Coeficientes de arrastre	127
Ilustración 5.38: Esquema de fuerzas sobre el tubo de Venturi.	129
Ilustración 5.39: Ejemplos curvas isotacas.....	130
Ilustración 5.40: Perfil de velocidades.	131
Ilustración 5.41: Perfil de velocidades calculado.	131
Ilustración 5.42: Esquema posicionamiento sistema completo de captación energética.	132
Ilustración 5.43: Fuerzas y momento introducidos en Cespla.....	133
Ilustración 5.44: Resultados obtenidos del Cespla (axil, cortante y flector).	133
Ilustración 5.45: Deformación pilar según Cespla.	144
Ilustración 5.46: Placa de anclaje.	145
Ilustración 5.47: Dimensionamiento placa de anclaje.....	145
Ilustración 5.48: Perímetro del pilar.	147
Ilustración 5.49: Flexocompresión de la placa de anclaje.....	148
Ilustración 5.50: Rigidez placa de anclaje.	149
Ilustración 5.51: dimensiones zapata.....	153
Ilustración 5.52: Fuerzas y momento en la zapata.....	153
Ilustración 5.53: Distribución triangular de tensiones.....	155

Ilustración 5.54: momentos en la sección de referencia S1.....	157
Ilustración 5.55: Esfuerzo cortante en la sección S2.....	158

ACRÓNIMOS

DC – Direct Current

AC – Alternating Current

CAPV – Comunidad autónoma del País Vasco

ISO – International Organization for Standardization

AISI – American Iron and Steel Institute

CTE – Código Técnico de la Edificación

EHE – Instrucción Española del Hormigón Estructural

CS – Coeficiente de seguridad

ELU – Estados Límite Últimos

3. DOCUMENTO 6 – ANÁLISIS DINÁMICO DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

TABLAS

Tabla 6.1: Valores de los parámetros principales del mallado.....	168
---	-----

ILUSTRACIONES

Ilustración 6.1: Proceso CFD.	161
Ilustración 6.2: Geometría diseñada.	163
Ilustración 6.3: Plano diseñado.....	163
Ilustración 6.4: Revolución de la geometría.....	164
Ilustración 6.5: Volumen de control.....	165

Ilustración 6.6: Definición de las regiones.	166
Ilustración 6.7: Modelos de mallado escogidos.....	167
Ilustración 6.8: Mallado refinado.	169
Ilustración 6.9: Resultados del mallado.....	169
Ilustración 6.10: Definición de modelos físicos.	170
Ilustración 6.11: Plano transversal.....	172
Ilustración 6.12: Obtención de la fuerza de arrastre.....	173
Ilustración 6.13: Resultados fuerza de arrastre.....	174

ACRÓNIMOS

CFD – Computacional Fluid Dynamics

CAD– Computer-Aided Design

4. DOCUMENTO 7 – ASPECTOS ECONÓMICOS

TABLAS

Tabla 7.1 : Evolución precios kWh en Europa (2015-2017).....	183
Tabla 7.2: Datos iniciales introducidos.	187
Tabla 7.3: CO2 equivalente producido.....	190

ILUSTRACIONES

Ilustración 7.1: Resultados hoja Excel.	187
Ilustración 7.2: Resultados caso subvención.	191
Ilustración 7.3: Turbina Smart Mono Float.	193
Ilustración 7.4: Turbina Smart Free Stream.	194

ACRÓNIMOS

AISI – American Iron and Steel Institute

DN – Diámetro Nominal

DIN – Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización)

IVA – Impuesto sobre el Valor Añadido

IPC – índice de Precios al consumidor

REE – Red Eléctrica de España

VAN – Valor Actual Neto

TIR – Tasa Interna de Retorno

IDAE – Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía

CO₂ – Dióxido de Carbono

5. **DOCUMENTO 8 – CONCLUSIONES**

ILUSTRACIONES

Ilustración 8.1: Solución final. 195

6. **DOCUMENTO 10 – PLIEGO DE CONDICIONES**

TABLAS

Tabla 10.1: Ubicación de la instalación..... 206

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

DOCUMENTO 4- MEMORIA

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN	13
2. CONTEXTO	14
2.1. Antecedentes	14
2.2. Contexto mundial.....	15
2.3. Contexto europeo	16
2.4. Contexto nacional	19
2.5. Contexto Comunidad Autónoma Vasca	22
2.6. Descripción del sector hidroeléctrico	24
2.7. Tipos de mini centrales hidroeléctricas	25
2.8. Turbinas hidrocínéticas.....	28
3. OBJETIVOS Y ALCANCE DEL PROYECTO.....	29
3.1. Objetivos del proyecto	29
3.2. Alcance del proyecto	30
4. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO.....	32
4.1. Beneficios técnicos	32
4.2. Beneficios ambientales	34
4.3. Beneficios socioeconómicos.....	35
5. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.....	36
5.1. Tipos de turbina hidrocínética	36
5.1.1. Turbinas de eje horizontal	37
5.1.2. Turbinas de eje vertical.....	39
5.1.2.1. Turbina Darrieus (Eje vertical y álabes rectos).....	39
5.1.2.2. Turbina Savonius (Eje vertical, por arrastre).....	40
5.1.2.3. Turbina Gorlov (Eje vertical y álabes helicoidales)	40
5.1.3. Turbina de eje inclinado	41

5.1.4.	Turbinas en conductos	41
5.2.	Sistemas de anclaje o sustentación	43
5.2.1.	Base fijada por gravedad	43
5.2.2.	Sistema flotante	44
5.3.	Turbinas hidráulicas convencionales	44
5.3.1.	Turbinas Pelton.....	45
5.3.2.	Turbina Francis.....	46
5.3.3.	Turbinas Kaplan y hélice.....	47
6.	DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA.....	48
6.1.	Tecnología	48
6.2.	Selección de turbina.....	49
6.3.	Tubo de Venturi	50
6.4.	Solución final.....	51
6.5.	Ensamblaje.....	51
6.5.	Costo	54
6.6.	Visibilidad.....	54
6.7.	Mantenimiento	55
7.	METODOLOGÍA	55
7.1.	Diagrama de Gantt	56

1. INTRODUCCIÓN

La realización del presente estudio nace de la necesidad de potenciar el uso de las energías renovables, en concreto la energía hidráulica, con objeto de obtener electricidad de forma limpia y rentable. Además, durante los últimos años las energías renovables se han desarrollado ampliamente para hacer frente al aumento de las tarifas de energía por parte de las compañías eléctricas, al agotamiento de los combustibles fósiles o a los crecientes problemas de polución entre otros. Sin embargo, todavía quedan muchas áreas de las energías renovables por explotar y por ello, se crea este proyecto, buscando una posible solución técnica y económicamente viable para la generación de electricidad.

Con ese fin, se analizará la implantación de una mini central hidroeléctrica en el propio cauce de un río de la Comunidad Autónoma Vasca. En primer lugar, será necesario realizar un estudio del emplazamiento óptimo para obtener las mejores condiciones iniciales posibles. Una vez seleccionada la ubicación y obtenidos los datos de partida, se procederá al diseño de un tubo de Venturi de acuerdo a la normativa aplicable. Posteriormente, gracias al efecto Venturi se logrará acelerar la velocidad del agua que lo atraviesa hasta llegar a la turbina acoplada al tubo. Para la elección de la turbina, de acuerdo con las condiciones generadas, se seleccionará de un catálogo comercial, teniendo en cuenta que sea apta para el rango de velocidades en el que normalmente se trabajará. Por último, se determinará la potencia eléctrica producida, elaborando a su vez el presupuesto y realizando un análisis de rentabilidad, con el cual se podrá establecer unas conclusiones más fiables.

Cabe destacar que la solución adoptada en este proyecto no abarca cálculos electrónicos, eléctricos o de cualquier otra naturaleza que no sea de la rama mecánica.

2. CONTEXTO

2.1. Antecedentes

La fuerza que ejerce el agua ha sido empleada durante muchos años por los antiguos romanos y griegos, que la aprovechaban principalmente para moler el trigo. Sin embargo, la posibilidad de emplear animales o esclavos ralentizó su aplicación generalizada hasta el siglo XII. Ya en la Edad Media, se comenzaron a desarrollar las primeras máquinas hidráulicas, aunque todavía no eran suficientemente resistentes, ya que en un principio se empleaban materiales como la madera para su construcción, podían desarrollar una potencia máxima cercana a los cincuenta caballos. Con el tiempo, la madera fue sustituyéndose por hierro, creando sistemas más resistentes y potentes.

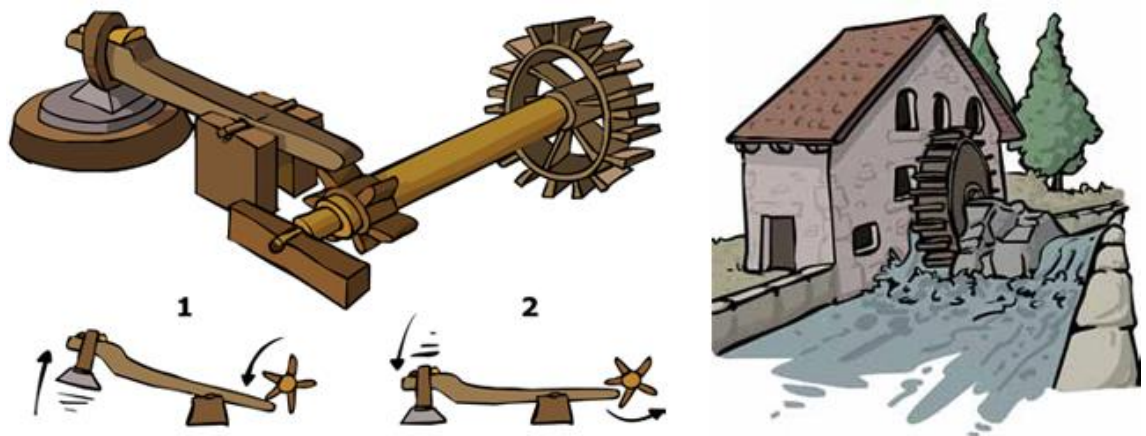


Ilustración 4.1: Mecanismo tradicional para el aprovechamiento hidráulico.

A pesar de esto, no fue hasta la Revolución Industrial cuando se empieza a aprovechar la energía hidráulica para la producción de energía eléctrica. La primera central hidroeléctrica fue construida en Northumberland, Reino Unido, en 1880. Al año siguiente, en las cataratas del Niágara se comenzó a utilizar la fuerza del agua para abastecer el alumbrado público, y a finales de la década ya se habían instalado más de 200 centrales en Estados Unidos y Canadá.

A partir del siglo XIX y durante el siglo XX, esta fuente de energía ha tenido un rápido crecimiento debido al desarrollo técnico, cabe destacar la influencia de la invención del generador eléctrico y el perfeccionamiento de las turbinas hidráulicas. Si bien es cierto que desde comienzos del siglo XX apenas se ha desarrollado nuevos

mecanismos, sí se ha optimizado el rendimiento de los existentes, hasta llegar a la actualidad, cuando diferentes tipos de turbinas son empleadas considerando la altura del salto de agua, como se puede observar a continuación:

ALTURA DEL SALTO	TIPO DE TURBINA
Mayor a 100 metros	Pelton, Turgo y Francis
Entre 100 y 20 metros	Francis y Crossflow
De 5 a 20 metros	Crossflow, Propeller y Kaplan
Menor a 5 metros	Kaplan y Propeller

Tabla 4.1: Turbina recomendada según salto neto.

2.2. Contexto mundial

Actualmente, la energía hidroeléctrica se ha consolidado como la energía renovable más utilizada en todo el mundo, se estima que alrededor del 20% de la energía consumida a nivel mundial tiene origen hidráulico. Además, se trata de una energía en crecimiento especialmente en los países subdesarrollados de África, Asia y América Latina, donde cuentan con una gran cantidad de recursos hidrológicos pero que hasta ahora no contaban con el suficiente desarrollo tecnológico para su aprovechamiento. Por consiguiente, se considera un sistema de generación de energía muy extendido en todo el mundo.

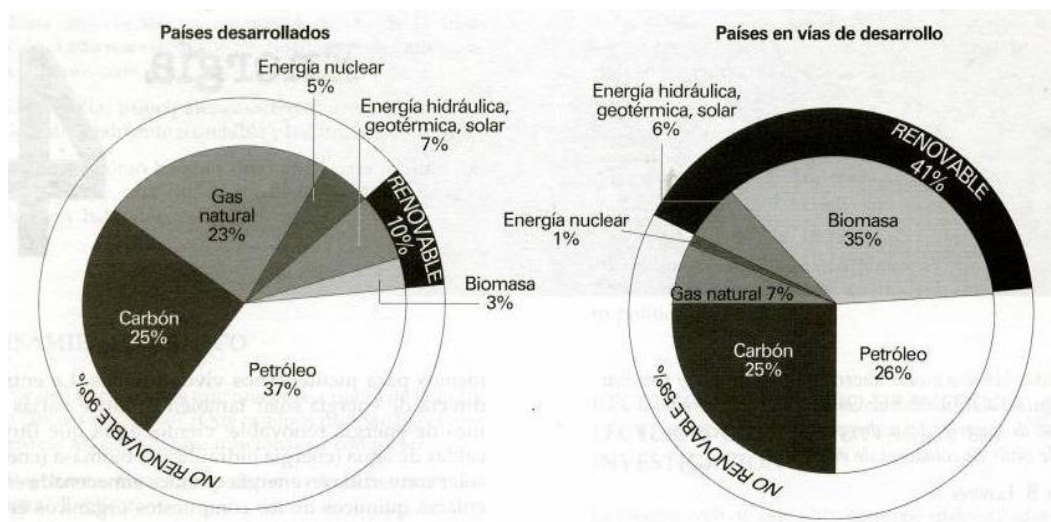


Ilustración 4.2: Comparación fuentes de energía en países desarrollados y subdesarrollados.

Por otro lado, la actual y creciente demanda energética en los países desarrollados está generando una preocupación medioambiental cada vez más evidente, incrementando la dependencia en los combustibles fósiles y, por consiguiente, favoreciendo la emisión de gases de efecto invernadero. Este problema, el cual ya es una realidad, trae consigo graves consecuencias como el aumento de temperaturas, tormentas tropicales más frecuentes y agresivas, deshielo de los casquetes polares...

Por ello, los gobiernos están potenciando el empleo de las energías renovables ya que pueden proporcionar respuestas a los actuales problemas de suministro energético de manera económica y limpia. Dentro de ellas, la energía hidroeléctrica, que gracias a su grado de desarrollo, su carácter inagotable y sus costes asequibles, está incrementando su uso a nivel mundial, europeo y nacional.

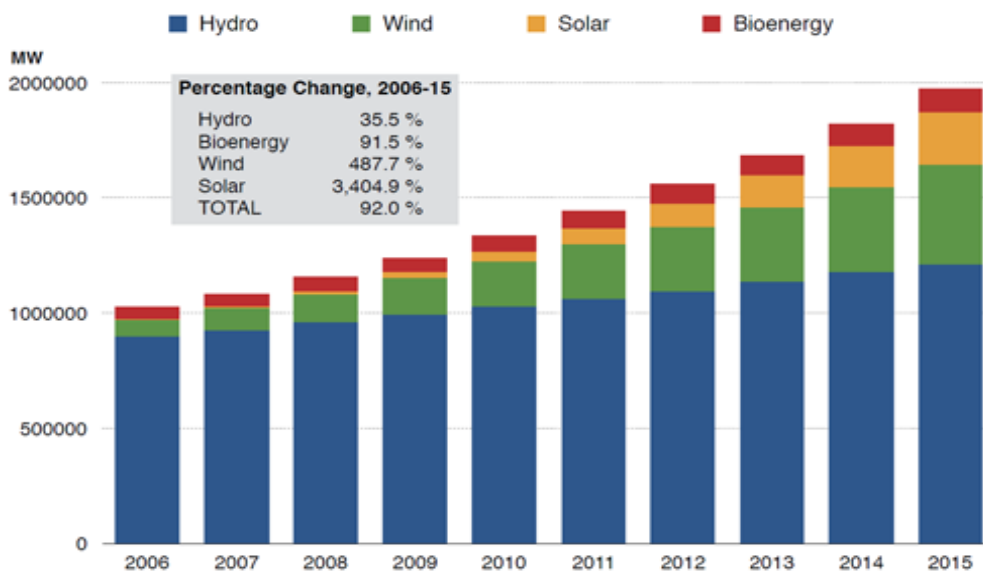


Ilustración 4.3: Evolución mundial de la energía eléctrica instalada.

2.3. Contexto europeo

En cuanto a Europa, el empleo de las energías renovables ha crecido fuertemente a lo largo de los últimos años, y esto es debido a los objetivos jurídicamente vinculantes para las energías renovables establecidas por la Directiva 2009/28/CE. Dentro de los considerandos de esta Directiva cabe resaltar los siguientes puntos:

- El desarrollo de las energías procedentes de fuentes renovables debe vincularse estrechamente al aumento de la eficiencia energética, con el fin de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero en la Comunidad.
- El objetivo obligatorio de alcanzar una cuota del 20% de energía procedente de fuentes renovables en el consumo total de energía de la UE en 2020 y el objetivo vinculante mínimo del 10% para todos los Estados miembros para las energías procedentes de fuentes renovables en el transporte.
- La mejora de la eficiencia energética es un objetivo clave de la Comunidad cuya finalidad es lograr una mejora del 20% en la eficiencia energética de aquí a 2020.

En lo relativo a la generación eléctrica, en 2014 la generación bruta con energías limpias aumentó un 4,9% con respecto al 2013. No obstante, la situación sufre variaciones si se analiza en detalle la fuente de energía. Respecto a la energía hidráulica, son las centrales hidroeléctricas las que generan la mayor parte de la electricidad procedente de fuentes renovables. Aumentando hasta un 29% entre los años 1990 y 2014.

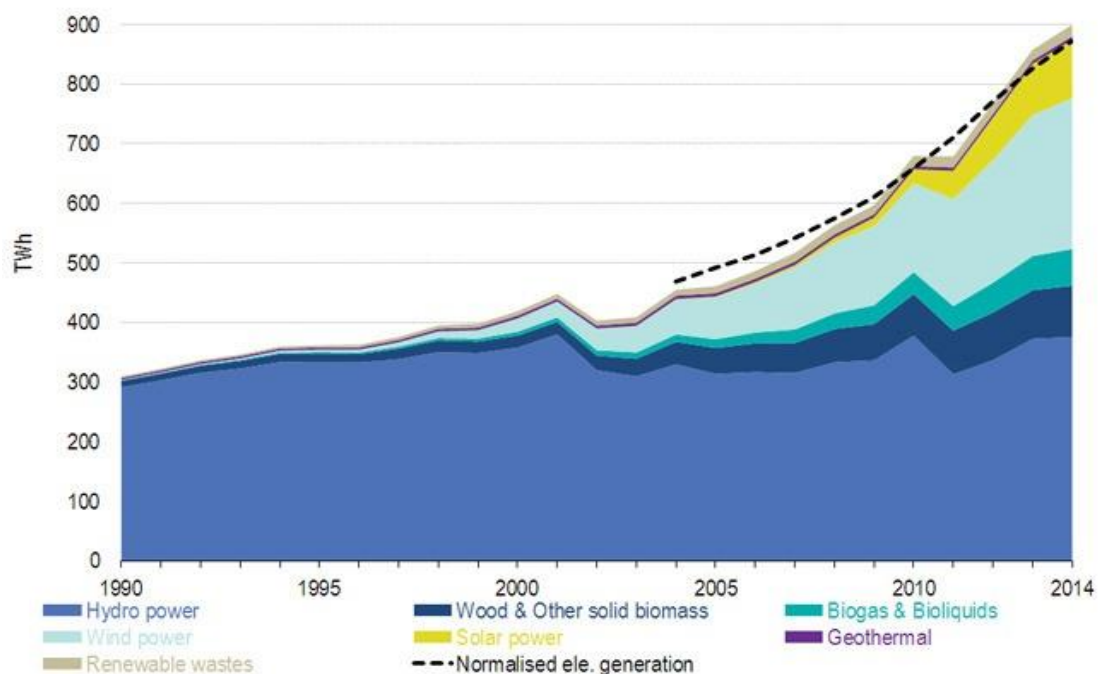


Ilustración 4.4: Evolución generación de electricidad a partir de fuentes renovables en la UE (1990-2014).

producciones estables y eficaces, con un crecimiento moderado y sostenido, por lo tanto, maduro.

En la última ilustración, resalta el valor obtenido por Noruega, ya que produce casi la totalidad (en 2016 la totalidad) de sus necesidades energéticas a partir de recursos renovables, gracias a su gran potencial hidráulico. Noruega es el primer país europeo productor de energía hidráulica, siendo éste el sector más importante del país. Además, se podría llegar a decir que la energía hidroeléctrica noruega es la batería renovable de Europa, debido a que cerca del 50% de la capacidad de los reservorios en Europa se encuentran ubicados en Noruega.

2.4. Contexto nacional

Considerando únicamente nuestro país, el desarrollo a corto plazo viene marcado por el vigente Plan de Energías Renovables 2011-2020. Este plan elaborado por el Gobierno de España aborda el diseño de nuevos escenarios energéticos, así como la consideración de los nuevos objetivos acordados con la Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, la cual establece como objetivo lograr una cuota mínima del 20% de energía procedente de fuentes renovables en el consumo final bruto de energía de la UE, el mismo objetivo establecido para España.

Con el pasado Plan de Energías Renovables 2005-2010, el crecimiento en España de estas ha sido considerable, ya desde el año 2000 el crecimiento de la potencia instalada renovable ha ido evolucionando, ligada al desarrollo de cada respectiva tecnología. En cuanto a la tecnología hidráulica, constituye una opción más que consolidada, eficiente y competitiva, sobre todo en las instalaciones de gran tamaño.

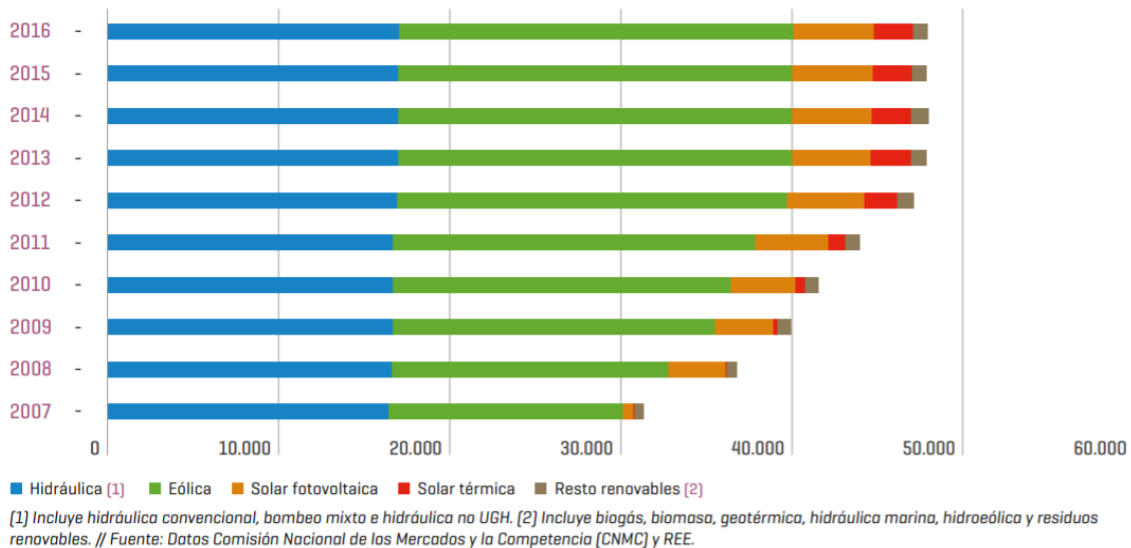


Ilustración 4.6: Evolución de la potencia instalada renovable en España (MW).

En cuanto a la generación de electricidad, el sistema eólico español es el que más aportación tiene. Desde el año 2007, la tecnología eólica tiene un papel destacado como fuente de generación eléctrica motivado principalmente por la mayor capacidad instalada año tras año, pero también por su regularidad. De hecho, pese a que tanto los sistemas hidráulicos como los eólicos presentan cierta dependencia de las condiciones meteorológicas, la eólica tiende a valores de producción energética más estables, como se ilustra en la siguiente imagen:

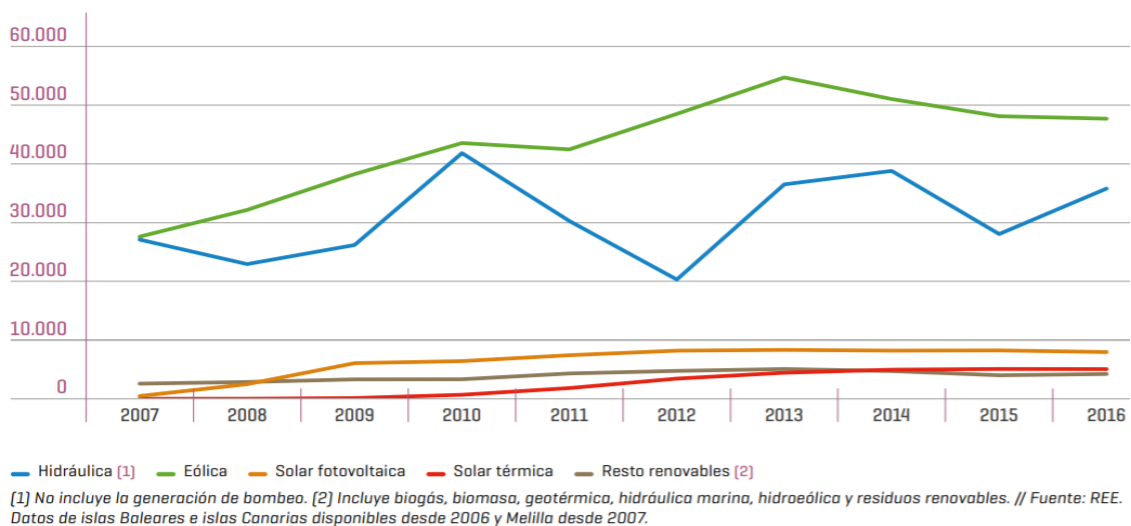


Ilustración 4.7: Evolución generación energética renovable en España (GWh).

Atendiendo en detalle a la energía hidráulica, ésta ha sido tradicionalmente la principal fuente energética renovable del país, hasta que ya en el año 2007 fue superada por la eólica. Desde ese momento ocupa claramente la segunda posición con un total de 17.025 MW de potencia instalada a finales de 2016. Por otra parte, la generación hidráulica, debido a su dependencia de las condiciones meteorológicas como ya se ha comentado anteriormente, es bastante variable. En los años más favorables y húmedos se ha llegado a superar los 40.000 GWh, mientras que durante los años más secos este valor se puede llegar incluso a reducir hasta la mitad.

A su vez, el territorio español se encuentra dividido en cuencas hidrográficas, que viene a ser el territorio en que las aguas fluyen al mar a través de una red de cauces secundarios que convergen en un cauce principal único. Las nueve Confederación Hidrográficas con las que cuenta España son: Norte, Duero, Guadiana, Guadalquivir, Tajo, Mediterránea Andaluza (Sur), Segura, Júcar y Ebro.



Ilustración 4.8: Distribución geográfica de las cuencas hidrográficas de España.

2.5. Contexto Comunidad Autónoma Vasca

[4] Pasado el año 1973, los países desarrollados como ya se ha mencionado iniciaron un movimiento en vista a detener la elevada subida de su consumo energético y su intensa dependencia del petróleo (crisis del petróleo).

La Comunidad Autónoma del País Vasco (CAPV) se sumó a esta tendencia mundial y por ello, el Ente Vasco de la Energía (EVE) decidió poner en marcha en 1982, una hoja de ruta para la consecución de los siguientes objetivos:

- Disminuir el consumo energético
- Disminuir la dependencia energética exterior
- Diversificar la estructura de la demanda energética

En este contexto de diversificación energética es donde se puede encuadrar el hecho de valorar el desarrollo de un sistema de captación energética fluvial, y es que las características topográficas e hidrográficas del País Vasco, otorgan a este territorio un potencial de aprovechamiento energético hidroeléctrico elevado, especialmente al territorio de Gipuzkoa.

De acuerdo con los datos facilitados por el EVE, la generación de energía eléctrica renovable aumentó durante el año 2015 en un 5,4%, aportando 1.125 GWh, siendo su participación en la demanda eléctrica total del 6,8%. En cuanto a la energía hidroeléctrica, se puede observar que junto con la eólica han contribuido en casi un 70% del total.



Ilustración 4.9: Producción eléctrica renovable.

En el año 1999, teniendo en cuenta los datos registrados en el inventario de Mini centrales Hidroeléctricas, en el territorio de la CAPV existían 105 mini centrales

hidroeléctricas en funcionamiento. Dividiendo estos datos por los territorios que conforman la CAPV, se obtiene que el 26% de las instalaciones se encuentran en Bizkaia, el 12% en Álava y, por último, el 62% en Gipuzkoa.

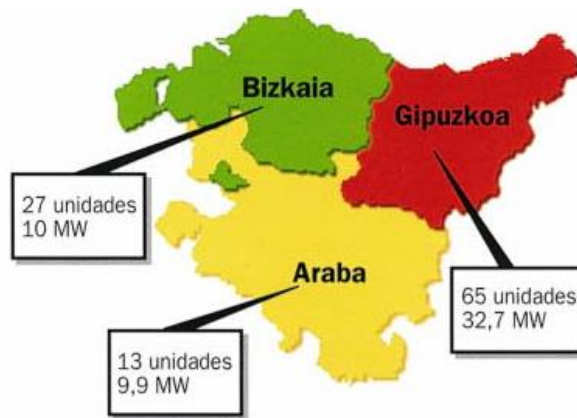


Ilustración 4.10: Mini centrales hidroeléctricas en funcionamiento en la CAPV (1999).

A efectos de planificación hidrológica, se pueden distinguir tres demarcaciones hidrográficas, distribuidos dos de ellos en la vertiente cantábrica (Demarcación Hidrográfica del Cantábrico Oriental y del Cantábrico Occidental) y el otro en la vertiente mediterránea (Demarcación Hidrográfica del Ebro). Cabe destacar la Demarcación Hidrográfica del Cantábrico Oriental ya que supone, en la CAPV, la mayor parte de los territorios de Bizkaia y Gipuzkoa y una pequeña parte de Álava, lo que conduce a una superficie total de 5.288 Km², de los cuales 4.356 Km² (75%) se encuentran en el País Vasco. A su vez, estas demarcaciones hidrológicas se encuentran divididas en diferentes unidades hidrológicas o sistemas de explotación, destacando la del Ibaizabal, Zadorra y Oria, por su gran superficie ocupada. Si todavía se desglosa aún más, finalmente se llega a los diferentes ríos y rías que forman las cuencas.

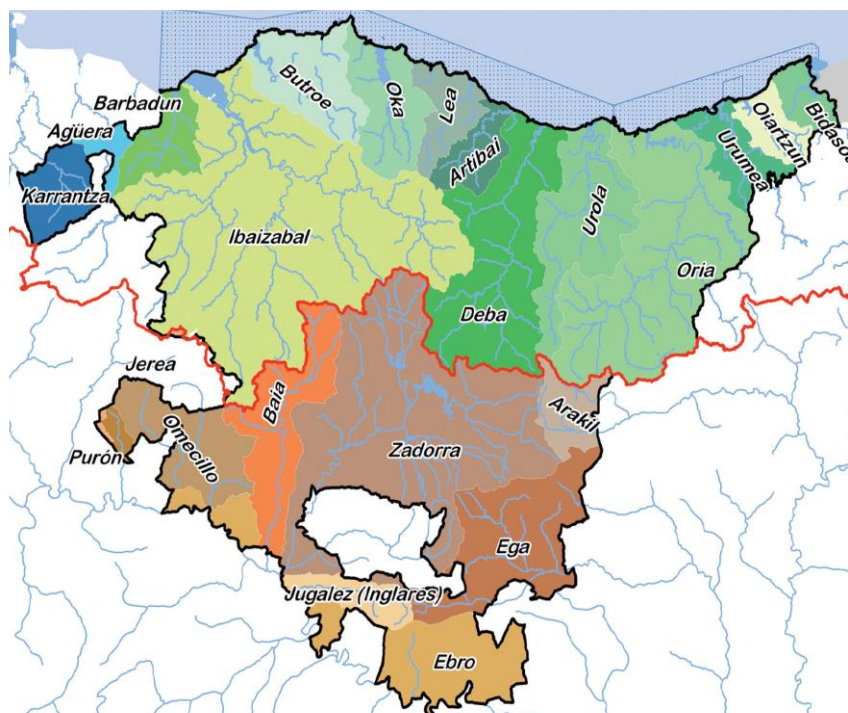


Ilustración 4.11: Cuencas hidrográficas en la CAPV.

2.6. Descripción del sector hidroeléctrico

Se conoce como energía hidroeléctrica aquella que es capaz de generar energía eléctrica aprovechando la energía potencial de una masa de agua para convertirla primero en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica a través de centrales hidroeléctricas. Las centrales hidroeléctricas son instalaciones cuyo objetivo es aprovechar la energía contenida en el agua, esto se logra conduciendo el agua desde el nivel en que se encuentra hasta un nivel inferior en el que se sitúan uno o varias turbinas hidráulicas que mediante la fuerza del agua son accionadas y que a su vez hacen girar uno o varios generadores eléctricos.

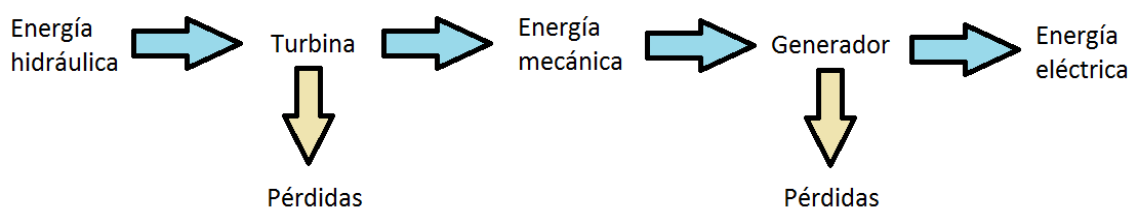


Ilustración 4.12. Esquema transformación de energía hidráulica en energía eléctrica

Por consiguiente, las centrales y mini centrales hidroeléctricas están formadas por el conjunto de equipos e instalaciones necesarios para transformar la energía potencial en energía eléctrica. Aunque no existe consenso a nivel europeo en lo relativo a la potencia máxima instalada que puede tener una central para ser catalogada como mini central, se tomará 10 MW, ya que es el límite establecido por la CE. Sin embargo, la potencia instalada no constituye el criterio característico para distinguir una mini central hidroeléctrica de una central convencional. El diseño de las turbinas empleadas en ambos tipos de estaciones es completamente diferente. Además, desde el punto de vista de obra civil, las necesidades constructivas de las mini centrales son íntegramente distintas de las centrales alimentadas por grandes embalses.

2.7. Tipos de mini centrales hidroeléctricas

[4] La selección del tipo de mini central hidroeléctricas vienen determinadas básicamente por las características y condiciones del terreno, la topografía del terreno es determinante a la hora de seleccionar los equipos. De acuerdo al emplazamiento existen varios tipos de aprovechamiento hidroeléctricos comunes:

- Central de agua fluyente: La central se construye en una derivación del río mediante un canal que acaba en una cámara de carga, a través de una tubería forzada se conduce el agua hasta la turbina y el agua una vez turbinada se devuelve al río. Este tipo de centrales presentan un salto útil prácticamente constante y su potencia depende directamente del caudal que circula por el río.

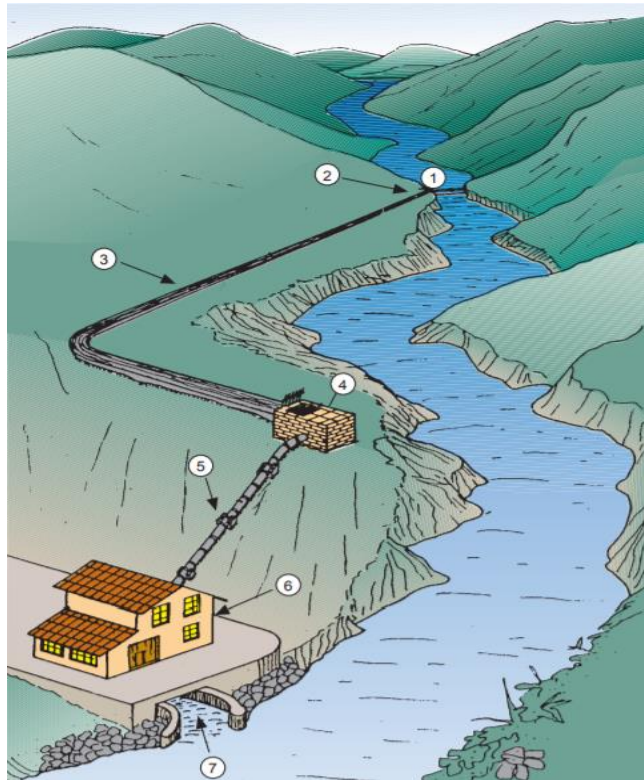


Ilustración 4.13: Ejemplo central de agua fluyente.

Los elementos principales de estas instalaciones que pueden observarse en la figura anterior son:

- ① Azud
 - ② Toma de agua
 - ③ Canal de derivación
 - ④ Cámara de carga
 - ⑤ Tubería forzada
 - ⑥ Edificio con su equipamiento electromecánico
 - ⑦ Canal de salida
- Central a pie de presa: consisten en un pequeño embalse construido para retener el agua, después mediante tuberías forzadas se conduce el agua a la turbina y, por

último, el agua turbinada se devuelve al río. La característica principal de este tipo de instalaciones es que cuentan con la capacidad de regulación de los caudales de salida del agua, que será turbinada en los momentos que se precise.

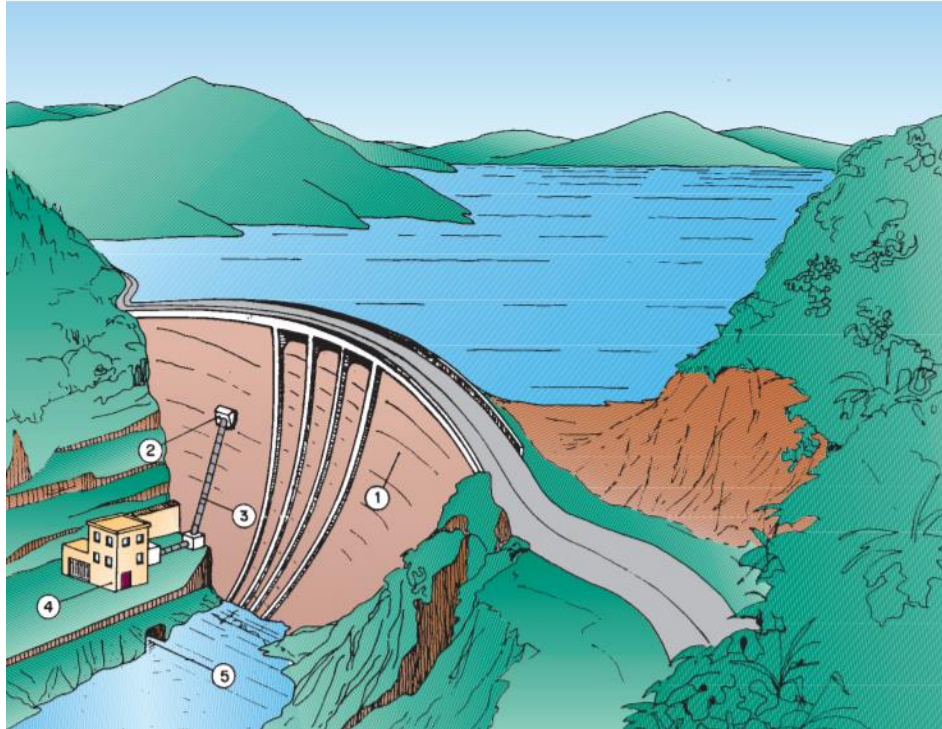


Ilustración 4.14: Ejemplo central a pie de presa.

Son elementos principales de estas centrales:

- ① Presa
- ② Toma de agua
- ③ Tubería forzada
- ④ Edificio con su equipamiento electromecánico
- ⑤ Canal de salida

Dentro de las mini centrales hidroeléctricas se podría crear una nueva tipología en las que estarían las instalaciones de turbinas hidrocineéticas. A diferencia de las mini

centrales hidroeléctricas comentadas que aprovechan el salto o energía potencial y la velocidad o energía cinética del agua, las turbinas hidrocinetas únicamente están diseñadas para obtener electricidad a partir de la energía cinética del flujo.

2.8. Turbinas hidrocinéticas

Como ya se ha comentado anteriormente, la energía cinética contenida en las corrientes fluviales constituye un recurso energético importante. Además, cuando las corrientes atraviesan zonas estrechas, debido a la topografía de la zona, los efectos se amplifican. Actualmente los sistemas hidrocinéticos de captación energética están en sus primeras fases de desarrollo. Sin embargo, se han realizado multitud de experimentos con distintos dispositivos para demostrar la capacidad de explotación de los recursos hídricos fluviales.

Las turbinas hidrocinetas son dispositivos desarrollados a partir de los conocimientos de diseño de aerogeneradores eólicos, y es que básicamente consiste en un molino sumergido a una profundidad determinada y fijada mediante cables o anclada al suelo. A diferencia de los sistemas eólicos que utilizan aire, las turbinas hidrocinetas aprovechan la velocidad del flujo de agua. Una de las ventajas que presentan estas instalaciones es que se colocan en el mismo paso de una corriente libre y no precisan retener agua o realizar costosas obras civiles para su funcionamiento. Siguiendo con la comparativa eólica, la energía de las corrientes tiene una densidad energética más elevada que la eólica, por consiguiente, la energía extraíble por unidad de área barrida es mayor.

Aunque hoy en día existe gran controversia respecto a la clasificación de los tipos de turbinas, a continuación, se expone un esquema orientativo [5], donde se muestran los diferentes tipos y que serán definidos en el apartado “Análisis de alternativas”.

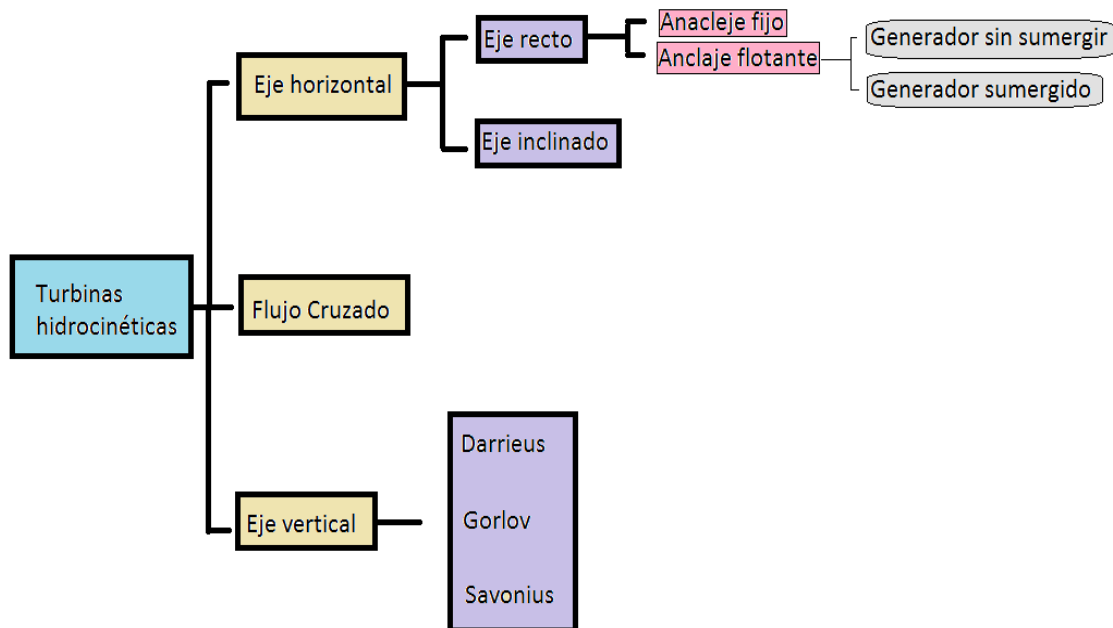


Ilustración 4.15: Esquema tipología de turbinas hidrocínéticas.

3. **OBJETIVOS Y ALCANCE DEL PROYECTO**

3.1. **Objetivos del proyecto**

El presente estudio nace de la pretensión de potenciar el empleo de las energías renovables y con ello, disminuir el actual problema de contaminación que afecta a todo el planeta, así como disminuir la dependencia de los combustibles fósiles. Para tratar de resolver estas cuestiones, se ha decidido la colocación de una turbina hidrocinetica que actúe como fuente de energía.

La ubicación de esta instalación se realizará en un río de la Comunidad Autónoma del País Vasco. Esta decisión se considera debido a que actualmente en esta región no existe ningún sistema implantado de este tipo, además, debido a las condiciones climáticas y la hidrología vasca se crean unas características iniciales óptimas que facilitan y aumentan la eficiencia la instalación objeto de este estudio.



Ilustración 4.16: Río Oria a su paso por Lasarte.

La turbina hidrocinetica en cuestión, se trata de una turbina de Venturi, siendo su función principal beneficiarse de la energía contenida en los ríos o canales fluviales, transformando dicha energía en energía eléctrica a fin de suministrar electricidad a viviendas, estaciones de aforo, sistemas de iluminación municipales, etc. Este equipo, como su nombre bien indica, consiste en un tubo de Venturi en cuyo interior se encuentra ubicada una turbina hidráulica. Con esta disposición mencionada, se canalizará parte del flujo del cauce del río con el objetivo de aumentar su velocidad gracias al efecto Venturi, logrando, por consiguiente, unos resultados más favorables. Por otro lado, se seleccionará una turbina de tipo comercial, en vista a obtener mejores rendimientos, que irá acoplada al tubo de Venturi. Asimismo, se calcularán los elementos estructurales de anclaje y sustentación del tubo de Venturi.

Finalmente, se establecerá un pliego de condiciones donde se definirá toda información relativa a los aspectos técnicos, económicos, administrativos y legales para la materialización del proyecto. También se elaborará un presupuesto para determinar el coste económico aproximado que podría llegar a tener el proyecto. Una vez obtenida la inversión realizada se procede a analizar la rentabilidad de la implantación del sistema.

3.2. Alcance del proyecto

El sistema turbina de Venturi objeto de este estudio se destinará al abastecimiento de zonas cercanas al río donde se ubique. En el presente proyecto únicamente se estudiará

su implantación en un río de la CAPV, sin embargo, este estudio puede ser extrapolable para cualquier canal fluvial siempre y cuando se cumplan unas condiciones mínimas necesarias. Por lo tanto, el río seleccionado deberá disponer de unas medidas en cuanto a anchura y profundidad se refiere suficientes para poder llevar a cabo la implantación de la instalación. Además, se debe asegurar que no existe tránsito fluvial en vista a garantizar la protección del equipo frente a posibles impactos.

Así pues, el alcance del estudio del sistema de captación energética fluvial consta de:

- Estudio del emplazamiento, selección del río más favorable de acuerdo a los respectivos anuarios de aforo.
- Diseño del tubo de Venturi.
- Selección de turbina comercial adecuada.
- Cálculo de las solicitaciones y análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD) para la obtención de la fuerza de arrastre sobre el tubo de Venturi.
- Cálculo de los elementos estructurales empleados (pilar, placa de anclaje y zapata)

El diseño del tubo de Venturi se ha de realizar de acuerdo a la normativa aplicable, en su caso la norma UNE 5167, tal y como se muestra en el Documento 5: Cálculos. Una vez definidas las dimensiones finales de la solución adoptada, se empleará la herramienta computacional “SOLIDWORKS” para realizar los planos y diseño CAD en 3D. También, se tomarán en consideración los siguientes aspectos:

- Selección del material.
- Sistema de anclaje o sujeción más conveniente.
- Sistema de protección ante residuos flotantes y palizadas.

Una vez definidos todos los componentes del sistema de captación energética, se hará una estimación del presupuesto de fabricación y montaje que supondría la instalación y con ello, un análisis de rentabilidad financiero, valorando el costo de la inversión y el ahorro energético obtenido.

Es preciso remarcar que durante la realización del proyecto no se contemplará el estudio eléctrico y sus respectivos componentes, el sistema de control o líneas de transporte de la energía eléctrica, cualquier sistema electrónico y en definitiva cualquier aspecto cuya naturaleza se escape del ámbito mecánico. No obstante, si se reservará una partida alzada en el documento 7: aspectos económicos; para tomar en consideración un costo aproximado del suministro y montaje de los sistemas eléctricos necesarios. Por último, se escapa del alcance del proyecto cualquier cuestión no mencionada en el presente capítulo “Objetivos y alcance del proyecto”.

4. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO

Cuando se habla de energías renovables prácticamente todos los aspectos que abarca la tecnología son ventajas. Las turbinas hidrocínéticas como es sabido pertenecen a este grupo de tecnologías limpias, sin embargo, pese a que se trata de una técnica emergente y en fase de desarrollo presenta un amplio ratio de beneficios, pudiéndose agrupar en [9]:

- Beneficios técnicos
- Beneficios ambientales
- Beneficios socioeconómicos

4.1. Beneficios técnicos

En primer lugar, la energía hidrocínética busca aprovechar la energía facilitada por la velocidad de una corriente de agua para transformarla en electricidad, además, este efecto se incrementa cuando las masas de agua atraviesan zonas estrechas limitadas por la topografía de la zona. Del mismo modo, el empleo de una alternativa u otra puede llevar a un aumento extra de la velocidad, en este marco se podría incluir las turbinas de Venturi. Éstas consisten en diferentes conductos (tobera, garganta y difusor) que varían su sección para crear unas condiciones más convenientes. Dicho de otra manera, el área del flujo que contiene una gran cantidad de energía se concentra en un área más pequeña para que se pueda emplear una turbina más pequeña y de menor costo para una potencia de salida determinada. Debido a que una turbina más pequeña en un flujo más rápido gira más rápido, el par para una potencia de salida dada es menor pudiendo utilizar así un sistema de engranajes más pequeño y de menor costo.

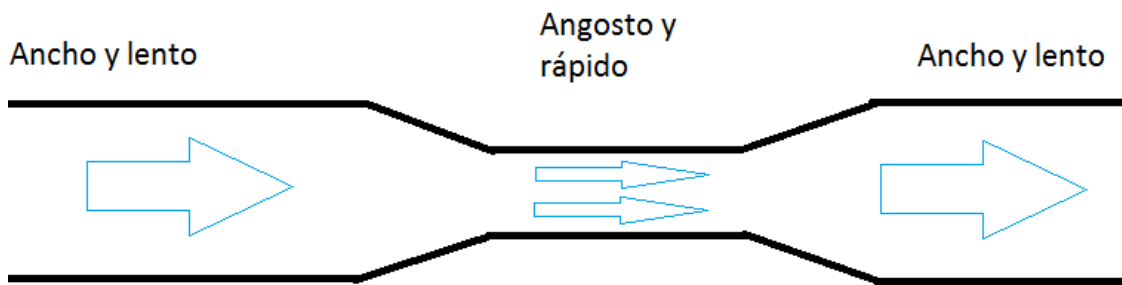


Ilustración 4.17: Variación de velocidad del flujo.

Asimismo, con el uso de canalizaciones se redirige el agua para que llegue perpendicular a las palas maximizando la eficiencia de generación. Siguiendo con las ventajas relacionadas con las turbinas en conductos, es posible la colocación de unas rejillas que actúen a modo de filtro en la entrada al conducto para evitar que palos, ramas u otros elementos indeseables puedan dañar la turbina o acumularse en la entrada.



Ilustración 4.18: Ejemplo uso rejillas, empresa Smart Hydro (Alemania, Munich).

Las turbinas hidrocíntricas, en general, presentan la ventaja de no tener necesidad de construir presas o grandes obras civiles que encarecen la inversión. Por otro lado, presentan una gran similitud con las turbinas eólicas lo que facilita ampliamente su estudio y se utilizan como base de conocimiento. Los beneficios frente a las turbinas eólicas son por un lado que la energía contenida en un fluido en movimiento es directamente proporcional a su densidad, al área de fluido barrido y a su velocidad al cubo, tal y como se demuestra en el Documento 5: Cálculos. En comparación con la tecnología eólica dentro de este aspecto, se obtienen mejores resultados debido a que la densidad del agua es mucho mayor que la del propio aire. Además, se debe destacar que la estimación de disponibilidad del recurso hídrico es más sencilla de predecir que la del eólico, que dependen en mayor grado de las condiciones meteorológicas.

4.2. Beneficios ambientales

Como ya se ha ido comentando a lo largo del proyecto, la energía hidroeléctrica se trata de una energía sostenible, es decir, que permite el desarrollo de la generación actual sin comprometerse al posible desarrollo de generaciones futuras. La principal ventaja que presenta es su carácter inagotable gracias al ciclo hidrológico natural.

Este tipo de sistema energético es el que produce menores impactos sobre el medio ambiente, según el estudio, de IDAE en 2000, Impactos Ambientales de la Producción Eléctrica, Análisis del Ciclo de Vida de ocho tecnologías de generación eléctrica (carbón, petróleo, gas natural, nuclear, lignito, fotovoltaico, eólico e hidroeléctrico). Para evaluar el impacto ambiental generado por las diferentes fuentes se consideran los siguientes aspectos:

- Emisiones atmosféricas que provocan disminución de la capa de ozono, smog fotoquímico y calentamiento global.
- Contaminación de los medios acuáticos y terrestres, que producen acidificación y eutrofización.
- Generación de residuos, como sustancias carcinógenas, radiactivas y metales pesados.

En la tabla que se presenta a continuación se muestran los resultados obtenidos por las diferentes fuentes [10], para ello se utilizan eco puntos como valor de medida. Los eco puntos se interpretan como un nivel de penalización, de modo que un mayor valor implica mayor impacto medioambiental:

Impactos/ Sistemas Energéticos	Lignito	Carbón	Petróleo	Gas natural	Nuclear	Fotovoltaico	Eólico	Minihidráulica
Calentamiento global	135,00	109,00	97,00	95,80	2,05	15,40	2,85	0,41
Disminución capa de ozono	0,32	1,95	53,10	0,86	4,12	3,66	1,61	0,05
Acidificación	920,00	265,00	261,00	30,50	3,33	97,00	3,49	0,46
Eutrofización	9,83	11,60	9,76	6,97	0,28	1,97	0,27	0,06
Metales pesados	62,90	728,00	244,00	46,60	25,00	167,00	40,70	2,58
Sustancias carcinógenas	25,70	84,30	540,00	22,10	2,05	75,70	9,99	0,76
Niebla de invierno	519,00	124,00	135,00	3,08	1,50	53,30	1,48	0,15
Niebla fotoquímica	0,49	3,05	36,90	3,47	0,32	3,03	1,25	0,06
Radiaciones ionizantes	0,02	0,05	0,02	0,00	2,19	0,12	0,01	0,00
Residuos	50,90	12,90	0,62	0,58	0,28	1,84	0,29	0,52
Residuos radiactivos	5,28	10,60	7,11	1,34	565,00	34,90	1,83	0,32
Agotamiento recursos energéticos	5,71	5,47	13,60	55,80	65,70	7,06	0,91	0,07
TOTAL	1.735,16	1.355,92	1.398,11	267,11	671,82	460,98	64,687	5,43

Tabla 4.2: Resultados finales valoración impacto ambiental.

De la anterior tabla se puede llegar a la conclusión que los sistemas de lignito (tipo de carbón mineral que se forma por compresión de la turba) son los más perjudiciales ambientalmente seguido de los combustibles fósiles, afectando gravemente tanto a la salud humana como a los ecosistemas naturales. Destaca la minihidráulica que tiene valores casi nulos y por tanto muy favorables.

Ampliando un poco más este último aspecto, los combustibles fósiles son la principal fuente de emisiones de gases dañinos para la atmosfera y todo el ecosistema en general, siendo así los principales responsables del actual cambio climático. Y es que según el Protocolo de Kioto [11] casi el 80% de las emisiones de los seis gases de efecto invernadero, dióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄), óxido nitroso (N₂O) y los gases fluorados (HFCs, PFC, SF₆), provienen de sistemas energéticos. Por su lado, las energías verdes no emiten este tipo de gases, contribuyendo a la reducción de los impactos medioambientales que provocan los sistemas de generación eléctrica.

En concreto la energía obtenida de las minicentrales hidroeléctricas, permite un uso no consuntivo del agua, es decir, recoge una parte del flujo en un punto determinado del río para ser turbinada y finalmente devuelve al cauce la cantidad de agua tomada. Normalmente este tipo de sistemas producción se disponen cerca de los puntos de consumo, por lo que se evita grandes pérdidas de distribución. Finalmente, para concluir este apartado, se destaca el desarrollo de estas tecnologías como alternativa a la importación energética exterior y el refuerzo de la seguridad del suministro.

4.3. Beneficios socioeconómicos

El desarrollo de las energías renovables contribuye a la creación de puestos de trabajo, ya sea durante el diseño e investigación, fabricación, construcción, operación y mantenimiento. En concreto la minihidráulica, se considera un sector en desarrollo y el mercado que presenta todavía no es maduro, por lo que todo estudio e investigación que validen los sistemas o propongan mejoras son reconocidos y necesarios para su potenciación.

5. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

La energía hidroeléctrica se presenta junto a la energía eólica como la principal alternativa a los combustibles fósiles. En cualquier caso, la energía hidroeléctrica, comparada con otras formas de energía renovable, ha llegado prácticamente a su máximo nivel de explotación de los recursos disponible, siendo el único camino sin explorar las llamadas pequeñas centrales hidroeléctricas. De hecho, un enorme potencial para la energía hidroeléctrica reside en los numerosos ríos, vías fluviales y canales artificiales de riego existentes en España y, en general, en todo el mundo, donde no resulta práctico realizar grandes obras civiles. Por esta razón, se diseñaron las turbinas hidrocínéticas, a partir de los conocimientos de sus análogas, las eólicas. Dando como resultado hoy en día numerosos y variados diseños.

Durante este capítulo se presentan las diferentes soluciones posibles a la hora de seleccionar el tipo de turbina hidrocínética, así como sus principales características. Como ya se ha ido comentando a lo largo del proyecto, las turbinas hidrocínéticas tienen como objetivo principal la generación de electricidad aprovechando la velocidad con la que circula el agua de los ríos o mares en su caso, sin existir ninguna necesidad de realizar obras civiles como presas o canalizaciones que fueren la desviación del cauce.

5.1. Tipos de turbina hidrocínética

[12] La concepción de este sistema de captación energético consiste en introducir una turbina hidráulica en el interior de un río a cierta profundidad. Estas turbinas están constituidas por unos álabes, cuya forma y tamaño puede variar dependiendo de las necesidades, acoplados a un sistema de transmisión que mueve el generador eléctrico, dando lugar a una potencia unitaria que puede oscilar desde unos Vatios hasta miles.

Dado que su funcionamiento es muy similar al de las turbinas empleadas en parques eólicos existe una gran similitud entre unas y otras. La principal característica que diferencia un tipo de turbina hidrocínética y otro es la posición de su eje de rotación:

- Eje horizontal: el eje de rotación es paralelo a la dirección de la corriente de agua.

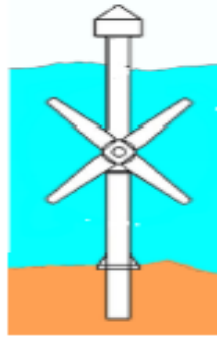


Ilustración 4.19: Ejemplo turbina eje horizontal.

- Eje vertical: el eje de rotación es perpendicular a la dirección de la corriente de agua.

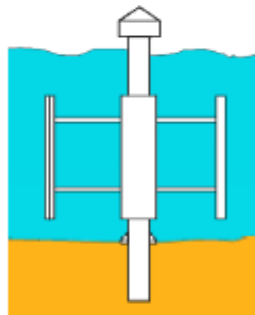


Ilustración 4.20: Ejemplo turbina eje vertical.

5.1.1. Turbinas de eje horizontal

Este tipo de turbinas a su vez se puede clasificar en turbinas rápidas o lentas dependiendo de su velocidad de giro o según el número de álabes que constituyen el rotor. Por un lado, se considera turbina rápida a aquella que no posee más de 3 álabes, teniendo, por consiguiente, una velocidad específica mayor y un par de arranque bajo, por lo que únicamente pueden arrancar cuando la velocidad del agua es suficiente o cuando se emplea un motor de arranque auxiliar. Las turbinas lentas por su parte tienen un mayor número de álabes lo que conduce a una velocidad específica menor y un elevado par de arranque, lo que les permite ponerse en marcha incluso a velocidades del flujo muy bajas. Resumiendo, el número de álabes que presenta una turbina tiene una gran repercusión en

el par de arranque, siendo la relación de tal forma que a mayor número de álabes mayor par de arranque se necesita.

Las turbinas de eje horizontal, en general, son mayormente empleadas debido a su elevada eficiencia y debido a ello éstas han sido las favoritas para las empresas en lo referente a diseño e inversión. Dado su similitud con las turbinas eólicas su construcción y diseño es más sencillo, lo que conlleva una reducción en inversión inicial y en mantenimiento. Además, a lo largo de los años se han ido haciendo hueco gracias a que pueden operar sin problema ante diferentes cambios de dirección o ángulos de ataque del fluido, unido a que mediante sistemas de flotación los sistemas eléctricos pueden mantenerse aislados del agua, hacen que este tipo de turbinas sean una solución fiable.

A continuación, se presentan las diferentes alternativas posibles en las que se puede presentar este tipo de turbina:

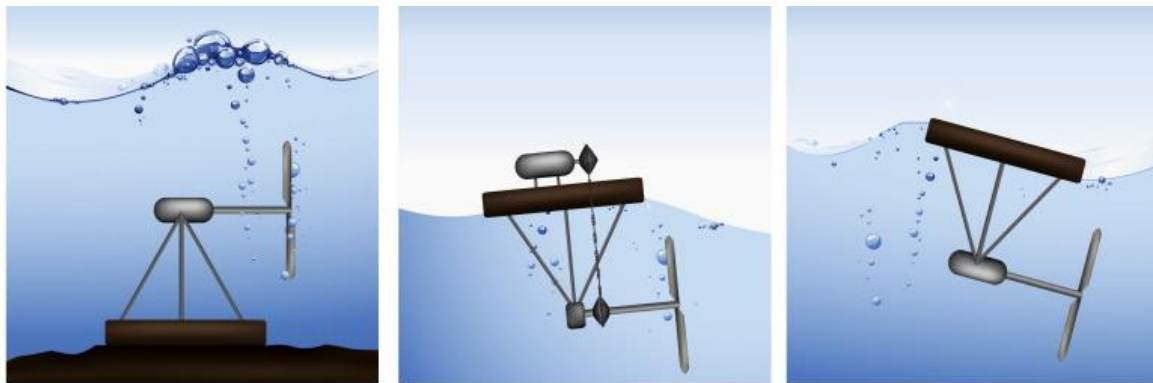


Ilustración 4.21: Tipos de turbinas hidrocinéticas de eje horizontal: a) Anclada al lecho y generador sumergido b) Generador flotante c) Flotante con generador sumergido.

Algunas de ellas como se va a explicar a continuación presentan desventajas que pueden ser determinantes en función del proyecto que se esté realizando. En el caso a), es necesario introducir un sistema de anclaje al lecho del río lo que repercute en un aumento de los costes si la elección de materiales no es adecuada, sin embargo, el impacto visual es menor y asegura una posición estable. Para la solución b), podrían aumentar los costos de mantenimiento debido a que se precisa disponer de una correa de transmisión en contacto con el agua lo que conduce a problemas de corrosión y desgaste, además al igual que en el siguiente caso, los sistemas flotantes conducen a diseños más sofisticados y precisos y empleo de boyas de señalización y sustentación que acaban encareciendo

agravadamente el producto. Por último, tanto para la solución a) como c) es necesario diseñar y fabricar una carcasa que garantice un perfecto aislamiento del generador, en el presente caso como la turbina que se va a seleccionar se encuentra en el mercado, se ahorra un importante trabajo de ingeniería.

5.1.2. Turbinas de eje vertical

Las turbinas de eje vertical son levemente más eficientes que las de eje horizontal, sin embargo, presentan cierta complejidad a la hora de su fabricación debido a que sus diseños son más sofisticados. Las velocidades de giro son superiores y es necesario una menor superficie de pala a igualdad de área barrida. Al igual que en el anterior caso, las turbinas de eje vertical se pueden subdividir en:

5.1.2.1. Turbina Darrieus (Eje vertical y álabes rectos)

En 1931 el ingeniero Georges Jean Marie Darrieus diseñó esta turbina. Este tipo de turbina necesita velocidades de flujo relativamente elevadas para alcanzar un funcionamiento óptimo, normalmente se suelen construir con 2, 3 y 4 álabes.

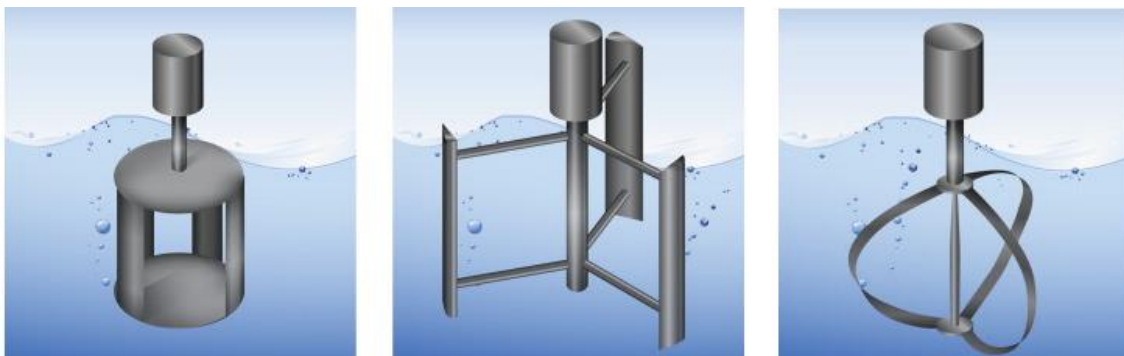


Ilustración 22: Tipos de turbinas hidrocínéticas de eje vertical: a) Darrieus de jaula de ardilla b) H-Darrieus c) Darrieus.

En cuanto a las ventajas con esta disposición, el eje de la turbina permite transmitir el giro directamente a la superficie sin necesidad de disponer de una transmisión y alternador sumergidos. Esto supone una reducción en cuanto a costes dado que no se precisa ninguna carcasa aislante que no permita el paso de agua, además de facilitar las operaciones de mantenimiento. Como contra, las turbinas Darrieus presentan vibraciones dependiendo del ángulo de ataque del fluido por lo que se requiere controlar minuciosamente este parámetro evitando su variación y, por consiguiente, minimizando las pérdidas energéticas.

5.1.2.2. Turbina Savonius (Eje vertical, por arrastre)

S.J. Savonius fue el ingeniero que patentó esta turbina. Su principal peculiaridad es la forma de sus álabes que se disponen en forma de “S”.

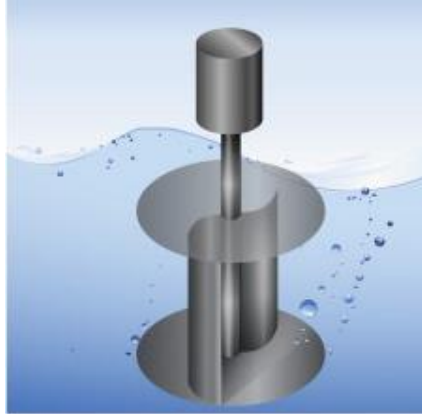


Ilustración 4.23: Turbina Savonius.

Su principio de funcionamiento se basa en el arrastre ya que gira gracias a la fricción de los álabes con el agua. En cuanto a las ventajas, se puede decir que pueden arrancar con velocidades de flujo bajas gracias a que se crea un momento elevado, la fabricación al igual que su diseño es sencillo, no es necesario el uso de álabes con geometrías complejas. Sin embargo, no son muy empleadas dado que su velocidad de giro y rendimiento son relativamente bajos.

5.1.2.3. Turbina Gorlov (Eje vertical y álabes helicoidales)

En la época de los 90 fueron desarrolladas por el profesor Alexander M. Gorlov. La característica principal que distingue estas turbinas es su rotor helicoidal.

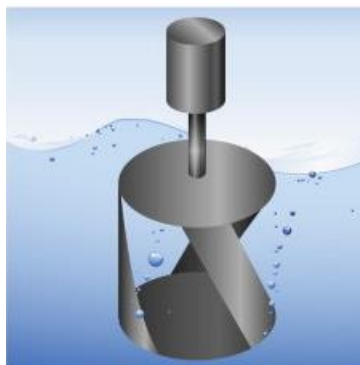


Ilustración 4.24: Turbina Gorlov.

Las turbinas Gorlov tienen un rendimiento mayor que las turbinas Darrieus, además, dentro de sus ventajas se puede observar cómo se crea un par de rotación constante gracias a su forma ya que en cada posición de giro se presenta un diferencial de álabe. Esta última ventaja conlleva a un diseño geométrico complejo que dificulta su fabricación. Asimismo, resulta difícil ajustar la unión del álabe ya que existe riesgo de rotura.

5.1.3. Turbina de eje inclinado

El ingeniero Peter Garman ideó el diseño de esta turbina en el año 1988. Se trata de una turbina que se dispone de forma inclinada y consta normalmente de 3 álabes.

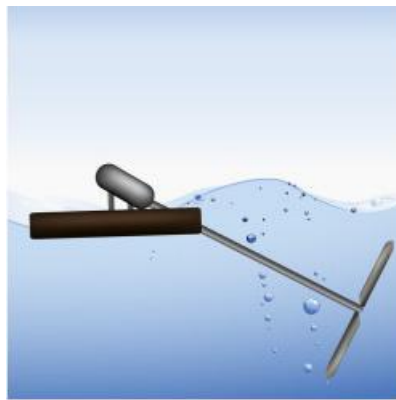


Ilustración 4.25: Turbina eje inclinado.

Entre las ventajas destaca la posibilidad de mantener fuera del alcance del agua los sistemas de transmisión y generador eléctrico, hecho que abarata los costes y permite realizar las labores de mantenimiento de forma sencilla. Por el contrario, la inclinación de los álabes crea grandes limitaciones como: vibraciones, ya que las fuerzas son desiguales a lo largo del giro; y la imposibilidad de implantar sistemas para acelerar la velocidad del flujo. Sin embargo, existen actualmente instalaciones de captación energética basadas en este diseño ubicados a lo largo de todo el mundo y es que estos modelos son los más empleados.

5.1.4. Turbinas en conductos

La idea básica de estas turbinas es que utilizan un sistema de estrangulación para acelerar, dirigir y canalizar la corriente de agua, de modo que puede extraer más energía de la potencialmente disponible. La gran ventaja de estos sistemas es que puede ser

empleado en grandes ríos donde no existe caída útil en el nivel del agua y, además, no se necesitan grandes velocidades de flujo ya que ese trabajo lo efectúa la tobera.

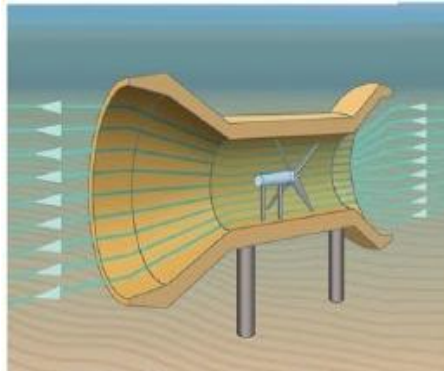


Ilustración 4.26: Turbina de Venturi.

Las turbinas en conductos o encapsuladas se conocen también como turbinas de Venturi debido a su principio de funcionamiento. El efecto Venturi es un fenómeno que tiene lugar cuando un fluido incompresible pasa a través de un conducto o tubo con una constricción en una sección. La velocidad del flujo al pasar por el estrechamiento debe aumentar ya que debe cumplir la ecuación de continuidad y la presión se reducirá con el fin de garantizar la conservación de energía. Por lo tanto, la ganancia en energía cinética se equilibra con la caída de presión (estática).

Del mismo modo, otros beneficios que aporta esta solución es su sencillez constructiva, ya que consiste en un tubo de Venturi cuyas medidas se encuentran normalizadas según la norma UNE y una turbina hidráulica convencional acoplada a dicho tubo. La turbina al encontrarse completamente sumergida evita la colisión con palizadas u otros elementos flotantes que puedan ser aspirados por la turbina y elude la incidencia directa de la luz gracias al conducto reduciendo el crecimiento de malezas, aspecto de gran importancia en regiones tropicales.

5.2. Sistemas de anclaje o sustentación

Según el Centro Europeo de Energía Marina (EMEC, en inglés), los sistemas de sujeción al lecho fluvial para turbinas hidrocinéticas se puede clasificar en los siguientes.

5.2.1. Base fijada por gravedad

El principio de sustentación de este sistema es la acción y la fuerza de la gravedad, se suele utilizar un bloque de grandes dimensiones que se ubica en el fondo del río cuyo peso es elevado, permitiendo de este modo la fijación de la instalación. A veces, se puede emplear anclajes para asegurar la correcta sujeción al lecho y evitar posibles desviaciones. En otras ocasiones, se entierra una pequeña parte del bloque si la edafología propia del terreno lo permite.

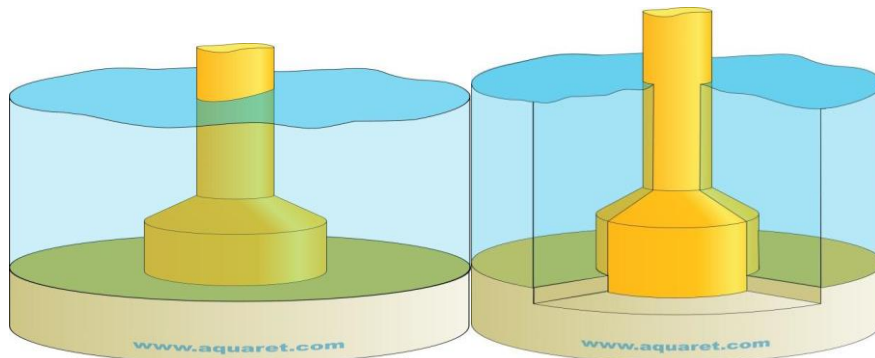


Ilustración 4.27: Anclajes de zapata: a) base rígida sobre lecho b) base soterrada

Otra alternativa dentro de este marco, podría ser el uso de una celosía apoyada en el lecho fluvial, la cual además suele ir anclada en determinados puntos permitiendo una correcta fijación y evitando el vuelco de la estructura.

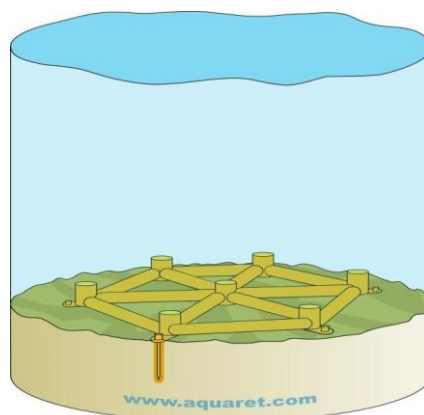


Ilustración 4.28: Base con entramado

5.2.2. Sistema flotante

Dentro de este sistema, se emplean amarres que pueden ser cables o cadenas y se dividen en:

- Anclaje rígido: emplean los cables necesarios en vista a restringir cualquier movimiento o giro de la instalación, reduciendo los grados de libertad.
- Anclaje flexible: permite que la estructura pueda moverse libremente en el flujo del cauce del río, adaptándose a las posibles variaciones en la dirección.
- Estructura flotante: se emplean cables anclados al fondo del río en un extremo y a la instalación por el otro, asegurando que la estructura se encuentre flotando y permanezca siempre en el mismo sitio.

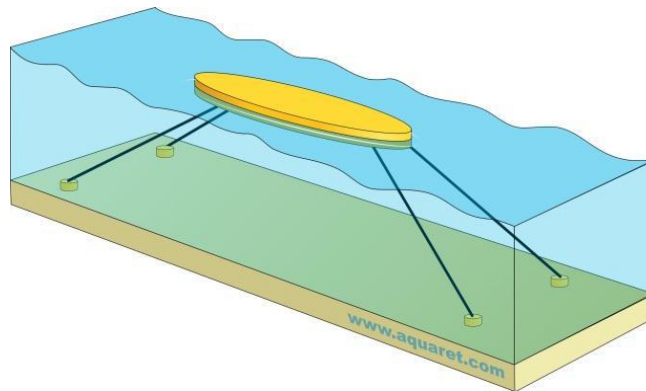


Ilustración 4.29: Sistema flotante

5.3. Turbinas hidráulicas convencionales

Las turbinas convencionales se pueden clasificar según su grado de reacción, es decir, el cociente de la altura que absorbe el rodete en forma de presión por la altura total que absorbe el rodete:

$$\sigma = \frac{H_p}{H_u}$$

Las turbinas de acción tienen un grado de reacción igual a cero, utilizan la velocidad del fluido y la presión para girar. Por su parte, las turbinas de acción únicamente emplean la velocidad del agua y tienen grado de reacción diferente de cero.

- Turbinas de acción: el flujo que atraviesa el rodete no sufre un cambio de presión significativo, la presión que tiene el agua a la entrada de la turbina se reduce hasta la presión atmosférica en la corona directriz, permaneciendo constante en todo el rodete.

5.3.1. Turbinas Pelton

Este tipo de turbinas de acción son las más empleadas. Las turbinas Pelton se encuentran diseñadas para operar a altos valores de H y caudales relativamente bajos, la tubería forzada suele ser bastante larga, por lo que se debe diseñar con suficiente diámetro como para que no se produzca excesiva pérdida de carga del fluido entre el embalse y el distribuidor. Son turbinas de flujo transversal y en lugar de contar con álabes se dice que tienen cucharas. En general, en las minicentrales hidroeléctricas se implantan turbinas Pelton con uno o varios inyectores y con uno o dos rodetes. A continuación, se ilustran los principales componentes que caracterizan este tipo de turbinas:

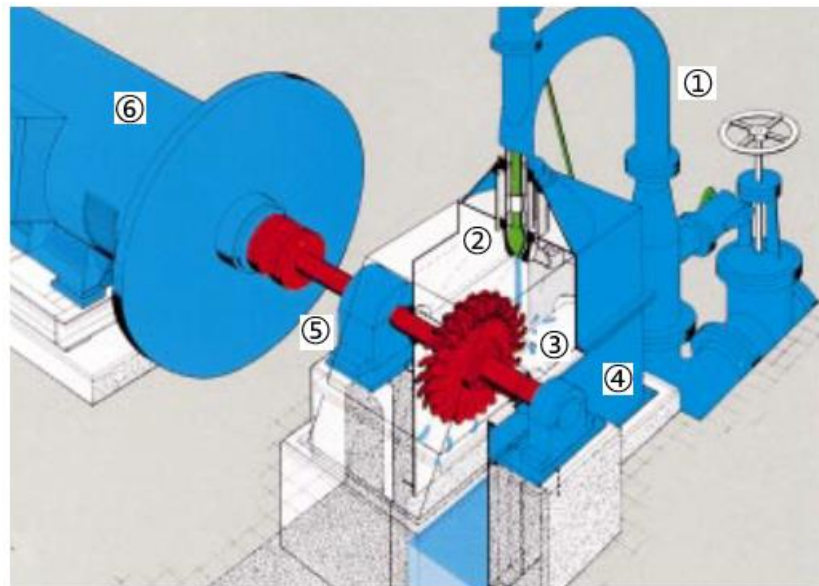


Ilustración 4.30: Turbina Pelton

- ① Tubería de distribución
- ② Inyector
- ③ Rodete
- ④ Carcasa

⑤ Eje de turbina

⑥ Generador

- Turbinas de reacción: el flujo que atraviesa el rodete sufre un cambio de presión importante, la presión del agua a la entrada de la turbina es mayor que la atmosférica y a la salida de éste presenta una depresión. Además, estos sistemas emplean una tubería de aspiración que conecta la salida del rodete con la zona de descarga de flujo. A su vez, dependiendo de la configuración de los álabes se distinguen los siguientes tipos:

5.3.2. Turbina Francis

Son turbinas de reacción de flujo radial y admisión total equipadas con un distribuidor de álabes regulables y un rodete de álabes fijos. En las turbinas Francis rápidas la admisión sigue siendo radial, pero la salida tiende a ser axial. Son empleadas cuando los saltos de agua y caudales son medios.

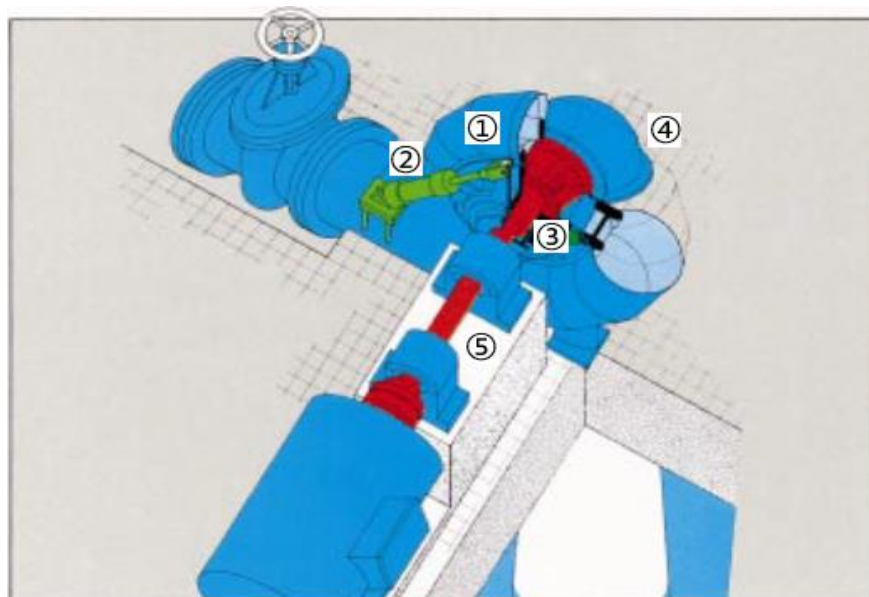


Ilustración 4.31: Turbina Francis.

① Cámara espiral

② Alabe móvil

- ③ Rodete
- ④ Codo y tubo de descarga
- ⑤ Eje de turbina
- ⑥ Generador

5.3.3. Turbinas Kaplan y hélice

Ambos tipos son turbinas de reacción de flujo axial. Los álabes del rodete en las Kaplan son regulables, mientras que los de los distribuidores, pueden ser fijos o regulables. Si ambos son regulables la turbina es una puramente Kaplan; si únicamente son regulables los del rodete, la turbina es una semi Kaplan. Se emplean adecuadamente a situaciones con pequeños saltos de agua, normalmente inferiores a los 30 m, y caudales elevados.

Las Kaplan son de admisión radial, mientras que las semi Kaplan pueden tener admisión tanto radial como axial. Por su parte, las turbinas de hélice se caracterizan por tener tanto los álabes del rodete como los del distribuidor fijos, por ello normalmente se emplean cuando el salto y el caudal son prácticamente constantes. A partir de estas dos últimas configuraciones surgen las turbinas bulbo, caracterizadas porque el flujo pasa axialmente a través de álabes directrices fijos y porque el generador y el multiplicador (si lo tuviera) están ubicados en una carcasa estanca, con forma de bulbo, sumergida en el agua.

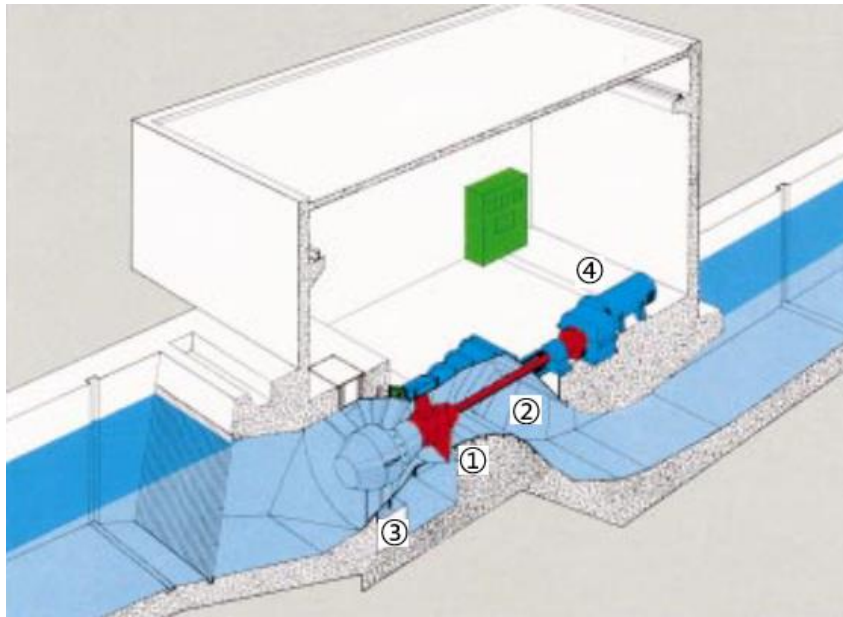


Ilustración 4.32: Turbina Kaplan.

- ① Distribuidor y palas distribuidor
- ② Eje de turbina
- ③ Rodete
- ④ Generador

6. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA

Con este apartado se pretende analizar las limitaciones que guiaron el diseño del sistema, justificando la solución adoptada. Se puede dividir en dos clases de limitaciones: funcionales, en las que el diseño afecta directamente al modo de funcionamiento del sistema y no funcionales, se pueden relacionar con el tipo de emplazamiento, coste, impacto visual, es decir, aspectos que no afectan al funcionamiento directo del sistema, pero sí a su rentabilidad o rendimiento.

6.1. Tecnología

Actualmente, destacan tres tecnologías principales en cuanto a la producción energética renovable se refiere: energía hidroeléctrica, eólica y solar. Si bien es cierto que tanto la energía eólica como la solar son dos alternativas ecológicas, presentan ciertas desventajas que dificultan su rápida implantación. La energía eólica requiere grandes

estructuras y de gran complejidad y la energía solar normalmente requerirá la tala de árboles que impiden la incidencia de la luz solar en los paneles. Sin embargo, la mayor desventaja que presentan estos sistemas es que se encuentran limitados a una franja de generación de unas 8 a 12 horas al día, además de estar muy ligados a las condiciones meteorológicas. Por otro lado, la energía hidráulica e hidrocínética puede aprovechar la potencia del río durante todo el día, independientemente de si es un día soleado, nuboso, con o sin viento etc. En definitiva, esta ventaja permite un mayor potencial en la producción mediante un sistema hidroeléctrico.

Una vez definida la tecnología, la propuesta de captación energética fluvial se basa en una pequeña turbina colocada en el cauce del río. Con una ubicación adecuada, un sistema de anclaje correcto y un diseño eficiente, el sistema deberá ser capaz producir energía eléctrica para abastecer pequeños aparatos, sistemas de iluminación de bajo consumo etc.

6.2. Selección de turbina

A la hora de seleccionar la turbina se debe tener una visión global del proyecto y con ello tratar de encontrar un dispositivo que se adapte al presente caso. Por ejemplo, se deberá seleccionar una turbina que en vez de aprovechar el salto del agua aproveche directamente su energía cinética, después dependiendo de las características del río (velocidad, profundidad, anchura...) puede que alguna alternativa sea inviable o menos económica, en definitiva, hay un gran abanico de aspectos que pueden afectar a la selección del sistema y a su vez puede haber una gama de diferentes soluciones posibles con sus respectivos pros y contras.

En este caso, se ha decidido apostar por una turbina sumergible de eje horizontal. La principal ventaja que presentan estas turbinas es que permiten introducir el generador eléctrico en el agua ya que cuentan con una carcasa impermeable impidiendo así el paso del agua a su interior. Si bien es cierto que esto puede encarecer el precio del producto, sin embargo, se compensa posteriormente ya que los sistemas y estructuras de anclaje y sustentación respectivamente son más sencillos.

6.3. Tubo de Venturi

Otro aspecto a considerar es el río, la velocidad con la que circula el agua no es muy alta (0,528 m/s), este aspecto es fundamental ya que afecta gravemente a la producción eléctrica. Para dar una solución, se ha pensado en introducir un tubo de Venturi que acelere el flujo hasta una velocidad óptima que permita obtener potencias eléctricas interesantes.

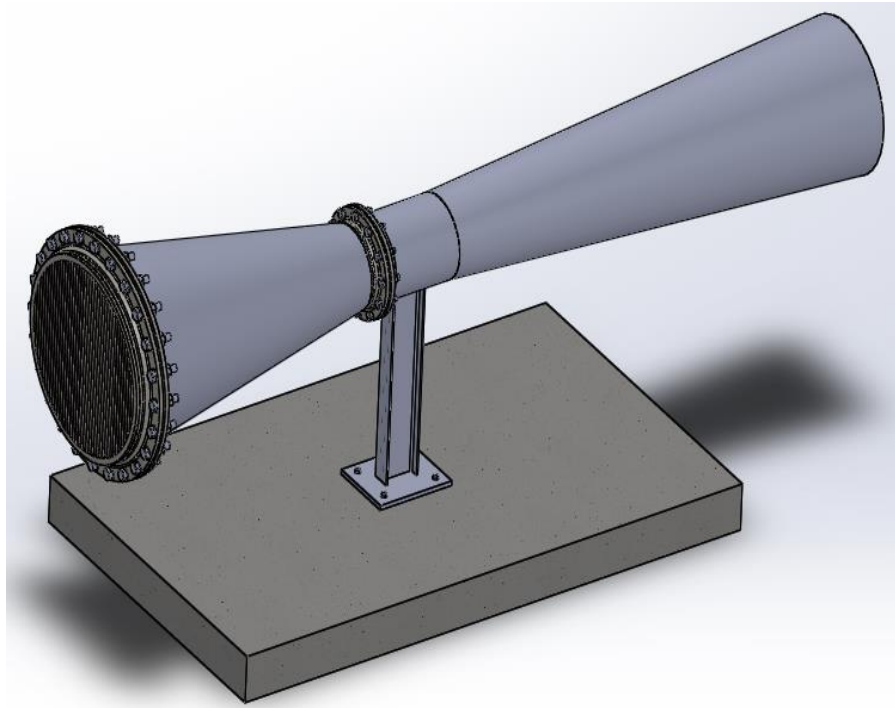


Ilustración 4.33: Ensamblaje completo.

No obstante, para realizar el diseño del tubo de Venturi se deberá atender y respetar la normativa aplicable (UNE EN ISO 5167). A su vez, el río limitará geoméricamente las dimensiones del tubo ya que la profundidad disponible es de 1,985 metros. Finalmente, se concluye que tanto el tubo como el río afectan directamente a la elección de la turbina ya que se debe cumplir dimensionalmente con la norma y considerar a su vez los límites del río. Además, la elección de turbina de eje horizontal se ha realizado asumiendo que es la solución más apropiada para ser encapsulada.

6.4. Solución final

Estudiando las diferentes turbinas comerciales hidrocinéticas, se ha seleccionado el modelo *UnderWater 100* de la empresa *Ampair*, ya que cumple con los requisitos propuestos hasta ahora:

- Turbina hidrocinética.
- Eje horizontal.
- Generador sumergible.
- Dimensiones relacionadas con el tubo de Venturi.



Ilustración 4.34: turbina UnderWater 100 del fabricante Ampair.

6.5. Ensamblaje

Para la realización del enlace entre los distintos componentes del sistema se describen en primer lugar cuales son los elementos y después se seleccionará el método de unión más apropiado.

Por lo tanto, comenzando por el tubo de Venturi, éste está compuesto por la tobera, la garganta y el difusor. Con objeto de facilitar las tareas de mantenimiento se ha optado por unir la tobera y la garganta con dos bridas de cuello soldable con diámetro nominal

320 mm, el diseño de las mismas se ha realizado tomando como referencia la norma DIN-2631. La unión de la garganta y difusor se realizará directamente mediante soldadura. Esta configuración se considera como la más adecuada ya que si todas estas uniones hubieran sido realizadas mediante soldadura se dificultaría las maniobras de limpieza de la turbina así como el acople y desacople de la misma al tubo de Venturi.

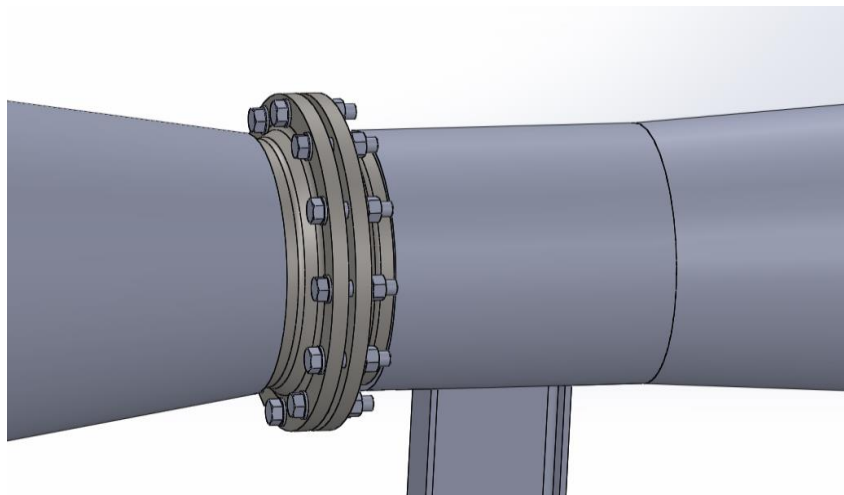


Ilustración 4.35: Uniones de la garganta.

En la parte frontal, se dispone un sistema filtrante compuesto por una placa con rejillas, el acoplamiento al tubo de Venturi se hará de forma análoga a la unión tobera-garganta, en este caso, las bridas tendrán un diámetro nominal de 720 mm y el filtro irá soldado a la primera de ellas.

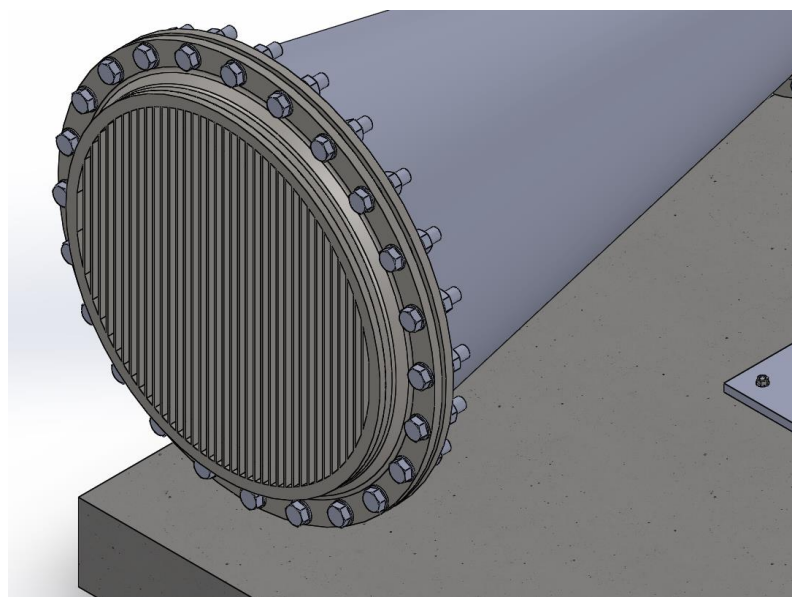


Ilustración 4.36: Detalle rejilla.

En segundo lugar, será necesario determinar el empalme de la turbina. En este caso, se ha decidido aprovechar los agujeros de diámetro 9 mm situadas tanto en la parte superior como inferior de la turbina. Se diseñarán dos chapas que irán soldadas al tubo de Venturi y unidas con 3 tornillos de métrica 8 a la turbina (dos en el soporte superior y uno en el inferior).

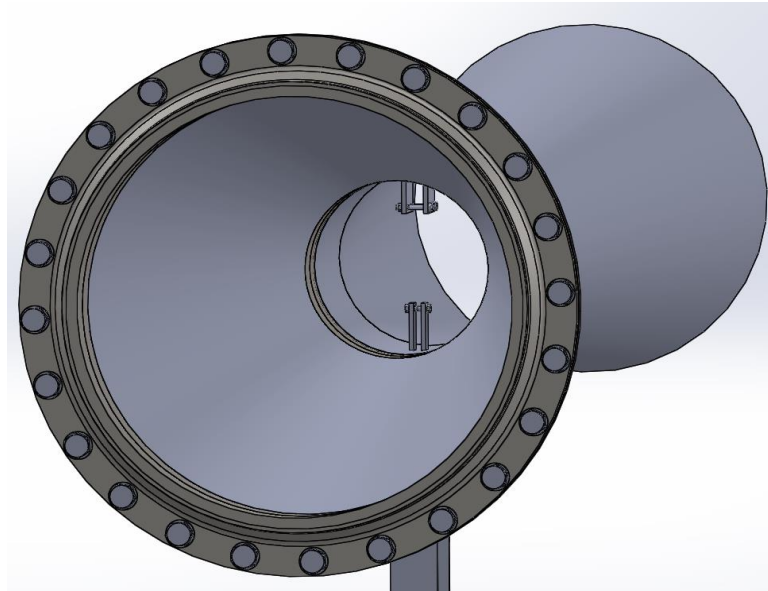


Ilustración 4.37: Sujeciones de la turbina al tubo de Venturi.

Luego, se debe mantener la turbina perpendicular al flujo para obtener un mayor rendimiento. Para ello, se deberá diseñar un sistema de modo que se mantenga la posición del conjunto durante condiciones adversas, por eso, esta parte se analizará para el mayor valor de la velocidad del flujo posible de funcionamiento de la turbina, como ya se observará en el “Documento 5: Cálculos”. La disposición adoptada, dada su simplicidad, consiste en una barra de perfil tipo IPE soldada por un lado al tubo de Venturi y unida mediante una pletina a un bloque de hormigón en masa situado en el lecho del río, garantizando la posición fija del sistema. El hormigón seleccionado será del tipo: HM-30/B/20/IIIb y será valorado como dato de partida. En primer lugar, se ha seleccionado en masa en vez de armado dado que las solicitaciones a las cuales estará expuesta la zapata no son excesivamente elevadas y se conseguirá reducir costos de material y montaje. La resistencia característica a compresión a los 28 días será de 30 N/mm². Consistencia Blanda, Tamaño Máximo del árido de 20 mm y la clase de exposición IIIb (marina sumergida).

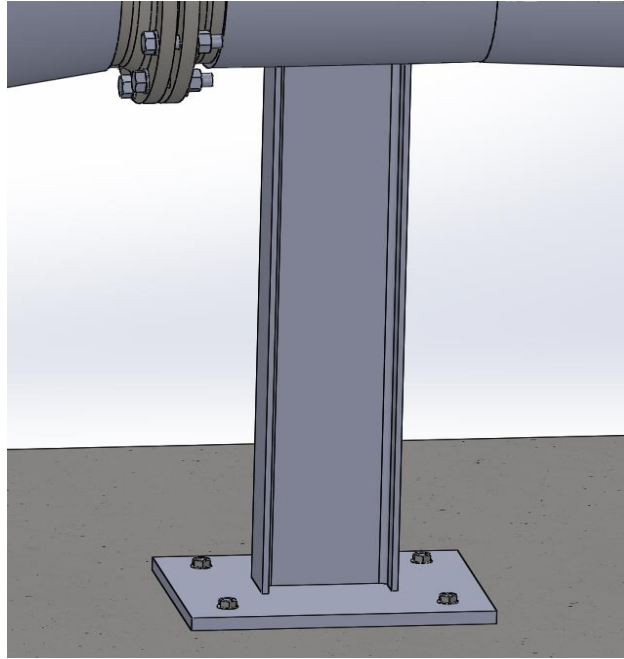


Ilustración 4.38: Unión pilar con zapata.

6.5. Costo

La inversión inicial esperada debe ser menor a los 6.000€, esto incluye el valor de la turbina en el mercado, el beneficio, reserva para gastos generales, impuesto sobre el valor añadido... El resto se presupuestará incluyendo los elementos del sistema de anclaje, tubo de Venturi, soldadura, tornillería y demás accesorios.

6.6. Visibilidad

El equipo se encuentra proyectado para su emplazamiento en el río Oria, esta ubicación no presenta tráfico fluvial ni está destinada a fines recreativos, por lo tanto, no será estrictamente necesario implantar accesorios para su visualización. No obstante, se recomienda que su presencia y ubicación sean fácilmente identificables para cualquier persona, por ejemplo, mediante boyas de señalización y señales indicando la profundidad donde se ubica.

6.7. Mantenimiento

Tanto la turbina como el tubo de Venturi precisan de mantenimiento para verificar que el sistema funciona correctamente. Tal y como se indica en el manual de la turbina *UnderWater 100*, es necesario una revisión anual y mantenimiento preventivo. Este proceso se describe en la página 13 del manual de instalación y mantenimiento del fabricante adjunto en el documento 10: “Pliego de Condiciones”.

7. METODOLOGÍA

Para el desarrollo del prototipo de captación energética fluvial se realizará un trabajo integral que parte desde la búsqueda de información necesaria para la realización del estudio de emplazamiento e hidráulico hasta el diseño y cálculo de los diferentes componentes del sistema.

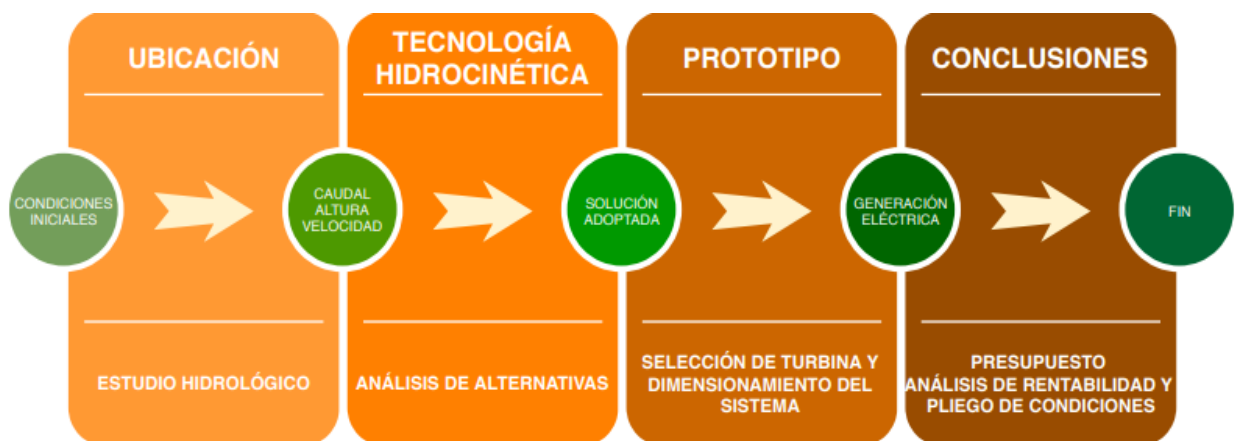


Ilustración 4.39: Fases del proyecto.

El proceso se inicia con un estudio previo del emplazamiento, donde en primer lugar, se analizarán los ríos de la Comunidad Autónoma del País Vasco, seleccionando aquel que disponga de mayor caudal y profundidad, y posteriormente, se definirán las condiciones de partida analizando los registros anuales.

Después, se selecciona un sistema apropiado que permita obtener, del río ya identificado, una potencia eléctrica aceptable. Para ello, se identificarán las alternativas posibles y se seleccionará una opción válida.

A continuación, una vez definida la visión general del prototipo, será necesario seleccionar un tipo de turbina para flujo de agua abierto apropiado, que cumpla con las necesidades dimensionales (no superando los límites máximos permitidos para el tubo de Venturi) y de funcionamiento (siendo acorde con las condiciones que presenta el río y se generan en el tubo de Venturi).

Con la turbina y el sistema de captación ya identificados, se definirán dimensionalmente los componentes del sistema y se calculará la producción eléctrica disponible a la salida del generador.

Por último, se procede a realizar una simulación de dinámica de fluidos con el software *STAR-CCM+*, para obtener la fuerza de arrastre ejercida por el paso de flujo a través del tubo de Venturi.

Además, una vez identificadas y calculadas las fuerzas de arrastre y el peso de los componentes, el siguiente paso será definir el sistema de anclaje, dimensionando el perfil de la viga, placa de anclaje y zapata.

En cuanto a los aspectos económicos, una vez definido completamente el prototipo a emplear se podrá realizar un presupuesto en referencia a los elementos necesarios para su construcción y junto con la producción eléctrica, un análisis de rentabilidad del sistema.

7.1. Diagrama de Gantt

El cronograma de actividades, también conocido como diagrama o gráfico de Gantt, en honor a su inventor (Henry L. Gantt), en el cual se plasman y distribuyen en el tiempo, las diferentes actividades principales que componen el desarrollo del presente trabajo.

Con la realización del cronograma se pretende mostrar la temporización general del proyecto, el cual se encuentra dividido en diferentes fases: una fase inicial o de planificación, otra de ejecución o desarrollo y otra de finalización.

La etapa inicial comienza ya desde la selección del tema o idea abarcando la planificación de tiempos, consulta de fuentes bibliográficas, establecimiento de los

antecedentes y contexto, metas, alcance y otros aspectos necesarios para la definición del proyecto.

La segunda fase es la ejecución o desarrollo de la idea, ésta se basa en el análisis, diseño y desarrollo de la solución adoptada aplicando para ello los diferentes conocimientos técnicos con objeto de resolver los diversos problemas que puedan aparecer para finalmente alcanzar una solución viable.

Por último, una vez realizadas las fases anteriores se encuentra la fase final. Las tareas generales que se presentan en esta etapa están relacionadas con la revisión global del proyecto, elaboración de conclusiones, resumen, comprobación ortográfica y gramatical, estructuración y finalmente, realización y preparación de la exposición oral.

A continuación, se presenta el diagrama de Gantt que muestra el proceso que se ha llevado a cabo, señalando las semanas empleadas. Un total de 36 semanas han sido necesarias, con una media semanal de 26 horas aproximadamente, se obtienen 936 horas empleadas.

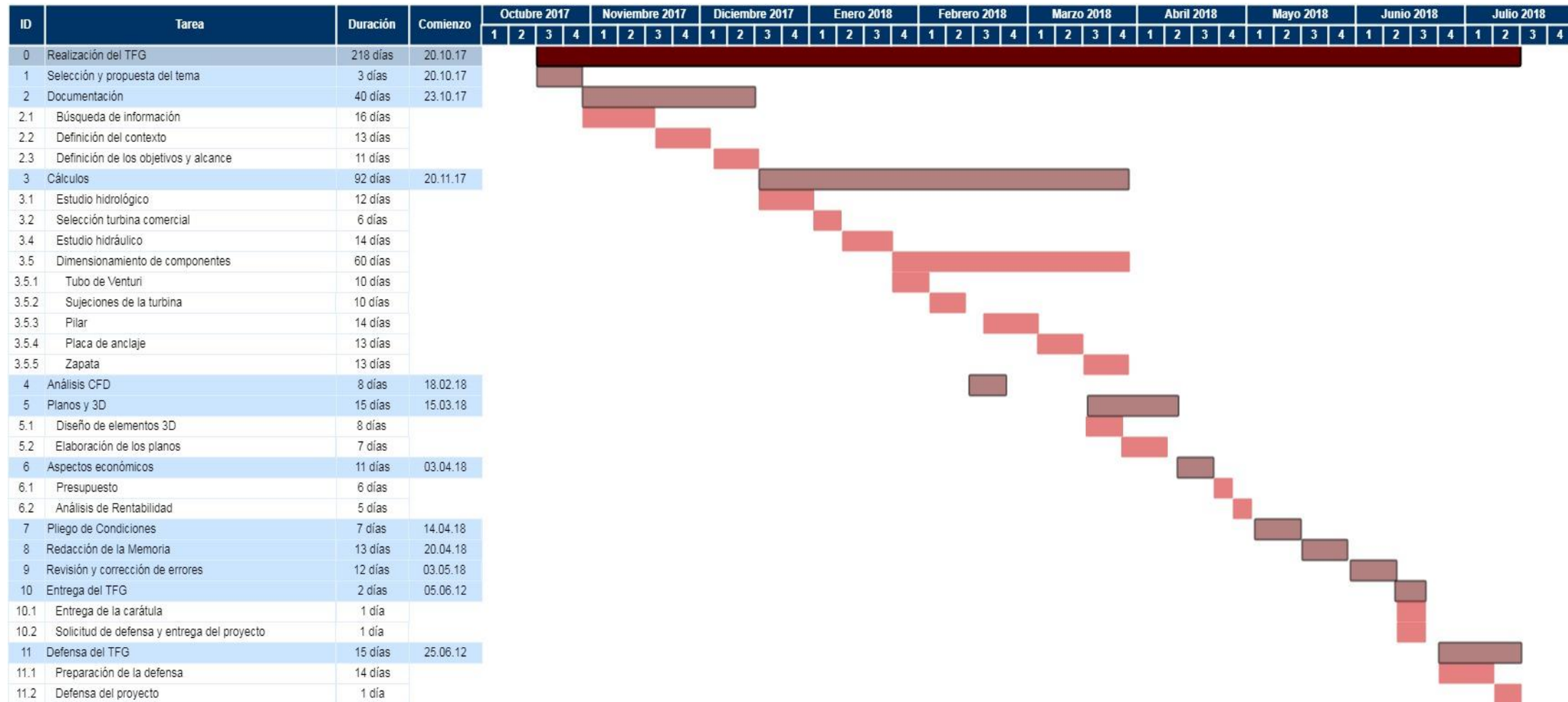


Ilustración 4.40: Diagrama de Gantt

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

DOCUMENTO 5- CÁLCULOS

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

ÍNDICE CÁLCULOS

1. DATOS DE PARTIDA.....	62
2. ESTUDIO DEL EMPLAZAMIENTO.....	63
2.1. Introducción	63
2.2. Caudal	63
2.3. Caudales clasificados	65
2.4. Caudal de equipamiento.....	66
2.5. Caudal mínimo técnico	67
2.6. Profundidad del rio	68
2.7. Velocidad del rio.....	68
3. ESTUDIO HIDRÁULICO.....	72
3.1. Ecuaciones fundamentales de un flujo.....	72
3.1.1. Ecuación de la continuidad.....	72
3.1.2. Ecuación de la energía	72
3.1.3. Ecuación de la cantidad de movimiento	74
3.2. Conceptos fundamentales de la energía hidrocínética	74
3.2.1. Potencia de la turbina hidrocínética.....	75
3.2.2. Potencia teórica.....	76
3.2.3. Coeficiente de potencia	78
3.2.4. Límite de Betz. Potencia disponible.....	79
3.2.5. Coeficiente potencia de la turbina	82
3.2.6. Velocidad específica (TSR).....	82
3.2.7. Coeficiente del generador (η_1)	84
3.2.8. Coeficiente de transmisión(η_2).....	85
3.2.9. Coeficiente de las palas de la turbina (η_3).....	85
3.3. Efecto venturi.....	86
3.3.1. Principio de funcionamiento.....	86
3.3.2. Efecto de la tobera	89
3.3.3. Dimensionamiento del tubo de Venturi.....	91

3.3.4.	Número de Reynolds	95
3.4.	Pérdidas.....	98
3.4.1.	Pérdidas de carga por fricción	98
3.4.2.	Pérdidas secundarias.....	101
3.4.2.1.	Pérdidas localizadas estrechamiento gradual de sección (tobera)	102
3.4.2.2.	Pérdidas localizadas ensanchamiento gradual de sección (difusor) ...	102
3.4.2.3.	Rejillas	104
3.4.3.	Pérdidas de velocidad	105
3.5.	Potencia eléctrica disponible	107
4.	ELEMENTOS DE SUJECCIÓN	109
4.1.	Soporte superior.....	109
4.2.	Sujeción Inferior	114
4.3.	Pilar.....	116
4.3.1.	Resistencia de la sección	132
4.3.1.1.	Resistencia a cortante.....	132
4.3.1.2.	Resistencia a compresión.....	133
4.3.1.3.	Resistencia a flexión	133
4.3.1.4.	Interacción de esfuerzos en secciones	133
4.3.2.	Resistencia de la barra	134
4.3.2.1.	Compresión.....	134
4.3.2.2.	Flexo-Compresión	137
4.3.2.3.	Pandeo lateral.....	140
4.3.3.	Deformación	142
4.4.	Placa de anclaje.....	142
4.4.1.	Comprobación de la flexocompresión.....	145
4.4.2.	ELU de agotamiento de los pernos a tracción	148
4.4.3.	ELU de agotamiento de los pernos a cortante	149
4.4.4.	ELU de anclaje de los pernos	150
4.5.	Zapata.....	151
4.5.1.	Comprobaciones de estabilidad.....	152
4.5.1.1.	Vuelco.....	152

4.5.1.2. Deslizamiento	152
4.5.2. Comprobación al hundimiento o de la tensión admisible del terreno	153
4.5.3. Resistencia a tracción en la sección de referencia.....	154
4.5.4. Comprobación a cortante:.....	156
4.5.5. Comprobación del estado límite de punzonamiento (EHE, Art. 46.2):..	158

1. DATOS DE PARTIDA

La turbina seleccionada es el principal elemento del presente sistema de captación energética fluvial, por ello, resulta esencial dar a conocer las características técnicas facilitadas por la empresa fabricante *Ampair*. El modelo seleccionado de su catálogo es *Ampair Underwater 100™*. Esta turbina resulta ser una solución potente y eficiente, proporcionando una potencia de hasta 100W, este generador eléctrico ha sido comercialmente fabricado por la empresa *Ampair* en el Reino Unido durante ya más de 20 años. Actualmente se puede adquirir a través de la página web Seamap.



Ilustración 5.1: Turbina hidrocínética UnderWater100.

Centrándose en sus características técnicas, se trata de una turbina tripala tipo hélice que está unida mediante un eje horizontal a un generador de imanes permanentes, generando corriente alterna bifásica. Este generador se encuentra alojado dentro de una carcasa sellada completamente con dos únicas salidas, una para el eje de la turbina y otro para el cable eléctrico, garantizando como es lógico la impermeabilización del sistema eléctrico.

Características
Potencia: hasta 100 W (a 4 m/s)
Voltaje a la salida: 12V
Salidas: DC/AC
Velocidad de arranque: 1 m/s
Diámetro de la hélice: 312 mm
Peso: 10 kg
Tamaño: 367mm x 312mm x 312mm

Material (carcasa y hélice): Aluminio fundido con recubrimiento epoxi
Precio: 1.287,88 \$ / 1.047,48 € *

*Conversión de dólares a euros realizada el día 23/02/2018 (cotización: 1,2295 \$/€)

Tabla 5.1: Características técnicas turbina UnderWater100.

2. ESTUDIO DEL EMPLAZAMIENTO

2.1. Introducción

El aspecto más importante a la hora de realizar cualquier obra hidráulica es la elección de un emplazamiento adecuado que posea unas propiedades que puedan favorecer bien de forma energética o constructiva. Es decir, se debe encontrar un lugar, a partir de datos e información contrastada, que debido a sus características propicie mayores recursos, del mismo modo, deberá poseer unas características físicas determinadas que hagan viable su instalación y permita determinar los límites dimensionales de la misma. Para ello, se realizará un estudio dónde se obtendrán datos tan significativos como los caudales medios, la altura media, forma del río...

2.2. Caudal

La pretensión del trabajo implica ubicar la instalación dentro de la Comunidad Autónoma del País Vasco (CAPV), con lo que se obtendrán los datos históricos clave para la realización del estudio a partir de las mediciones reflejadas por la Diputación Foral. La información se registra diariamente en estaciones de aforo, las más simples constan de una regleta en un cauce natural y un limnígrafo. Este aparato se encarga de medir como varía la lámina de agua del río en el tiempo, obteniendo finalmente el caudal drenante. El caudal se calcula aplicando al limnigrama (nivel-tiempo) la función matemática conocida como “curva de gastos” con la que se relaciona la altura de la lámina de agua con el caudal que circula por el río, obteniendo como resultado el hidrograma (caudal-tiempo) propio del río.



Ilustración 5.2: Método de registro de profundidad del río.

En base a los datos históricos sobre los caudales y alturas medias registrados en todos los ríos de la CAPV, se ha obtenido que el sistema fluvial más favorable según estas dos variables es el río Oria (Guipuzkoa). A continuación, se refleja la información obtenida gracias a la Diputación Foral de Guipuzkoa:

Los valores del caudal expresado en metros cúbicos por segundo son los siguientes:

Año/día	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Total
2000/2001	35.558	38.608	21.09	35.295	23.222	29.782	24.946	18.426	5.425	5.089	2.814	2.587	20.237
2001/2002	2.774	11.593	4.618	8.225	29.622	16.314	14.65	26.52	11.854	5.694	13.763	8.785	12.868
2002/2003	10.776	29.978	72.932	47.86	62.172	23.59	9.977	17.751	5.362	2.88	2.236	3.567	24.09
2003/2004	9.858	25.471	45.974	70.922	19.65	39.318	24.845	20.997	4.623	3.477	2.897	4.148	22.682
2004/2005	3.086	22.208	37.873	37.156	47.142	34.576	45.916	15.92	4.641	3.198	3.492	8.128	21.945
2005/2006	6.166	40.581	48.207	37.067	14.112	51.087	13.163	7.378	7.16	4.357	3.584	4.014	19.74
2006/2007	5.463	11.156	13.846	12.821	39.438	70.452	36.632	21.901	10.558	4.714	17.252	7.904	21.012
2007/2008	14.541	8.468	18.237	17.163	9.402	54.057	38.17	17.657	35.991	6.263	4.524	3.768	19.02
2008/2009	9.2	72.092	63.819	50.858	53.875	23.554	30.182	19.626	6.732	4.254	3.793	6.996	28.748
2009/2010	7.241	46.866	22.416	43.759	33.241	9.888	10.21	28.42	23.138	6.102	5.061	3.95	20.024
2010/2011	5.44	36.811	29.826	12.919	38.013	41.706	18.05	9.148	10.844	12.515	5.87	7.01	19.013
2011/2012	5.206	56.365	32.31	35.19	38.029	15.538	38.222	25.159	7.995	4.939	3.679	4.082	22.226
2012/2013	17.717	30.35	37.744	101.162	104.856	47.862	40.694	42.286	46.03	8.245	5.505	4.79	40.603
2013/2014	4.682	67.09	17.759	52.025	39.999	64.452	12.731	13.578	10.393	15.101	6.856	5.512	25.848
2014/2015	4.376	11.376	55.728	48.034	116.614	58.809	16.665	14.225	10.436	5.174	5.047	4.946	29.286
2015/2016	6.076	22.7	7.469	18.474	61.638	70.854	31.762	9.626	8.329	5.674	4.461	5.757	21.068

Tabla 5.2: Histórico de caudales en el río Oria.

Con los datos reflejados en la tabla anterior se puede calcular la media, el máximo y mínimo totales:

	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Total
Media	9.260	33.232	33.116	39.308	45.689	40.740	25.426	19.289	13.094	6.105	5.677	5.372	23.026

Tabla 5.3: Media mensual de caudales en el río Oria.

2.3.Caudales clasificados

Una vez realizado el cálculo del caudal medio interanual, se procede a obtener la curva de caudales clasificados que proporciona una valiosa información gráfica sobre el volumen de agua existente, el volumen turbinado y vertido por servidumbre, mínimo técnico o caudal ecológico [9].

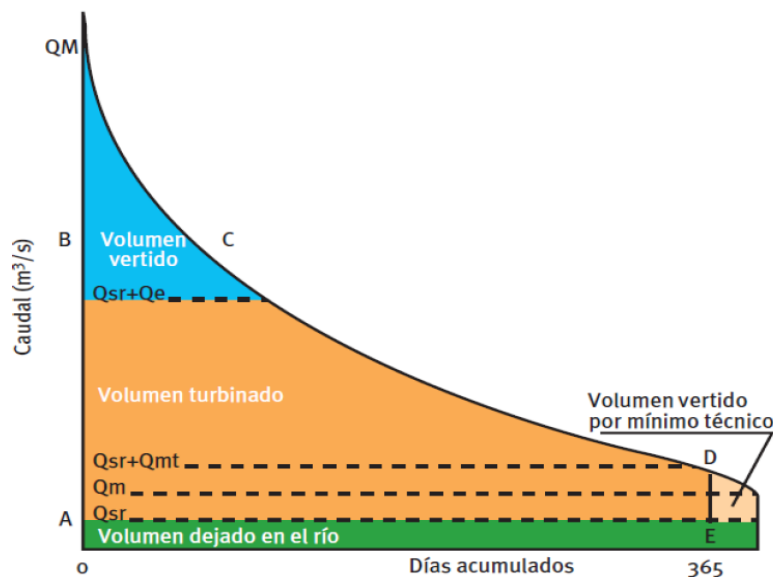


Ilustración 5.3: Curva de caudales clasificados típica.

En ella se especifica de forma adecuada el régimen hidrológico del cauce del río Oria en vista a su aprovechamiento hidroeléctrico. Por tanto, la curva o índices de caudales clasificados permiten observar la distribución de frecuencia de los caudales medios diarios para la media de años disponibles, es decir, nos informa del número de días a lo largo del año en que se supera un determinado caudal.

Posibilidad de ser superado	Valor
Q365	1.4332
Q360	2.36
Q340	3.3041
Q320	3.8839
Q300	4.3602
Q280	4.8742
Q260	5.421
Q240	6.2162
Q220	7.3406
Q200	8.6391
Q180	10.0035
Q160	11.856
Q140	14.2522
Q120	16.999
Q100	20.7293
Q80	25.8683
Q60	33.6669
Q40	47.0889
Q20	80.1723
Q0	715.9129

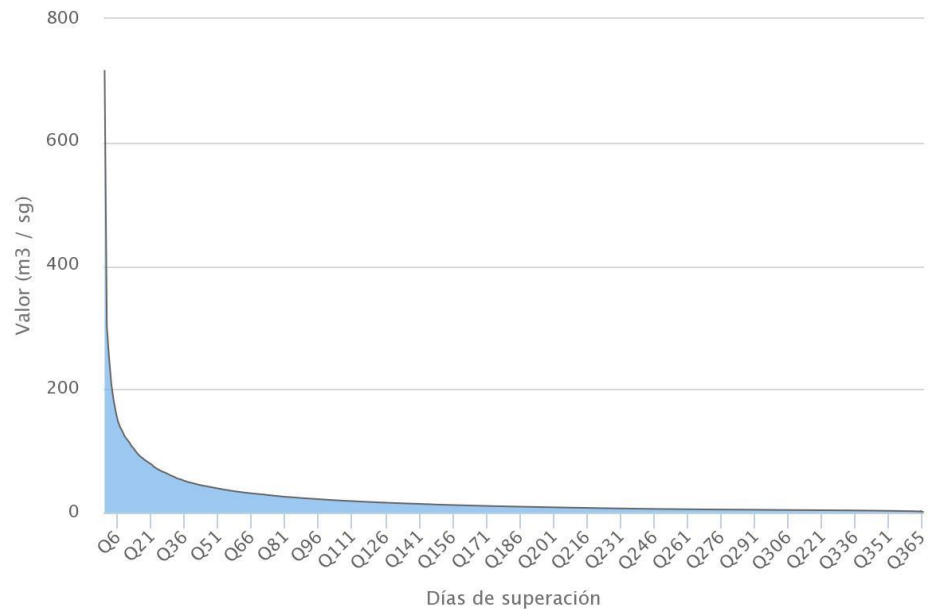


Ilustración 5.4: Curva de caudales clasificados río Oria.

2.4.Caudal de equipamiento

El caudal de equipamiento de la central se establece a partir de la curva de caudales clasificados. En esta curva hay que descontar el caudal ecológico, que es el caudal que debe circular como mínimo por el río durante todo el año. El caudal ecológico suele indicarlo el Organismo de Cuenca o las Diputaciones Forales y se considera como una restricción que se impone con carácter general a los sistemas de explotación, asegurando de este modo un caudal mínimo que circula por el río durante todo el año. En el caso de no ser así, una buena estimación es considerar el caudal ecológico igual al 10% del caudal medio interanual [9].

$$Q_{ecológico} = Q_m \cdot 0,10 = 23,026 \cdot 0,10 = 2,306 \frac{m^3}{s}$$

A continuación, se selecciona el caudal de equipamiento en el intervalo de la curva de caudales clasificados comprendida entre Q80 y Q100, siendo el valor Q80 el caudal que circula por el río durante 80 días al año y el Q100 el que circula durante 100 días al año. Obteniendo de la última tabla los valores, se selecciona un valor medio de este intervalo obteniendo:

$$Q_{80-100} = \frac{Q_{100} + Q_{80}}{2} = \frac{25,8386 + 20,7293}{2} = 23,284 \frac{m^3}{s}$$

Para obtener el caudal de equipamiento será necesario restar al valor obtenido el caudal ecológico anteriormente calculado:

$$Q_{eq} = 23,284 - 2,306 = 20,987 \frac{m^3}{s}$$

2.5.Caudal mínimo técnico

Asimismo, será necesario considerar la turbina a utilizar ya que dependiendo de su naturaleza tienen un rango de funcionamiento con un caudal máximo y mínimo por debajo del cual la turbina no funciona con un rendimiento aceptable. Para las turbinas convencionales este caudal mínimo se considera [9]:

$$Q_{mt} = k \cdot Q_{eq} = 0,60 \cdot 20,987 = 12,592 \frac{m^3}{s}$$

TIPO DE TURBINA	FACTOR K
Pelton	0,10
Flujo cruzado	0,15
Francis	0,40
Kaplan	0,25
Semi-Kaplan	0,40
Hélice	0,60

Tabla 5.4: Factor de corrección k dependiendo de la turbina.

Este dato resulta de suma importancia ya que durante los meses de Julio, Agosto, Septiembre y Octubre la turbina no funcionará a pleno rendimiento. Por lo tanto, es aconsejable que sea durante los meses mencionados cuando se lleven a cabo las tareas de mantenimiento necesarias.

2.6. Profundidad del río

Al igual que para el caso de los caudales medios registrados, se han solicitado a la Diputación foral de Gipuzkoa los registros relativos a la profundidad en metros del río Oria en su paso por la estación de Lasarte obteniendo:

AÑO	Altura Máxima	Altura Mínima	Altura Media
2015	3,975	0,288	2,132
2014	4,053	0,316	2,185
2013	3,480	0,311	1,896
2012	4,179	0,301	2,240
2011	5,501	0,300	2,901
2010	3,008	0,325	1,667
2009	3,579	0,300	1,940
2008	3,762	0,284	2,023
2007	3,801	0,290	2,046
2006	2,934	0,283	1,609
2005	3,562	0,264	1,913
2004	1,985	0,254	1,120
2003	2,910	0,269	1,590
2002	3,592	0,239	1,916
2001	2,155	0,263	1,209
2000	2,507	0,276	1,392
Total	3,666	0,304	1,985

Tabla 5.5: Profundidades medias río Oria.

2.7. Velocidad del río

Para la realización de la primera etapa del proyecto fue necesaria la obtención de los principales datos hidrológicos del río Oria a través de la estación limnigráfica de Lasarte gracias a la Diputación foral de Gipuzkoa. Para asegurar unos datos fiables se solicitó los valores obtenidos por la estación durante los años comprendidos en el 2000 y 2015. Una vez obtenidos los valores medios, éstos se emplearán para realizar el diseño de la tobera de Venturi. Para ello, se debe obtener la velocidad del flujo, parámetro esencial para realizar el dimensionamiento. La velocidad determinará la geometría y dimensiones de los rotores. La velocidad del flujo se puede calcular de la siguiente forma:

$$v = \frac{Q_{eq}}{A}$$

Donde:

v : es la velocidad del flujo.

Q : es el caudal medio del río.

A : es el área transversal del río.

Ahora bien, el caudal medio se ha obtenido en una de las tablas anteriores pero el valor del área aún no ha sido calculado. Por lo tanto, para obtener ese valor es necesario conocer la altura del río, la forma y la anchura. Gracias a la información solicitada se ha podido calcular la altura media del río Oria siendo ésta de 1,985 metros. Sin embargo, es necesario determinar el valor del ancho del río en el punto donde se encuentra ubicada la estación, para después suponerlo constante y hallar la ecuación parabólica aproximada que describe la sección transversal al cauce del río [6].

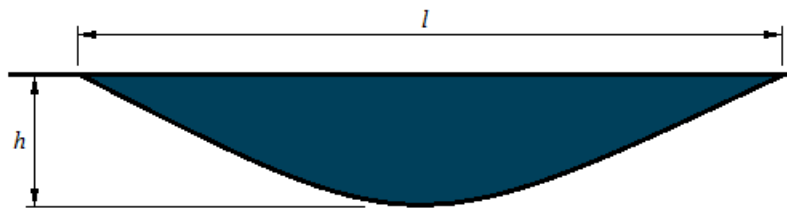


Ilustración 5.5: Sección transversal típica de un río.

A continuación, para obtener el valor de la anchura del río en su paso por la estación de aforo, se empleó el siguiente plano interactivo ofrecido por la Diputación Foral de Gipuzkoa que permite calcular distancias y la aplicación Google Maps que también facilita este dato, obteniendo de este modo como resultado aproximado:

$$l = 30 \text{ m}$$

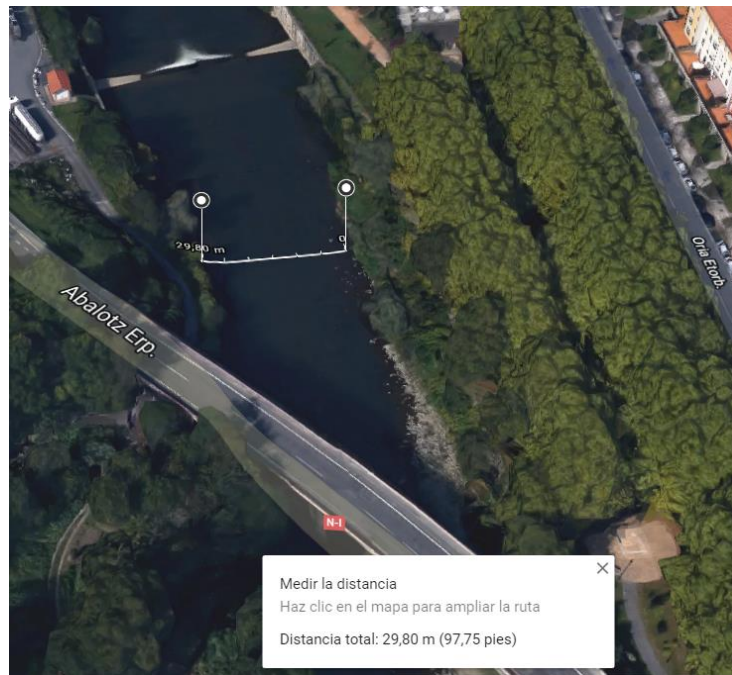


Ilustración 5.6: Anchura rio Oria en el tramo seleccionado según Google Maps.

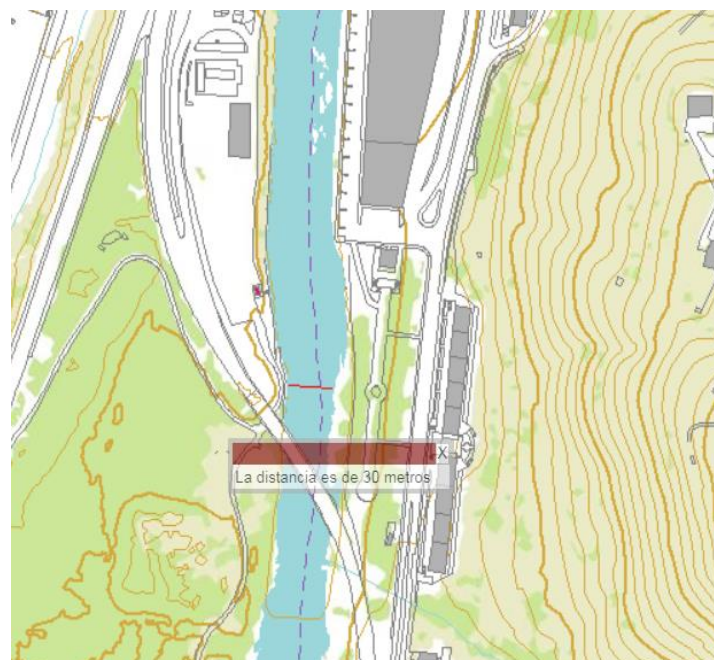


Ilustración 5.7: Anchura rio Oria según Diputación Foral de Gipuzkoa.

Para el planteamiento de la ecuación parabólica que define el área, en primer lugar es necesario definir la ecuación de la parábola y posteriormente realizar la integral tomando como límites $\pm \frac{l}{2}$:

$$y = ax^2 - h$$

$$A = \int_{-l/2}^{l/2} (ax^2 - h) dx$$

Teniendo en cuenta que la parábola es simétrica con respecto del eje y que el valor de la ecuación cuando $x=15$ es igual a la profundidad del río (h), se obtiene la siguiente gráfica:

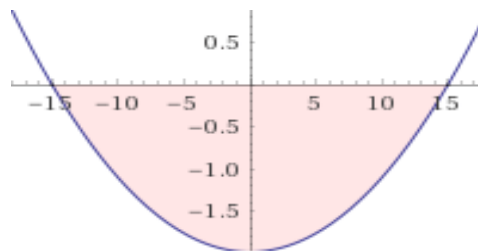


Ilustración 5.8: Parábola calculada

$$\begin{cases} y = 0 \\ x = 0 \end{cases}$$

$$0 = a \cdot 15^2 - 1,985 \rightarrow a = 8,822 \cdot 10^{-3}$$

Por lo tanto, calculando la integral definida por la anchura del río se obtiene el área (pasándolo a su valor positivo):

$$A = \int_{-30/2}^{30/2} (8,822 \cdot 10^{-3} \cdot x^2 - 1,985) dx = 39,7 \text{ m}^2$$

Una vez determinada la superficie que abarca la sección transversal, es posible proceder al cálculo de la velocidad del río:

$$v = \frac{Q_{eq}}{A} = \frac{20,978}{39,7} = 0,528 \frac{m}{s}$$

3. ESTUDIO HIDRÁULICO

3.1. Ecuaciones fundamentales de un flujo

[3] En primer lugar, antes de realizar los cálculos relacionados con el tubo de Venturi y la turbina hidrocínética se explicarán las tres ecuaciones fundamentales que rigen el comportamiento de un fluido:

- Ecuación de la continuidad → Conservación de la masa
- Ecuación de la energía → Conservación de la energía
- Ecuación de la cantidad → Conservación de la cantidad de movimiento

3.1.1. Ecuación de la continuidad

Considerando un flujo permanente, las características medias en cualquier sección no varían con el tiempo, es decir, la cantidad de masa dentro de un determinado volumen de control no varía:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

Siendo la masa por segundo igual a la densidad del fluido multiplicada por el caudal, se obtiene:

$$\rho_1 \cdot Q_1 = \rho_2 \cdot Q_2 = \rho \cdot Q$$

Tomando en consideración la definición de caudal ($Q = v \cdot S$) y que se trabaja con fluidos líquidos ($\rho_1 = \rho_2 = \rho$), se llega a la siguiente expresión:

$$Q = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2$$

3.1.2. Ecuación de la energía

Un líquido en reposo posee la misma energía en cualquier punto, una parte será en forma de presión y el resto de su posición:

$$E = \frac{p_1}{\rho} + g \cdot z_1 = \frac{p_2}{\rho} + g \cdot z_2$$

Expresándola en metros columna de líquido:

$$H = \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + z_2$$

Cuando el líquido se encuentra en movimiento por ejemplo a través de una tubería una parte se pierde debido al rozamiento con las paredes y otra se transforma en energía cinética. Por lo tanto, según el principio de conservación de la energía un fluido en movimiento posee tres clases de energía: cinética, de presión y de posición:

$$E = \frac{V^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot z$$

A lo largo de una conducción entre dos puntos, el flujo va perdiendo energía debido al rozamiento:

$$E_1 = E_2 + W_{r_{12}} \quad \text{ó} \quad H_1 = H_2 + H_{r_{12}}$$

Para líquidos ($\rho_1 = \rho_2 = \rho$):

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot z_1 = \frac{V_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot z_2 + W_{r_{12}}$$

Expresándolo en metros columna de líquido:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + H_{r_{12}}$$

Cuando el líquido pasa a través de una máquina a la que cede energía mecánica (turbina) o de la que absorbe energía (bomba) se obtiene la siguiente expresión:

$$E_1 = E_2 + |W_{r_{12}}| + W_t \quad \text{ó} \quad H_1 = H_2 + |H_{r_{12}}| + H_t$$

La energía mecánica W_t (ó H_t) que atraviesa los límites del sistema se denomina en general trabajo técnico, aunque en el caso de turbomáquinas suele conocerse como trabajo interior en el eje. El que se mide fuera sería el trabajo efectivo H_e , siendo la diferencia entre ambos la pérdida H_m por rozamientos mecánicos. La energía de rozamiento H_r se escribe en valor absoluto ya que siempre será recibida por el flujo.

$$H_t = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 - |H_r|$$

Si la energía de un flujo en una determinada sección la multiplicamos por el caudal másico, se obtiene la energía por segundo (potencia) del flujo en dicha sección, medida en W en el S.I de Unidades:

$$P = E \cdot \dot{m}$$

Dado que $\dot{m} = \rho \cdot Q$ y $E = g \cdot H$ puede expresarse también de la siguiente forma:

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

3.1.3. Ecuación de la cantidad de movimiento

Cuando a lo largo de un volumen de control, la velocidad del flujo varía, bien sea en magnitud, en dirección o ambas a la vez, se origina sobre la masa un desequilibrio de fuerzas, como corresponde a la aceleración provocada:

$$\overline{\Sigma F} = m \cdot \bar{a}$$

Operando matemáticamente, finalmente se llega a la siguiente expresión que es válida para líquidos y gases en régimen permanente:

$$\overline{\Sigma F} = \dot{m} \cdot (\bar{V}_2 - \bar{V}_1)$$

3.2. Conceptos fundamentales de la energía hidrocínética

El concepto del sistema es situar un sistema de tipo mecánico, en este caso una turbina tripala de eje horizontal encapsulada en un tubo de Venturi, frente a una corriente de agua en un río. Dada la geometría específica de los álabes y su interacción con el movimiento del agua, ésta crea una fuerza sobre la superficie de cada álabe. La aplicación constante de esta fuerza generará un movimiento rotacional, o sea un trabajo, que se ve traducido en una producción eléctrica al aprovecharlo mediante un sistema de generación. No obstante, la energía del agua puede descomponerse en:

- Energía potencial: la cantidad de energía aportada en este caso depende de una diferencia de nivel del fluido tomando como referencia el punto de donde proviene y el punto fijo donde se hace el proceso de conversión. Para el caso de generación con turbinas hidrocínéticas esta variación es muy pequeña o directamente nula, por lo que se puede considerar este término despreciable.

- Energía cinética: es la energía mecánica producida por la velocidad con la que circula el agua. De aquí el nombre de la energía que se aprovecha con este tipo de sistemas.
- Energía de diferencial de presión: es la que se puede extraer de movimientos mecánicos realizados debido a diferencias de presión en un mismo sistema.

Si bien es cierto que estos términos pueden variar a lo largo de un efluente, sin embargo, la energía mecánica neta se mantendrá constante salvo por pérdidas por fricción, cambios de sección etc. En definitiva, se debe garantizar la ecuación de la energía.

3.2.1. Potencia de la turbina hidrocínética

Los sistemas de generación eléctrica a partir de la energía mecánica del agua más comunes se basan mayoritariamente en sistemas de presión como las turbinas hidráulicas convencionales, las cuales aprovechan la energía potencial de grandes diferencias de nivel. Desafortunadamente, estas plantas precisan una mayor y más compleja infraestructura lo que en ocasiones las hace económicamente y ambientalmente no viables para su desarrollo.

Por otro lado, los sistemas hidrocínicos trabajan con la energía del flujo libre. Éstos requieren un mayor volumen de agua para alcanzar la producción eléctrica de las plantas anteriormente mencionadas, pero en ambientes complejos como los de los ríos se pueden lograr generaciones interesantes.

A lo largo del presente apartado se desarrollarán las expresiones necesarias para la realización del cálculo de la potencia obtenida con el sistema de aprovechamiento fluvial en función de los parámetros característicos del río (caudal, velocidad del flujo...) y de los parámetros geométricos del sistema de captación (tipo de conducto, diámetro de entrada y salida...).

3.2.2. Potencia teórica

La potencia de un rotor inmerso en el seno de un fluido se obtiene gracias a la teoría de la cantidad de movimiento. Dada una sección circular A que es atravesada por una corriente de flujo uniforme a una velocidad constante v como se aprecia en la siguiente figura:

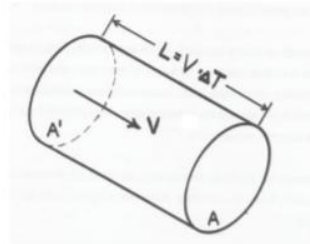


Ilustración 5.9: Volumen de control cilíndrico

La sección A' debido a la velocidad v se desplaza en la dirección indicada, por lo tanto, al cabo de cierto tiempo ΔT alcanzará la sección A. Siendo L la distancia recorrida en ese intervalo de tiempo:

$$L = v \cdot \Delta T$$

La masa de agua que atraviesa en ese periodo de tiempo será la contenida entre las secciones A' y A:

$$m = \rho \cdot A \cdot v \cdot \Delta T$$

Por otra parte, se conoce como energía cinética de una corriente aquella que posee una masa debido a su movimiento. Esta energía cuando atraviesa el rotor disminuye ya que es cedida a los álabes de la turbina para que giren y se transforme en electricidad.

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

Sustituyendo en las dos últimas expresiones se concluye:

$$E = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v \cdot \Delta T \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \cdot \Delta T$$

Finalmente, la potencia teórica máxima se obtiene dividiendo la energía que posee una masa m por el tiempo necesario para atravesarlo:

$$P_{th} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 = \frac{1}{2} \cdot 999,46 \cdot \Pi \cdot \frac{0,312^2}{4} \cdot 3^3 = 1032 \text{ W}$$

Donde:

ρ : densidad del fluido (999,46 kg/m³)

A: área barrida por el rotor

v: velocidad incidente del flujo

La última expresión ilustra la potencia disponible en cualquier fluido. En particular para el presente caso, describe el poder del agua que fluye a través de un rotor con sección A para cualquier velocidad (v) determinada. Representa la energía que se puede extraer suponiendo que el proceso de conversión es 100% eficiente. Ésta se aplica tanto para generadores eólicos como para generadores hidrocinéticos pero aún con velocidades similares la diferencia de densidades (aire vs agua) hace que trabajar con fluidos como el agua sea más atractivo del punto de vista de la generación eléctrica.

Pasando el término que representa el área de la sección (A) al otro lado de la ecuación, se puede obtener la densidad de potencia hidrocinética:

$$\left(\frac{P}{A}\right)_{\text{agua}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^3 = \frac{1}{2} \cdot 999,46 \cdot 3^3 = 13492 \frac{W}{m^2}$$

Sin embargo, las turbinas no cumplen exactamente con la curva que describiría esta última ecuación ya que existen unas pérdidas que se dan en los sistemas de diferentes naturalezas. A continuación, se muestra una ilustración que representa la curva de la potencia teórica, en línea discontinua de color azul. Por debajo de ésta, debido a las diferentes ineficiencias del sistema, se encuentra una curva obtenida del desempeño de una turbina en color verde y línea continua. Ésta se estabiliza al llegar a un punto de regulación de la potencia eléctrica para protección de equipos de generación o simplemente para protección del rotor.

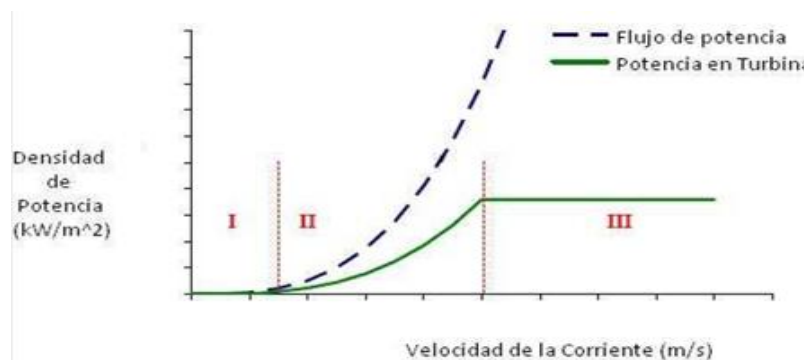


Ilustración 5.10: Curva de potencia teórica y real.

Dentro de la ilustración se pueden distinguir 3 zonas:

Zona I: La velocidad de accionamiento no se ha alcanzado porque la corriente no genera suficiente momento para rotar el tren de transmisión. Potencia eléctrica = 0.

Zona II: El agua logra mover los álabes y genera una potencia eléctrica igual a la potencia del fluido reducida debido a la eficiencia del sistema.

Zona III: La velocidad del fluido está por encima de la velocidad máxima de operación. Por seguridad no se genera más potencia que la nominal. Algunos generadores tienen sistemas de regulación de velocidad.

En la zona II se muestra que la potencia generada es reducida en proporción; y se define como:

$$P_{turbina} = P_{th} \cdot C_p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \cdot C_p$$

Finalmente, para obtener un valor aún más acorde con la realidad en cuanto al rendimiento de la turbina se refiere, habrá que considerar las pérdidas del resto de los componentes, por lo que la potencia real de diseño será:

$$P_d = C_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3$$

Donde:

η_1 : rendimiento del alternador

η_2 : rendimiento mecánico

η_3 : rendimiento de las palas de la turbina

C_p : coeficiente de potencia

3.2.3. Coeficiente de potencia

El coeficiente de potencia C_p es el parámetro característico para evaluar la eficiencia de una turbina que explota la energía cinética. El coeficiente de potencia se define como la relación entre la potencia útil que la turbina es capaz de obtener del flujo y la potencia disponible por el flujo.

$$C_p = \frac{P_{turbina}}{P_{th}}$$

Teniendo en cuenta que la potencia del rotor de la turbina puede ser expresada como el par (T) multiplicado por la velocidad angular (ω), el coeficiente de potencia también puede expresarse más explícitamente como:

$$C_p = \frac{T \cdot \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3}$$

Por último, cabe destacar de la expresión obtenida para la potencia teórica máxima P_{th} que es posible actuar o trabajar sobre dos parámetros: el área A barrida por el rotor que intercepta el flujo y la velocidad promedio v del fluido. Por lo tanto, considerando que el uso de este tipo de turbinas es para río surgen dos problemas esencialmente. En primer lugar, la corriente de río normalmente es baja, suele estar comprendida entre 0,5 y 1,5 metros por segundo y por consiguiente, las turbinas hidrocineticas no pueden convertir suficiente energía cinética. El segundo aspecto a considerar es que muchos de los ríos tienen profundidades no muy elevadas y además variables, por eso, el área del rotor no debe ser muy grande, es decir, la altura del río va a limitar el tamaño de la turbina reduciendo el área posible barrida por el rotor. Por lo tanto, se llega a la conclusión de que únicamente es posible enfocarse en el parámetro de la velocidad del flujo de agua.

3.2.4. Límite de Betz. Potencia disponible.

En la teoría de Betz se establece un límite máximo para la potencia que es posible extraer de un flujo a una velocidad determinada (v) que atraviesa un área barrida por el rotor (A) de la turbina.

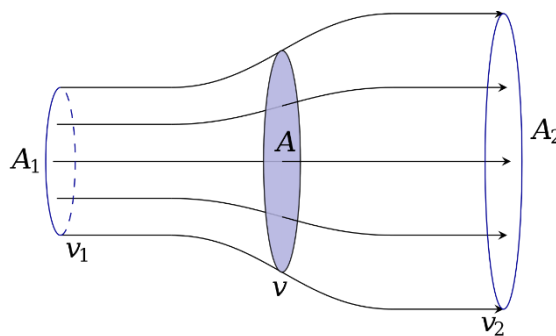


Ilustración 5.11. Área barrida por el rotor.

Asumiendo que el flujo es incompresible, la densidad permanece constante y que las variaciones tanto de presión como de temperatura son muy leves, según la ecuación de continuidad anteriormente explicada se obtiene:

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 = v \cdot A$$

Teniendo en cuenta que el caudal másico del flujo a una velocidad dada v viene definido por la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v$$

Donde:

ρ es la densidad del agua

A es el área barrida por el rotor

V es la velocidad del agua a su paso por la sección A

Asimismo, la fuerza que el fluido ejerce sobre el rotor se determina mediante la variación de la cantidad de movimiento del fluido explicada anteriormente:

$$F = m \cdot (v_1 - v_2) = \rho \cdot A \cdot v \cdot (v_1 - v_2)$$

Por otro lado, si se aplica el teorema de Bernoulli entre las secciones 1 y 2, asumiendo que ambas áreas son prácticamente iguales ($A=A_1=A_2$) se obtiene la siguiente ecuación:

$$F = (p_2 - p_1) \cdot A = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot (v_1^2 - v_2^2)$$

Igualando las dos últimas expresiones se obtiene que para una velocidad del agua v en el plano del rotor de la turbina:

$$v = \frac{1}{2} \cdot (v_1 + v_2)$$

Sabiendo que la potencia P que cede un fluido al rotor es igual al producto de la fuerza F por la velocidad v :

$$P = F \cdot v$$

Finalmente sustituyendo en la anterior fórmula se puede expresar el valor de la

potencia de la siguiente manera:

$$P = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot A \cdot (v_1 + v_2) \cdot (v_1^2 - v_2^2)$$

Para obtener el valor máximo de la potencia es necesario realizar la primera derivada e igualándola a cero:

$$\frac{dP}{dv} = 0$$

Realizando la derivada se llegan a dos soluciones posibles:

$v_2 = -v_1$ La cual no tiene ningún sentido físico y por lo tanto se descarta como posible solución

$v_2 = \frac{v_1}{3}$ La cual se considera como la solución correcta

Finalmente se obtiene la expresión final que indica la potencia máxima que la turbina es capaz de absorber:

$$P_{max} = \frac{16}{54} \cdot \rho \cdot A \cdot v_1^3 = \frac{16}{27} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v_1^3 \right) = \frac{16}{27} \cdot P_d = 0,593 \cdot P_{disponible}$$

Obteniendo como resultado la siguiente gráfica donde se verifica el valor máximo:

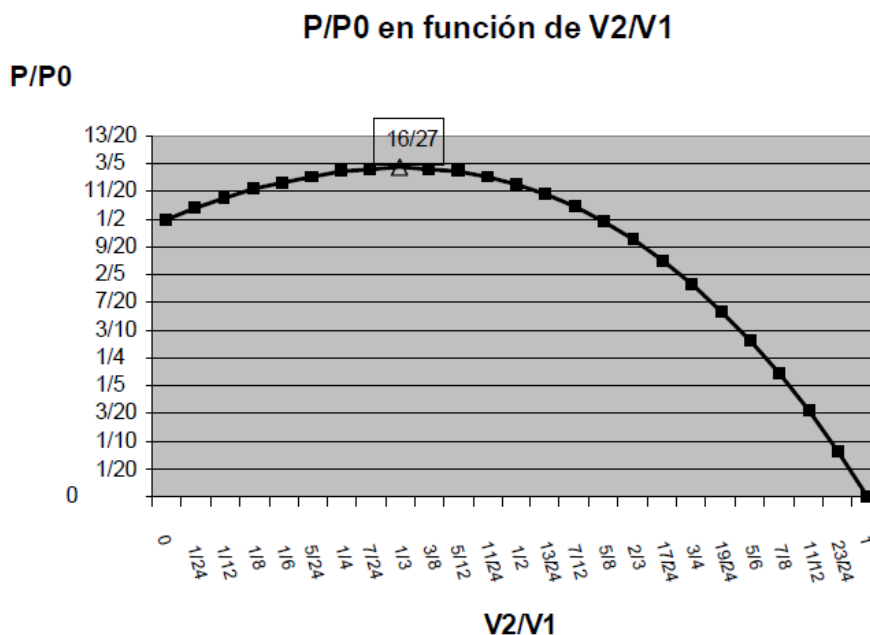


Ilustración 5.12: Gráfica representativa del límite de Betz.

Según la mencionada teoría desarrollada por Lanchester-Betz se establece un máximo de 59,3% como la cantidad de energía cinética de un flujo que puede ser convertida en energía mecánica. Para el caso objeto de estudio, es decir, para las turbinas encapsuladas, el límite teórico depende de la diferencia de presión creada entre la entrada y salida del sistema usado y de la masa de agua que lo atraviesa. En otras palabras, de la forma del conducto y la relación que existe entre el área de entrada y el área barrida por los álabes de la turbina.

3.2.5. Coeficiente potencia de la turbina

A continuación, con este apartado se trata de definir el coeficiente de potencia que presenta la turbina objeto de estudio, asimismo, se justificará la elección por parte del fabricante del presente diseño. Para ello, se van a calcular diferentes parámetros típicos en los aerogeneradores pero que dada la similitud de funcionamiento son extrapolables al caso actual.

3.2.6. Velocidad específica (TSR)

La velocidad específica, también conocida como “tip speed ratio” (λ), se define como la relación entre la velocidad tangencial ($\omega_n \cdot R$) del punto más externo de la pala a partir del eje de rotación o velocidad de punta de la y la velocidad nominal del fluido.

$$\lambda = \frac{\text{Velocidad punta de la pala}}{\text{Velocidad del flujo}} = \frac{\omega_n \cdot R}{v} = \frac{\Pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot v}$$

Donde:

D: diámetro del rotor

n: número de revoluciones por minuto

v: velocidad del flujo

De acuerdo con los valores calculados anteriormente, el diámetro del rotor es de 0,312 m y la velocidad del flujo justo antes de la entrada a la turbina es de 3 m/s. Únicamente se deberá determinar el número de revoluciones por minuto, por consiguiente, considerando que la potencia de salida es de 80 vatios y un voltaje de 6,8

amperios aproximadamente, es posible obtener el valor n a partir de la siguiente gráfica facilitada por el fabricante del producto:

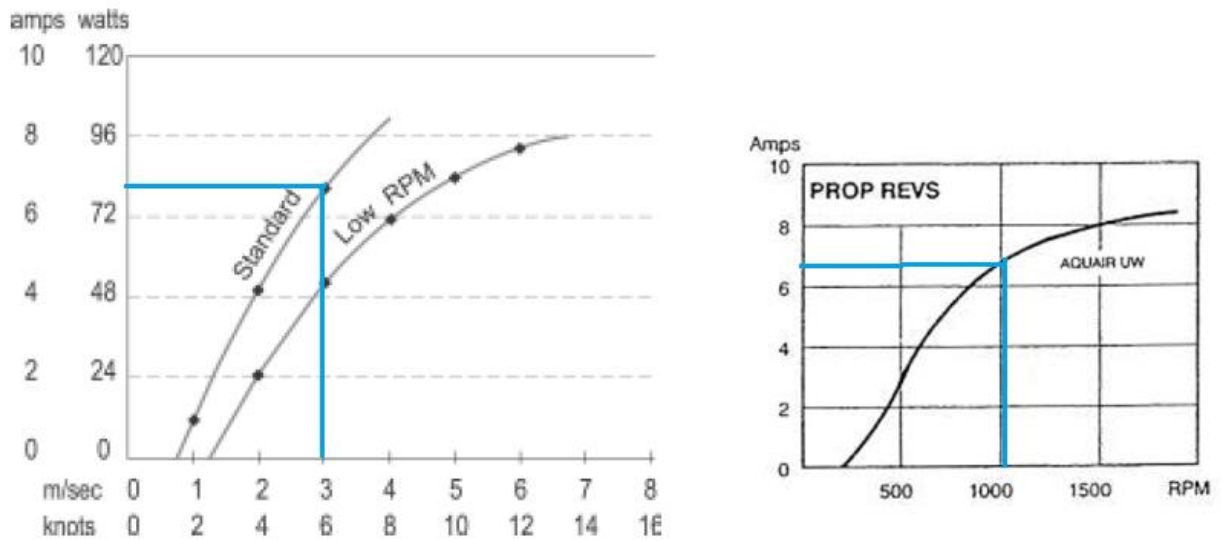


Ilustración 5.13: Gráficas del fabricante de la turbina.

Haciendo uso de las gráficas facilitadas por el fabricante y teniendo en cuenta que la velocidad a la entrada de la turbina será de 3 m/s se puede determinar los amperios en la salida, con ello, se establece que las revoluciones por minuto n son 1000.

Finalmente, una vez definidos los parámetros necesarios ya se puede calcular el valor de la velocidad específica (λ) [3]:

$$\lambda = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot v} = \frac{\pi \cdot 0,312 \cdot 1000}{60 \cdot 3} = 5,4$$

Tipo de máquina	Velocidad específica (λ)	Número de alabes recomendados (Z)
Bombeo de agua	1	6-20
Generadores eólicos pequeños	2	4-12
	3	3-6
	4	2-4
Generadores eólicos grandes	5-8	2-3
	8-15	4-2

Tabla 5.6: Comparativa turbina-velocidad específica- n° de álabes.

Como se puede observar, es lógica la elección de este diseño ya que se trata de un generador pequeño y la velocidad específica (λ) calculada es acorde con ello. Asimismo, como ya se ha mencionado anteriormente el coeficiente de potencia puede alcanzar un valor teórico máximo de 0,59 que es el llamado límite de Betz, en el presente estudio ese coeficiente de potencia se puede determinar con la siguiente gráfica, en la que entrando con la velocidad específica (5,4) se obtiene un coeficiente de potencia entrono al 0,47, lo cual es un valor adecuado y de los más elevados en comparación con el resto de configuraciones.

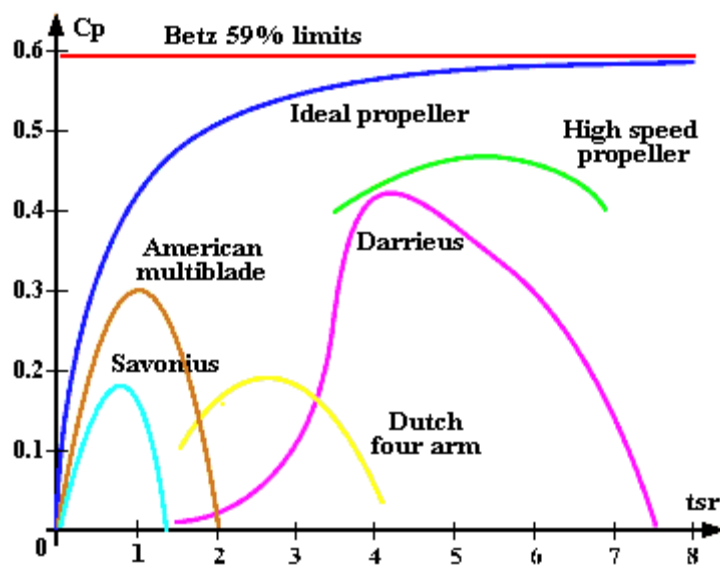


Ilustración 5.14: Gráfica coeficiente de potencia-velocidad específica.

3.2.7. Coeficiente del generador (η_1)

Gracias a la información técnica solicitada al fabricante *Ampair* en referencia a su modelo de turbina sumergible *Underwater 100*, se ha podido conocer la naturaleza del generador eléctrico, siendo ésta de imanes permanentes. Sus características técnicas indican que el generador es capaz de proporcionar una salida de 100 vatios y 12 voltios. Para determinar el coeficiente de eficiencia del generador eléctrico se debe analizar la potencia activa, reactiva y compleja. Y es que con la potencia activa y reactiva se puede definir la potencia compleja:

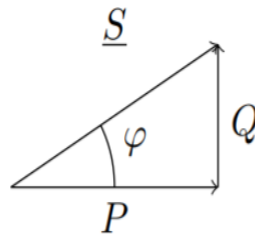


Ilustración 5.15: Triángulo de potencias.

$$\underline{S} = P + j \cdot Q$$

Donde:

La parte real es la potencia activa

La parte imaginaria es la potencia reactiva

El módulo es la potencia aparente

El factor de potencia es:

$$F_P = \frac{\text{Potencia Activa}}{\text{Potencia Aparente}}$$

Estudiando los diferentes generadores de potencia del mercado se estima que éste (a falta de especificaciones exactas del fabricante) pueda alcanzar un factor de potencia entorno al 80-90 %.

3.2.8. Coeficiente de transmisión (η_2)

Debido a las pérdidas que se producen en la parte mecánica es lógico adoptar un 10% de pérdidas como mínimo, éstas son debidas a las diferentes partes móviles que componen el sistema de transmisión, algunas de ellas son rodamientos, eje, chavetas, cambios de sección etc. En definitiva, habría que hacer un estudio detallado de la parte mecánica conociendo las medidas de los diferentes elementos.

3.2.9. Coeficiente de las palas de la turbina (η_3)

El componente con menor rendimiento del sistema hidrocínético son las palas empleadas en la turbina, la razón de estas pérdidas es la resistencia hidrodinámica que presentan al girar en la corriente de agua y también por la rugosidad de las mismas. Dado

que el estudio de las palas se encuentra fuera del alcance del proyecto es difícil determinar con fiabilidad el rendimiento de las mismas, por lo que a falta de datos exactos, se puede considerar que ésta se sitúa entre el 70-80%.

3.3. Efecto venturi

Siguiendo la pretensión del proyecto en la que se persigue estudiar un sistema de captación energética fluvial donde no existe caída o salto útil en el nivel del agua, y donde además, la altura del río limita las dimensiones geométricas, se ha considerado la implantación de un tubo de Venturi como la mejor solución para acelerar el flujo y de este modo obtener mayor potencia a la salida de la turbina. Atendiendo a la turbina seleccionada, se pretende obtener una velocidad de 3 m/s para lograr una potencia interesante. A continuación, se explicará los fundamentos de este sistema y se definirán las dimensiones.

3.3.1. Principio de funcionamiento

El efecto Venturi, descubierto por G.B. Venturi (17446-1822), consiste en un fenómeno que tiene lugar cuando un fluido incompresible circula a través de un tubo o conducto con una constricción en una sección. Al pasar por el estrechamiento la velocidad del flujo aumenta satisfaciendo la ecuación de continuidad, por otro lado, la presión se verá reducida con el fin de respetar la conservación de la energía. La ganancia en energía cinética se compensa con la caída de la presión (estática).

$$\text{Ecuación de continuidad: } \underset{=}{v_1} \cdot \underset{=}{S_1} = \underset{\uparrow}{v_2} \cdot \underset{\downarrow}{S_2}$$

$$\text{Ecuación de conservación de la energía: } \underset{=}{\frac{V_1^2}{2g}} + \underset{=}{\frac{p_1}{\gamma}} + \underset{=}{z_1} = \underset{\uparrow}{\frac{V_2^2}{2g}} + \underset{\downarrow}{\frac{p_2}{\gamma}} + \underset{=}{z_2} + \underset{=}{H_{r_{12}}}$$

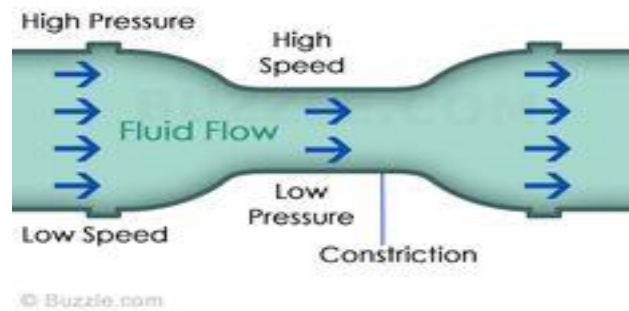


Ilustración 5.16: Efecto Venturi

El tubo de Venturi como se puede observar en la anterior ilustración simplemente consiste en una sección convergente, la garganta o constricción y una sección divergente. Dadas las características geométricas se puede asumir que las variables del campo de velocidad únicamente dependen de una dirección (eje X). En concreto, este tipo de fluidos se conocen como flujos cuasi unidireccionales, en los que el vector velocidad sólo dependen de una variable espacial, es decir que los cambios de velocidad transversales a la dirección principal de la corriente son despreciables. Este movimiento es característico en conductos de sección lentamente variable. En este caso, se trata de una aproximación adecuada para un flujo tridimensional. Teniendo en cuenta la ecuación de continuidad, con la hipótesis de un flujo constante, de la siguiente forma:

$$\rho_i \cdot A_i \cdot v_i = cte$$

De donde se considera que la densidad (ρ) es constante dada la hipótesis de flujo incompresible, el área (A) es la sección transversal y la velocidad (v) es la velocidad media del fluido.

De esta ecuación también es posible obtener la relación entre la velocidad a la entrada (v_1) y la velocidad en el estrechamiento (v_2):

$$v_1 = v_2 \cdot \frac{A_2}{A_1}$$

De la ecuación de Bernoulli se puede obtener:

$$p_i + \frac{1}{2} \cdot \rho_i \cdot v_i^2 + \rho_i \cdot g \cdot h_i = cte$$

En donde el primer término se refiere a la presión estática, el segundo se trata de la presión dinámica y el tercero es la presión hidrodinámica del fluido. Teniendo en cuenta que el tubo se encuentra horizontal se concluye que:

$$h_i = 0$$

Además, respetando la suposición de que el flujo es incompresible se obtiene como resultado que la variación de presión estática entre las secciones A_1 y A_2 es:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho_1 \cdot v_1^2 - \frac{1}{2} \cdot \rho_2 \cdot v_2^2$$

Sustituyendo en la última fórmula expresada el valor obtenido de la velocidad a la entrada (v_1) se puede llegar a una ecuación que dependa de las dimensiones geométricas (A_1 y A_2) de las secciones:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho_1 \cdot \left(v_2 \cdot \frac{A_2}{A_1} \right)^2 - \frac{1}{2} \cdot \rho_2 \cdot v_2^2$$

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho \left[\left(v_2 \cdot \frac{A_2}{A_1} \right)^2 - v_2^2 \right]$$

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 \left[\left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 - 1 \right]$$

De ésta última expresión mostrada se pueden llegar a las siguientes conclusiones:

- $\frac{A_2}{A_1} > 1$: expansión; presión \uparrow y la velocidad (v_2) \downarrow
- $\frac{A_2}{A_1} < 1$: reducción; presión \downarrow y la velocidad (v_2) \uparrow

Estas dos últimas relaciones definen el comportamiento subsónico del fluido en el interior del tubo de Venturi para el cual en la zona convergente del conducto la velocidad aumenta mientras la presión estática disminuye hasta su valor mínimo en la garganta; a la inversa, en la zona divergente del conducto, la presión estática aumenta lo que conduce a una menor velocidad (y por lo tanto, menor presión dinámica). Luego, el objetivo sería aprovechar la altura de velocidad de forma más eficiente en el paso por turbina mediante una doble conversión: presión \rightarrow velocidad \rightarrow presión

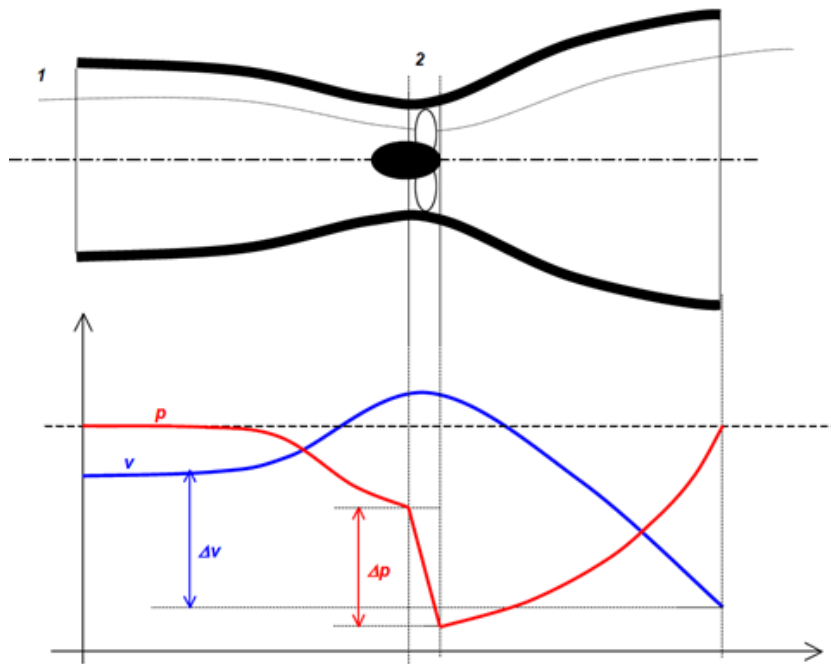


Ilustración 5.17: Variación de presión estática y velocidad en tubo de Venturi.

A continuación, se procede a definir la relación entre el área de entrada (A_1) y el área en la sección de la garganta (A_2). Este parámetro se conoce como relación de contracción o reducción (CR):

$$CR = \frac{A_1}{A_2}$$

Como ya se ha demostrado anteriormente un coeficiente de contracción elevado implica un aumento de velocidad y como consecuencia, se obtendrán mayores valores de potencia tal y como se demuestra a continuación:

$$\frac{P_{th2}}{P_{th1}} = \frac{A_2 \cdot v_2^3}{A_1 \cdot v_1^3} = CR^2$$

3.3.2. Efecto de la tobera

Conociendo ya la razón por la cual el dimensionamiento del tubo, es decir, su geometría, va a afectar a la velocidad del flujo de agua, se procede a evaluar cuanta energía es extraíble con este sistema. Siendo las velocidades v_1 y v_2 las respectivas a la entrada de la tobera y la salida del difusor, la variación de energía entre entrada y salida será:

$$\Delta E_c = \frac{1}{2} \cdot (v_1^2 - v_2^2)$$

Recordando la ecuación de la conservación de la masa, donde se establecía que el caudal másico a la entrada y salida debía permanecer constante, se multiplica la energía cinética por el caudal másico para obtener la potencia cedida por la corriente:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_1 \cdot v_1 \cdot (v_1^2 - v_2^2)$$

Sin embargo, se debe reconsiderar el valor de la potencia máxima, ya que el hecho de implantar la turbina en el interior del conducto produce un efecto de bloqueo al paso del agua, por lo que no sería apropiado considerar la velocidad v_1 en la toma como la que contiene la potencia máxima. Lo más apropiado sería considerar la velocidad de la zona no afectada por este efecto, se suele emplear la siguiente expresión

$$v_1 = \zeta \cdot v_\infty$$

Donde el término ζ es un parámetro adimensional menor que la unidad que representa el dicho efecto de bloqueo.

Finalmente, se concluye que la potencia máxima en un sistema con tubo de Venturi es:

$$P_{max} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_1 \cdot v_\infty^3 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_1 \cdot \frac{v_1^3}{\zeta^3}$$

Lo que afecta también al coeficiente de potencia:

$$C_p = \frac{P}{P_{max}} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_1 \cdot v_1 \cdot (v_1^2 - v_2^2)}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_1 \cdot v_\infty^3} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_1 \cdot v_1 \cdot (v_1^2 - v_2^2)}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_1 \cdot \frac{v_1^3}{\zeta^3}} = \zeta^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^2\right)$$

Como se puede deducir de las expresiones expuestas el efecto que produce ubicar la turbina en el conducto es importante ya que interviene elevado al cubo. Por ejemplo, para una pequeña disminución de la velocidad del 5 %, es decir, para $\zeta = 0,95$, el coeficiente de potencia se ve afectado en una reducción de más del 14 %.

Profundizando aún más en este concepto para entender mejor la repercusión que produce, se atiende en concreto a la expresión de la potencia a la entrada y a la conservación de la masa:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_1 \cdot v_1^3 = \rho \cdot A_1 \cdot v_1 \cdot \frac{1}{2} \cdot v_1^2 = \zeta \cdot \rho \cdot A_1 \cdot v_\infty \cdot \zeta^2 \cdot \frac{1}{2} \cdot v_1^2$$

De la ecuación presentada, se deduce que el coeficiente de bloqueo afecta a dos términos. Por un lado, se tiene el caudal másico ($\zeta \cdot \rho \cdot A_1 \cdot v_\infty$), es decir, al colocar un elemento que altera el flujo libre del agua, va a circular menos cantidad de agua por la garganta del tubo que si no estuviese la turbina. Por otro lado, también afecta al término de la velocidad ($\zeta^2 \cdot \frac{1}{2} \cdot v_1^2$) y por consiguiente, a la altura cinética disponible ya que el flujo sufre variaciones de dirección cuando se encuentra con un obstáculo.

3.3.3. Dimensionamiento del tubo de Venturi

Con objeto de establecer unos parámetros geométricos iniciales para el conducto se trabajará de acuerdo con la norma europea ISO 5167:2003. En esta norma se definen términos, símbolos y principios generales para métodos de medición y cálculo del caudal de un fluido que circula a través de un dispositivo con diferencial de presión (placas orificio, toberas y tubo de Venturi). Además, la norma establece unos límites dimensionales para el tubo así como el número de Reynolds adecuado para el uso de estos sistemas. En concreto, es en la tercera parte de la norma donde se encontrará la información relativa a la tobera de Venturi. Las limitaciones y rangos geométricos permitidos han sido establecidos de acuerdo a numerosos ensayos y experimentos con el objetivo de optimizar y minimizar las pérdidas de carga por fricción y de desprendimiento de la capa límite.

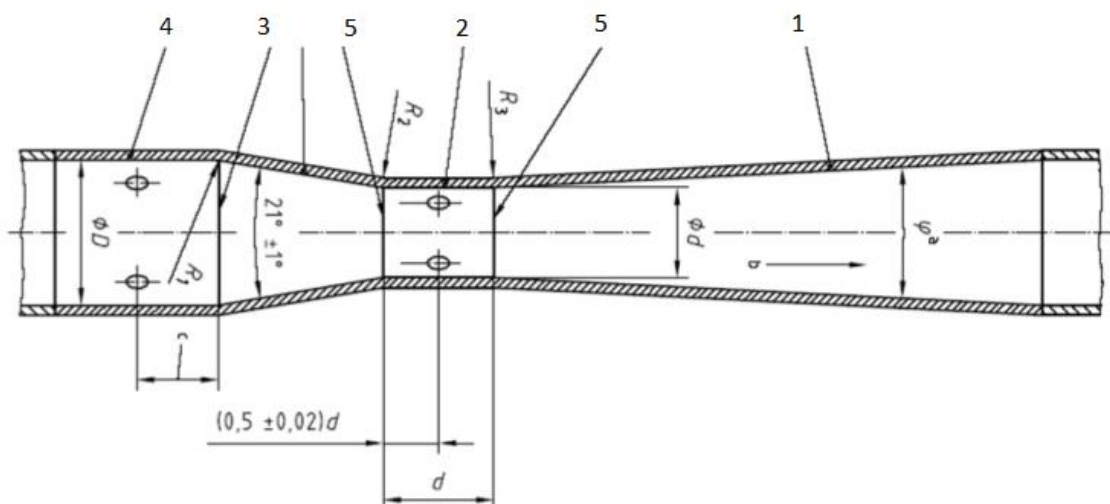


Ilustración 5.18: Dimensiones Tubo de Venturi según norma UNE-EN ISO 5167.

1. Sección de salida cono divergente.
2. Garganta cilíndrica.
3. Sección de entrada cono convergente.
4. Cilindro de entrada.
5. Planos de conexión de garganta con conos de entrada y salida.

La construcción de los tubos de Venturi está normalizada y se presentan varios tipos según su construcción. La forma típica, que toma la norma ISO-5167 es la mostrada en la figura. La construcción de los tubos Venturi puede realizarse de varias formas y materiales. La norma ISO-5167 toma en cuenta tres tipos de construcción:

- Tubos de fundición en arena. Para diámetros de 100 a 800 mm, y β de 0,3 a 0,75.
- Tubos de fundición con la tobera convergente maquinada. Para diámetros de 50 a 250 mm y β de 0,4 a 0,75.
- Tubos de chapa soldada. Para diámetros de 200 a 1200 mm y β de 0,4 a 0,7.

En este caso se seleccionará un tubo de Venturi de lámina soldada siendo las especificaciones técnicas las siguientes:

Diámetro de la sección de entrada (m)	$0,2 \leq D \leq 1,2$
Diámetro sección de la garganta (m)	$d \geq 0,050$
$\beta = d/D$	$0,4 \leq \beta \leq 0,7$
Ángulo de apertura del difusor (°)	$7^\circ \leq \phi_1 \leq 15^\circ$
Número de Reynolds referido a la sección D	$2 \cdot 10^5 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^6$
Coefficiente de descarga	$C=0,985$
Garganta cilíndrica, longitud d	$d \pm 0,03d$
Sección de entrada cono convergente	$21^\circ \pm 1^\circ$

Tabla 5.7: Resumen límites tubo de Venturi según norma UNE-EN ISO 5167.

Debido a la geometría de la turbina seleccionada el diámetro de la garganta se encuentra ya definido. El diámetro de los álabes del rotor es de 312 mm. Por lo tanto, el diámetro seleccionado para la garganta es de 320 mm dejando un cierto margen para que no se produzcan rozamientos de los álabes con el tubo y además, facilitar la colocación de la turbina evitando posibles impactos que dañen el sistema.

Ahora bien, la eficiencia del sistema generador de acuerdo a la capacidad de convertir la potencia de flujo a energía eléctrica depende varios factores que incluyen: la forma y el ángulo de las hélices, la fricción de las partes mecánicas y la eficiencia del alternador. El generador *UnderWater 100* con una hélice estándar se diseñó para operar en un rango de velocidad de flujo de 1-4 m/s. En la siguiente ilustración se muestra la salida de potencia eléctrica del generador en función de la velocidad del agua. La velocidad del agua por debajo de 1 m/s produce una potencia insignificante, como ya ha sido mencionado será ésta la velocidad mínima necesaria para el arranque.

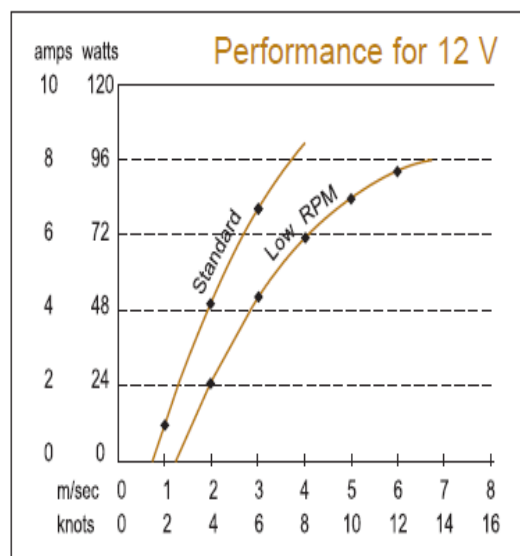


Ilustración 5.19: Gráfica del fabricante de la turbina.

En vista a conseguir una potencia de salida aceptable y evitar el embalamiento de la turbina se fija la velocidad deseada a la entrada de la turbina en 3 m/s. A partir de este valor, se empleará la ecuación de la conservación de la masa, desarrollada anteriormente, para obtener el diámetro necesario a la entrada del tubo de Venturi.

$$Q = cte = v \cdot A$$

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2$$

Tomando como v_1 la velocidad del río ya definida en el estudio del emplazamiento y conociendo que el diámetro de la garganta es 0,32 metros:

$$0,528 \cdot \pi \cdot r_1^2 = 3 \cdot \pi \cdot 0,16^2 \rightarrow r_1 = 0,38 \text{ m} \rightarrow D_1 = 0,76 \text{ m}$$

A continuación, se comprueba que la relación de diámetros es acorde con lo establecido según la norma:

$$\beta = \frac{d}{D} = \frac{0,32}{0,76} = 0,42$$

Por lo tanto, se cumplen los límites impuestos en la normativa.

El siguiente parámetro a estudiar es el ángulo de apertura del difusor (ϕ_1), la sección divergente cónica puede tener un ángulo comprendido entre 7° y 15° . Sin embargo, se recomienda emplear valores entre 7° y 8° . Esto se debe a que las pérdidas generadas por ensanchamiento son mínimas, evitando el desprendimiento de la capa límite. Por ello, se seleccionará un ángulo de 8° y más adelante se evaluarán las respectivas pérdidas generadas.

En cuanto a la extensión del tubo, como ya se han definido el resto de parámetros geométricos es posible realizar el cálculo de ésta aplicando sencillamente trigonometría:

- Entrada:

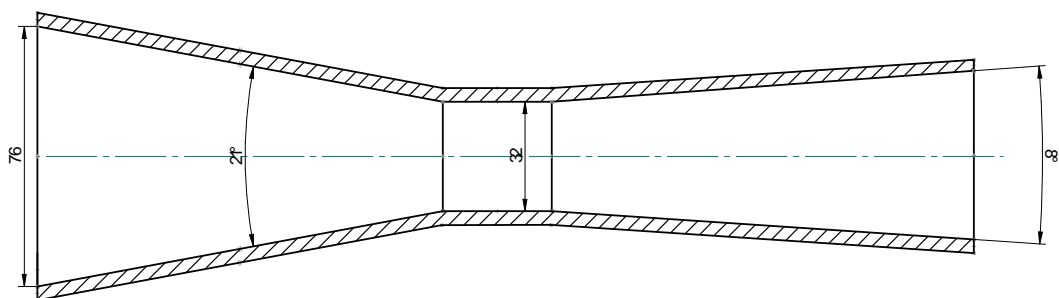


Ilustración 5.20: Plano tubo de Venturi (cm).

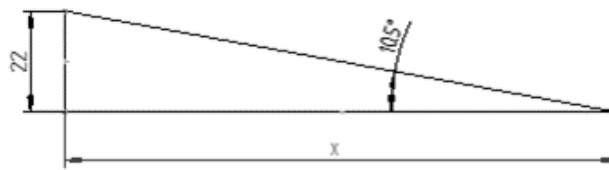


Ilustración 5.21: Triángulo de entrada.

$$x = \frac{220}{\tan(10,5^\circ)} = 1187 \text{ mm}$$

- Salida: un tubo de Venturi clásico se denomina “truncado”, cuando el diámetro de salida de la sección divergente es menor que el diámetro de entrada D , y “no truncado” cuando el diámetro de salida es igual al diámetro D . La parte divergente puede ser truncada en alrededor del 35% de su longitud, sin modificar significativamente la pérdida de carga del dispositivo o su coeficiente de descarga.

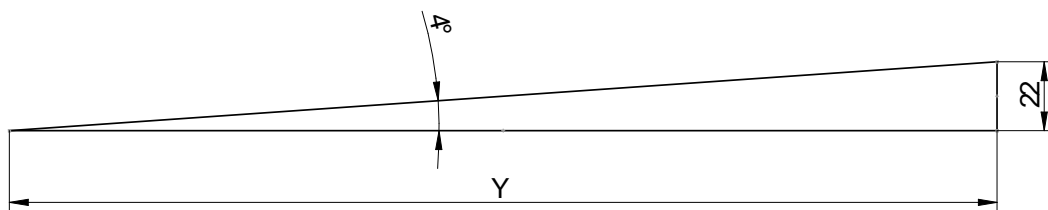


Ilustración 5.22: Triángulo de salida.

$$y = \frac{220}{\tan(4^\circ)} = 3146 \text{ mm}$$

$$y' = 3146 \cdot 0,65 = 2045 \text{ mm}$$

3.3.4. Número de Reynolds

Finalmente, el último parámetro a definir para comprobar su validez frente a la norma es el número de Reynolds, dada la importancia de éste se le dedicará una descripción más detallada.

A la hora de considerar un fluido que circula por una tubería se debe tener en cuenta que lo puede hacer en régimen laminar o turbulento, la diferencia que existe entre estos dos regímenes se encuentra en el comportamiento de las partículas fluidas, que a su vez dependen del balance entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas o de rozamiento.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas inerciales}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho \cdot D \cdot v}{\mu} = \frac{v \cdot D}{\vartheta}$$

Siendo:

ρ : Densidad del fluido (Kg/m³)

D: Diámetro del tubo (m)

v: Velocidad media (m/s)

μ : Coeficiente de viscosidad del líquido (kg/m·s)

ϑ : viscosidad cinemática del fluido (m²/s)

Teniendo en cuenta los valores mensuales de la temperatura del agua del río Oria a lo largo de los años, se establece un valor de 13° como referencia:

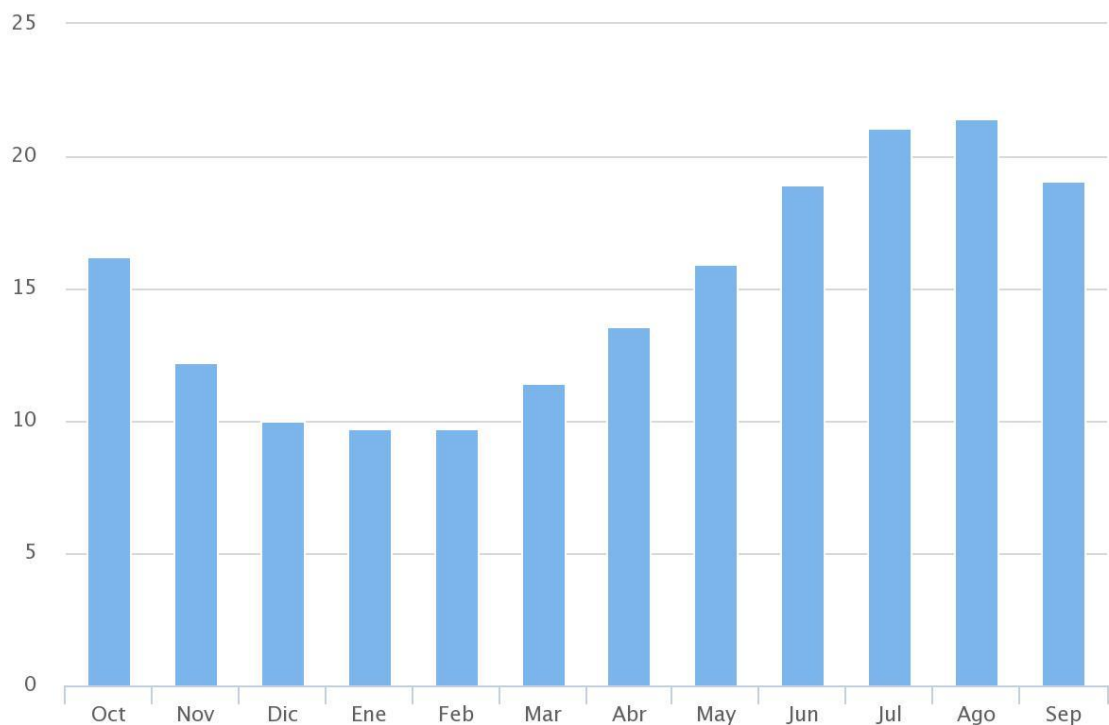


Ilustración 5.23: Temperaturas medias mensuales río Oria.

A continuación, se procede a definir el valor de la densidad del agua y viscosidad dinámica para una temperatura de 13°

Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)	Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³
0,00	0,001792	0 (hielo)	917,00	33	994,76	67	979,34
1,00	0,001731	0	999,82	34	994,43	68	978,78
2,00	0,001674	1	999,89	35	994,08	69	978,21
3,00	0,001620	2	999,94	36	993,73	70	977,63
4,00	0,001569	3	999,98	37	993,37	71	977,05
5,00	0,001520	4	1000,00	38	993,00	72	976,47
6,00	0,001473	5	1000,00	39	992,63	73	975,88
7,00	0,001429	6	999,99	40	992,25	74	975,28
8,00	0,001386	7	999,96	41	991,86	75	974,68
9,00	0,001346	8	999,91	42	991,46	76	974,08
10,00	0,001308	9	999,85	43	991,05	77	973,46
11,00	0,001271	10	999,77	44	990,64	78	972,85
12,00	0,001236	11	999,68	45	990,22	79	972,23
13,00	0,001202	12	999,58	46	989,80	80	971,60
14,00	0,001170	13	999,46	47	989,36	81	970,97
15,00	0,001139	14	999,33	48	988,92	82	970,33
16,00	0,001109	15	999,19	49	988,47	83	969,69
17,00	0,001081	16	999,03	50	988,02	84	969,04
18,00	0,001054	17	998,86	51	987,56	85	968,39
19,00	0,001028	18	998,68	52	987,09	86	967,73
20,00	0,001003	19	998,49	53	986,62	87	967,07
21,00	0,000979	20	998,29	54	986,14	88	966,41
22,00	0,000955	21	998,08	55	985,65	89	965,74
23,00	0,000933	22	997,86	56	985,16	90	965,06
24,00	0,000911	23	997,62	57	984,66	91	964,38
25,00	0,000891	24	997,38	58	984,16	92	963,70
26,00	0,000871	25	997,13	59	983,64	93	963,01
27,00	0,000852	26	996,86	60	983,13	94	962,31
28,00	0,000833	27	996,59	61	982,60	95	961,62
29,00	0,000815	28	996,31	62	982,07	96	960,91
30,00	0,000798	29	996,02	63	981,54	97	960,20
31,00	0,000781	30	995,71	64	981,00	98	959,49
32,00	0,000765	31	995,41	65	980,45	99	958,78
33,00	0,000749	32	995,09	66	979,90	100	958,05

Tabla 5.8: Valores viscosidad dinámica y densidad en función de la temperatura del agua.

Una vez definidos estos valores, es posible realizar el cálculo del número de Reynolds y verificar su aceptabilidad por la norma ISO-5167:

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot v}{\mu} = \frac{999,46 \cdot 0,76 \cdot 0,528}{0,001202} = 3,33 \cdot 10^5$$

$$2 \cdot 10^5 \leq 3,33 \cdot 10^5 \leq 2 \cdot 10^6 \rightarrow \text{Cumple con la norma}$$

Mediante estudios y experimentos, se ha observado que, en un fluido que fluye a través de un tubo de paredes lisas y sección circular, el paso de flujo laminar a flujo turbulento ocurre cuando Re alcanza el valor de 2300 aproximadamente. Fue Osborne

Reynolds quien estableció que el paso de régimen laminar a turbulento, que varía al modificar el diámetro, la velocidad y/o la viscosidad, quedaba condicionado a un valor adimensional, hoy en día llamado número de Reynolds. Por tanto, el número crítico de Reynolds para el caso de tuberías es:

$$Re_D \approx 2300$$

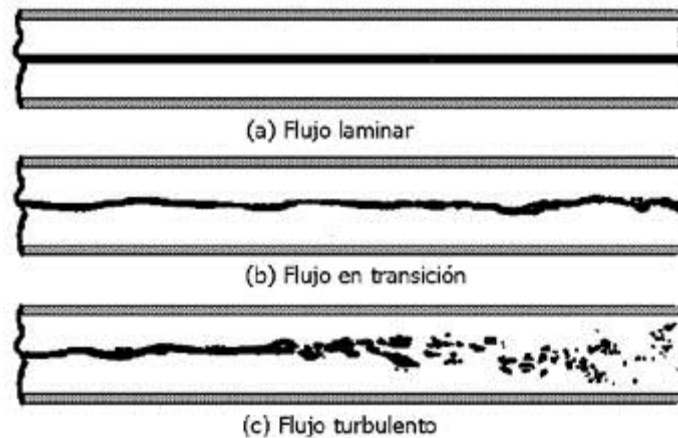


Ilustración 5.24: Tipos de flujo.

Debido a la viscosidad del agua, el flujo cuando circula por el interior de un tubo, hace que éste experimente una pérdida de energía h_f , que se debe a:

- Fricción contra las paredes de la tubería: viene condicionada por la rugosidad de las mismas y por el gradiente de velocidad ($\frac{dv}{dr}$) en sus proximidades.
- Disipación viscosa como consecuencia de la fricción interna del flujo:

3.4. Pérdidas

3.4.1. Pérdidas de carga por fricción

Para realizar un estudio real del sistema es necesario considerar las pérdidas de carga que se pueden producir bien sea por rozamiento (pérdidas primarias) o por cambios de sección (pérdidas secundarias), debidas al desprendimiento de la capa límite.

En cuanto a las pérdidas primarias se realizará una aproximación, empleando la ecuación de Darcy-Weisbach cuyo uso corresponde a la evaluación de las pérdidas de

carga por rozamiento en tuberías de diámetro constante, flujo permanente de fluido incompresible y trayectorias rectas o de pequeña curvatura. El rozamiento por unidad de sección del tubo crece proporcionalmente con la energía cinética por unidad de masa y con la densidad del fluido:

$$H_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

L: longitud del tubo

D: diámetro del tubo

v: velocidad media del fluido

f: factor de proporcionalidad adimensional, coeficiente de fricción en tuberías, que depende de la viscosidad del fluido y por tanto del número de Reynolds. Como se ha comentado anteriormente se presentan dos regímenes diferentes:

- Régimen laminar:

$$f = \frac{64}{Re_D}$$

- Régimen turbulento:

- a) Tubería hidráulicamente lisa (Kármán-Prandtl)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}}$$

- b) Con influencia de la rugosidad relativa y de Reynolds (Colebrook)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} \right)$$

Donde:

k: rugosidad absoluta (m)

k/D: rugosidad relativa en tuberías (adimensional)

Para determinar la rugosidad absoluta se hará uso de la siguiente tabla en la que se indican los valores orientativos de la rugosidad k para diversos materiales [3]:

<i>material</i>	<i>k mm</i>
vidrio	liso
cobre o latón estirado	0,0015
latón industrial	0,025
acero laminado nuevo	0,05
acero laminado oxidado	0,15 a 0,25
acero laminado con incrustaciones	1,5 a 3
acero asfaltado	0,015
acero soldado nuevo	0,03 a 0,1
acero soldado oxidado	0,4
hierro galvanizado	0,15 a 0,2
fundición corriente nueva	0,25
fundición corriente oxidada	1 a 1,5
fundición asfaltada	0,12
fundición dúctil nueva	0,025
fundición dúctil usada	0,1
fibrocemento	0,025
PVC	0,007
cemento alisado	0,3 a 0,8
cemento bruto	hasta 3

Tabla 5.9: Valores rugosidad absoluta k .

A continuación, teniendo en cuenta el número de Reynolds, el sistema es de régimen turbulento y por ello, se empleará la fórmula de Colebrook para determinar las pérdidas en la garganta:

$$\left. \begin{aligned} k(\text{acero soldado nuevo}) &= 0,03 \\ D &= 320 \text{ mm} \\ Re_D &= 3,33 \cdot 10^5 \end{aligned} \right\}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{0,03/0,32}{3,7} + \frac{2,51}{3,33 \cdot 10^5 \cdot \sqrt{f}}\right)$$

$$f = 0,098$$

Por lo tanto, sustituyendo los respectivos valores en la ecuación de Darcy-Weisbach para las pérdidas de carga en conducciones se concluye:

$$H_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,098 \cdot \frac{0,395}{0,32} \cdot \frac{\left(\frac{0,5 + 3}{2}\right)^2}{2 \cdot 9,8} = 0,019 \text{ m}$$

Estos valores indicados pueden tener un cierto error de hasta un $\pm 10\%$. Por ejemplo, en tuberías usadas estos valores se verán incrementados y dependerán de la naturaleza del fluido a transportar.

Como se puede observar las últimas ecuaciones mencionadas resultan ser bastante complejas en cuanto a su resolución. Con objeto de facilitar la resolución de este problema, Moody hizo una representación gráfica conocida como *diagrama de Moody*.

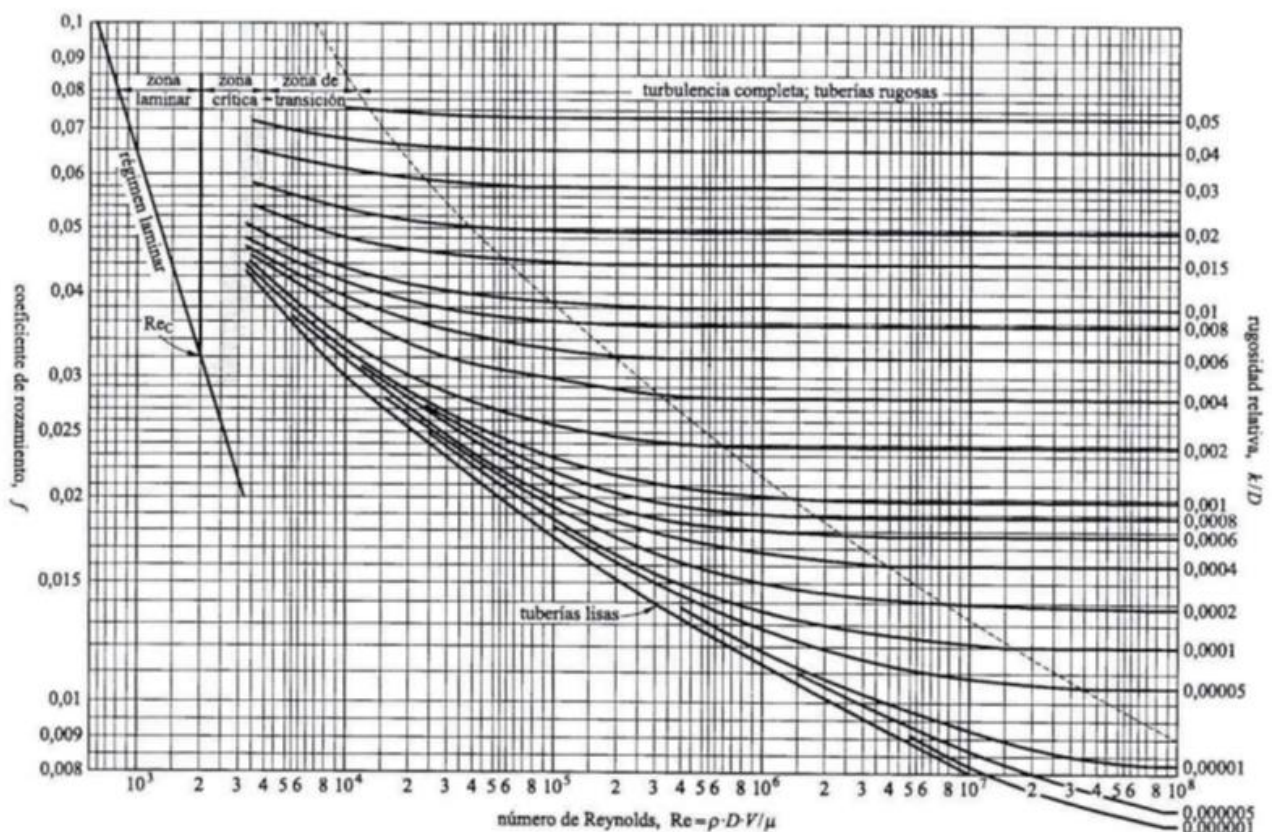


Ilustración 5.25: Diagrama de Moody.

3.4.2. Pérdidas secundarias

Una vez estudiadas en el apartado anterior las pérdidas primarias originadas por la fricción, existen otro tipo de pérdidas conocidas como pérdidas locales o accidentales, éstas son debidas al desprendimiento de la capa límite y se pueden originar por:

- Ensanchamiento brusco o gradual de la sección
- Estrechamiento brusco o gradual de la sección
- Entrada o salida de tuberías

- Válvulas
- Codos, Tes y otros accesorios

En general, si estas pérdidas aparecen distantes una de otra, tienen poca importancia pues generalmente son pequeñas. No obstante, aunque no sea en el presente caso las válvulas si generan importantes pérdidas cuando están parcialmente cerradas.

Para la determinación de estas pérdidas existen dos procedimientos:

- 1) Método del coeficiente de pérdida
- 2) Método de longitud equivalente

En este caso, se ha decidido emplear el método del coeficiente de pérdida, como su propio nombre indica, se basa en el uso de un valor adimensional K , que multiplicado por la altura cinética $v^2/2g$ da la pérdida H que se origina.

$$H = K \cdot \frac{v^2}{2g}$$

3.4.2.1. Pérdidas localizadas estrechamiento gradual de sección (tobera)

Puesto que el líquido aumenta su velocidad al pasar por la tobera, también disminuye su presión. Por tanto, las condiciones no favorecen la formación de torbellinos, siendo casi la totalidad de las pérdidas de carga que se producen debidas al rozamiento. Los valores de K suelen oscilar entre 0,02 y 0,04 cuando el estrechamiento gradual tiene una conicidad entre los 20° y 40°, por lo que, en la práctica, estas pérdidas de carga se desprecian.

3.4.2.2. Pérdidas localizadas ensanchamiento gradual de sección (difusor)

[2] La parte del difusor es donde existe mayor riesgo de desprendimiento de la capa límite y, por consiguiente, una mayor pérdida de carga y disminución del rendimiento. Son los difusores, en los que se producen, además de las pérdidas de carga por rozamiento como en cualquier tramo de tubería, otras singulares debido a los torbellinos que se forman por las diferencias de presión (al aumentar la sección disminuye la velocidad, y por lo tanto el término cinético, por lo que la presión debe aumentar).

$$h_t = \lambda \cdot \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right) \cdot \frac{v_1^2}{2g}$$

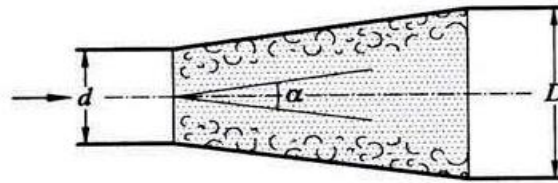


Ilustración 5.26: Difusor.

A menor ángulo de conicidad (α), menor pérdida de carga localizada, pero a cambio se precisa una mayor longitud de difusor, por lo que aumentan las pérdidas de carga continuas. En la práctica, se trata de hallar el valor de α para el que la pérdida de carga total producida sea mínima.

Aunque el valor de λ depende del cociente d/D y del ángulo de conicidad α , puede sin mucho error prescindirse del primero, y darlo solo en función del ángulo:

$$\lambda = f(\alpha)$$

$\alpha =$	4°	6°	8°	10°	15°	20°	30°	40°	50°	60°	180°
$\lambda =$	0,15	0,13	0,14	0,17	0,30	0,40	0,70	0,95	1,1	1,2	1

Tabla 5.10: Valores de λ en función del grado de conicidad.

Como ya se había señalado en la definición del tubo de Venturi, el mínimo valor de λ se da cuando el ángulo de apertura es de entorno a los 7°-8°. Para ángulos menores el tronco cónico es más largo, y las pérdidas por rozamiento aumentan en mayor proporción a la disminución de las pérdidas de forma, por lo que en conjunto las pérdidas resultan mayores. A partir de los 7°-8° las pérdidas aumentan debido a que el desprendimiento del flujo es similar al de un ensanchamiento brusco ($\alpha=180^\circ$), y la turbulencia sobre la pared del cono disipa ahora más energía.

Finalmente, sustituyendo en la ecuación de pérdidas por ensanchamiento gradual:

$$h_t = 0,14 \cdot \left(1 - \frac{0,16^2}{0,303^2}\right) \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9,8} = 0,046 \text{ m}$$

3.4.2.3. Rejillas

A la entrada de la tubería suele instalarse una reja de limpieza con objeto de impedir el paso de palizadas, peces u otros elementos potencialmente peligrosos para el correcto funcionamiento del equipo. El diseño de las rejillas normalmente está condicionado por las especificaciones de turbinas, el espacio entre rejillas también depende del tipo de turbina que se va a emplear.

En rejas con grandes dimensiones, hay que determinar la presión que ejercería el agua sobre ésta y dimensionar los perfiles transversales de apoyo para que la estructura aguante esa presión y las deformaciones respectivas. En el presente caso, dado que las presiones y la velocidad de entrada es baja, no será necesario llevar a cabo un estudio tan exhaustivo.

Al atravesar la reja, la corriente genera una turbulencia que se traduce en una pérdida de carga. Aunque generalmente es pequeña, este tipo de pérdida se calcula por la ecuación de Kirchner:

$$h_f = K_t \cdot \left(\frac{t}{b}\right)^{4/3} \cdot \left(\frac{v^2}{2g}\right) \cdot \text{sen}(\phi)$$

Donde:

h_f : pérdida de carga en rejilla en m.

t: espesor de la barra en mm.

b: separación entre barras en mm.

v: velocidad de la corriente en m/s.

ϕ : ángulo de inclinación de la rejilla.

K_t : factor de forma de las barras (0.8 a 2,4).

A continuación, se muestra un esquema de instalación de rejilla para limpieza, en la parte inferior se indican los diferentes tipos de perfiles de barra con su respectivo coeficiente [2]:

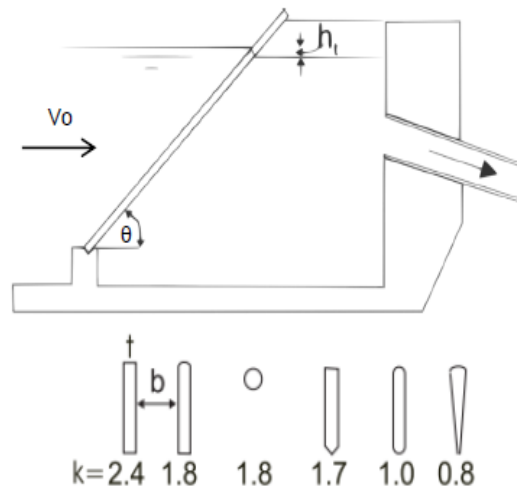


Ilustración 5.27: Esquema configuración de una rejilla de limpieza.

El perfil seleccionado para el diseño de la rejilla es el correspondiente al de valor $K_r = 1$, el espesor t será de 5 mm y la distancia entre barras 20 mm. Por lo tanto, las pérdidas de carga serán:

$$h_f = 1 \cdot \left(\frac{5}{20}\right)^{4/3} \cdot \left(\frac{0,528^2}{2 \cdot 9,81}\right) \cdot \text{sen}(90) = 0,002 \text{ m}$$

Para la limpieza de las rejillas producto de la acumulación de elementos se procede dos modos: limpiar de forma manual o automáticamente. Por lo general, en las pequeñas instalaciones este trabajo se lleva a cabo manualmente, por lo que se precisa de un encargado que se responsabilice de las labores de limpieza.

3.4.3. Pérdidas de velocidad

Una vez identificados los diferentes elementos que bien por su forma o naturaleza suponen unas pérdidas que se traducen en una disminución de la velocidad, se procede a evaluar los resultados obtenidos y ver cómo le afectan al sistema.

En primer lugar, se produce una pérdida de carga en la rejilla filtrante, el valor obtenido es de 0,002 m. Pese a no ser un valor muy elevado, dado que la velocidad de entrada es relativamente baja si supondrá una reducción de velocidad tras atravesar dicho elemento. Para ello, se emplea el principio de Bernoulli, consecuencia de la ley de conservación de la energía. La ecuación de Bernoulli es aplicable a fluidos no viscosos,

incompresibles y a partir de la conservación de la cantidad de movimiento se puede escribir una forma más general:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + z_1 = h_f + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + z_2$$

Donde:

V: velocidad del fluido en la sección considerada

γ : es el peso específico ($\gamma = \rho g$)

P: presión a lo largo de la línea de corriente

g: aceleración gravitatoria

z: altura en la dirección de la gravedad desde una cota de referencia

h_f : pérdidas de carga

Teniendo en cuenta que la presión es constante a lo largo de toda la tubería y la variación de altura sería mínima, la ecuación se resume en:

$$\frac{V_1^2}{2g} = h_f + \frac{V_2^2}{2g}$$

Sustituyendo el valor de las pérdidas debido al paso filtrante y la velocidad del río en ese tramo, se despeja el valor de la velocidad del agua filtrada:

$$\frac{0,0528^2}{2 \cdot 9,8} = 0,002 + \frac{V_2^2}{2 \cdot 9,8} \rightarrow V_2 = 0,489 \frac{m}{s}$$

El siguiente tramo a analizar antes de alcanzar la turbina es la tobera pero como ya se ha comentado, las pérdidas debidas a ésta son mínimas y por consiguiente, se pueden despreciar.

Por último, se recuerda el efecto de bloqueo que produce la turbina, considerada como un obstáculo, sobre el flujo de agua. En la práctica, lo interesante es reducir este efecto para obtener un coeficiente lo más próximo a la unidad, pero para ello, habría que realizar ensayos o simular el tubo junto con la turbina por ordenador.

Al ser tan laborioso este proceso y escaparse del alcance del presente estudio, en el próximo apartado, se buscará otra vía para con objeto de obtener la potencia eléctrica de forma que se aproxima a la real.

3.5. Potencia eléctrica disponible

La potencia eléctrica final a la salida se ha determinado gráficamente dado que esta información es suministrada por el fabricante y por lo tanto es más fiable. Sin embargo, el proceso llevado a cabo sería el adecuado, en el presente caso habría que conocer con más detalle todos los elementos que componen la turbina y el sistema eléctrico de la misma, así como las medidas exactas de los elementos con lo que se obtendría unos valores más precisos de los rendimientos respectivos de cada parte de la turbina. Como ya se ha comentado se tomará el valor gráficamente, para ello antes debemos determinar la velocidad a la entrada de la turbina. En primer lugar, para realizar un primer dimensionamiento del tubo de Venturi ésta se había fijado en 3 m/s, no obstante, debido a la instalación del filtro se verá afectada:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$$

$$\pi \cdot 0,38^2 \cdot 0,489 = \pi \cdot 0,16^2 \cdot v_2 \rightarrow v_2 = 2,75 \frac{m}{s}$$

Como se puede observar el valor de la velocidad ha disminuido casi un 10% del valor inicial esperado. Será este último valor con el que se entrará en la gráfica del fabricante, obteniendo finalmente una potencia de:

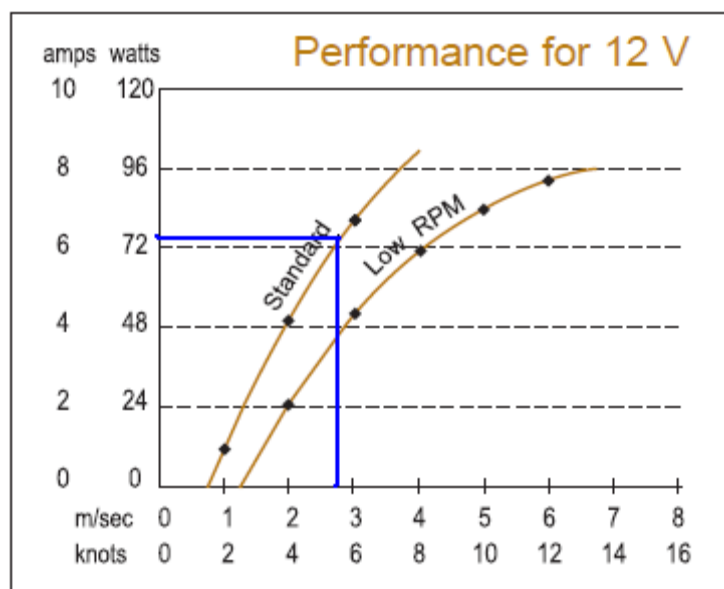


Ilustración 5.28: Cálculo gráfico de potencia disponible.

$$P_{disponible} = 75 W$$

En resumen, partiendo de una velocidad de flujo baja (0,528 m/s) de la cual no se podría haber obtenido energía alguna ya que la velocidad mínima de arranque de turbina

es de 1 m/s, se ha conseguido acelerar la corriente mediante un sistema de tubo de Venturi hasta alcanzar los 2,75 m/s. Esa energía cinética se transmite a la turbina, sin embargo, no se transforma en su totalidad en eléctrica debido a que se producen ciertas pérdidas relacionadas con el coeficiente de potencia y los rendimientos de los diversos sistemas que componen la turbina. Por consiguiente, finalmente a la salida se obtendrá una potencia eléctrica de 75 vatios.

Ahora, es posible determinar la energía disponible. Dado que la turbina hidrocínética puede estar en funcionamiento durante toda la jornada, a diferencia de otras tecnologías que están más ligadas a las condiciones meteorológicas, se supone un funcionamiento completo al día de 24 horas (T):

$$E_{eléctrica} = P_{disponible} \cdot T = 75 \cdot 24 = 1800 \text{ Wh} = 1,8 \text{ kWh}$$

Para estimar la producción energética anual, de los 365 días disponibles al año, únicamente se contemplará que la turbina se encuentra en funcionamiento durante 360 días. Dejando 5 días sin considerar por motivos de mantenimiento, menor rendimiento en los meses más secos o detenciones por velocidades de embalamiento. Por lo tanto, la energía anual que se utilizará para estudiar la rentabilidad del prototipo es:

$$E_{anual} = E_{eléctrica} \cdot n^{\circ} \text{ de días} = 1,8 \cdot 360 = 648 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

4. ELEMENTOS DE SUJECCIÓN

Para la colocación de la turbina en el interior del tubo de Venturi se han calculado y diseñado unos soportes que irán soldados al tubo de Venturi y mediante una unión atornillada sujetarán la turbina.

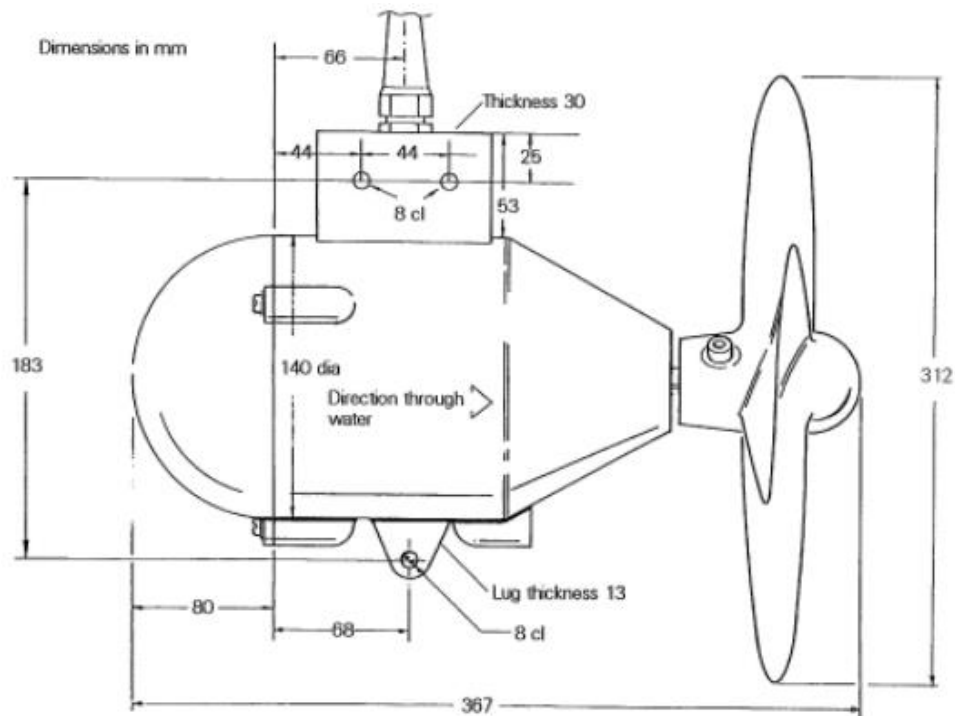


Ilustración 5.29: Dimensiones turbina UnderWater100.

Las fuerzas que deberán resistir estas sujeciones son las debidas al peso de la turbina y a la fuerza de arrastre de la turbina. Suponiendo que los tornillos son los encargados de absorber todo el efecto cortante aplicado en la unión, se determinarán las fuerzas a soportar y además, se comprobará el fallo a cortante del tornillo, el aplastamiento de la chapa y por último, se estimará el valor de precarga.

4.1. Soporte superior

La placa soporte superior cuenta dos agujeros de diámetro 9 mm y las dimensiones son las siguientes:

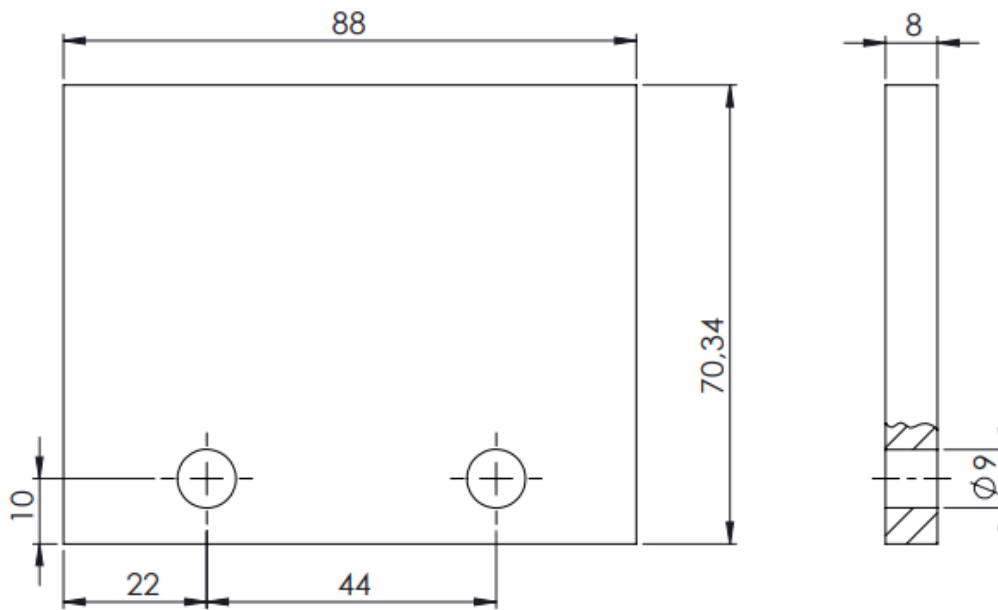


Ilustración 5.30: Dimensiones placa superior.

En primer lugar, se debe calcular el centro de gravedad, para ello, en vista a facilitar los cálculos se coloca el eje “x” de forma que pase por el centro de ambos agujeros y el eje “y” en el eje de simetría de la placa. De esta forma, el punto de corte de ambos ejes será el centro de gravedad del conjunto de tornillos.

[1] Ahora se determinan las componentes directas (F_d) e indirectas (F_i) de las fuerzas, además de las distancias (d_i) desde los centros de los agujeros hasta el centro de gravedad de la unión y el efecto de trasladar dichas fuerzas al centro de gravedad. Pero primero se deben identificar las fuerzas que aparecen, éstas son: la fuerza del peso de la turbina y la fuerza de arrastre de la turbina debida a la incidencia del flujo de agua a una velocidad. Con objeto de obtener un valor conservador se considerará que el peso puede ser absorbido por una única chapa y que la fuerza de arrastre es provocada por la peor velocidad registrada en el estudio del emplazamiento:

$$F_t = m_t \cdot 9,8 = 15 \cdot 9,8 = 147 \text{ N}$$

Para obtener el término relativo a la fuerza de arrastre se considera como situación crítica aquella en la que la velocidad de funcionamiento de la turbina es máxima (4m/s). Con la siguiente gráfica facilitada por el fabricante de la turbina se puede obtener finalmente la fuerza a soportar por la unión.

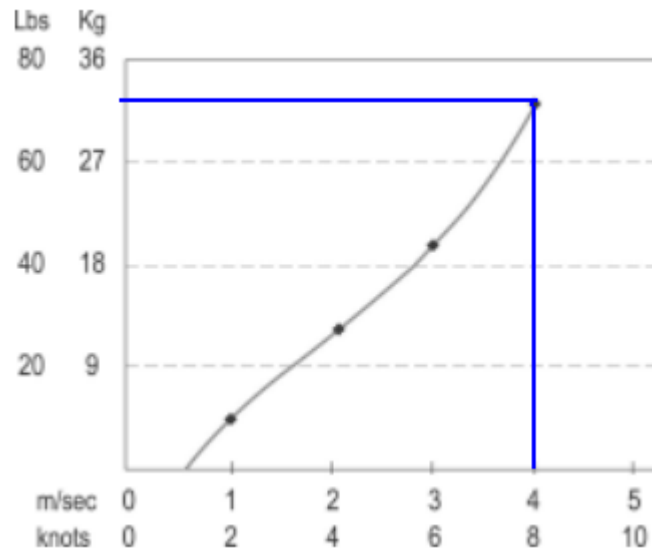


Ilustración 5.31: Cálculo gráfico del peso de la turbina.

$$F_d = m \cdot g = 31 \cdot 9,8 = 303,8 \text{ N}$$

Definidas las fuerzas de la turbina, se procede a trasladar éstas al centro de gravedad de la unión, obteniendo como resultado:

$$F_H = 303,8 \text{ N}$$

$$F_V = 147 \text{ N}$$

$$F_T = \sqrt{F_H^2 + F_V^2} = \sqrt{303,8^2 + 147^2} = 333,5 \text{ N}$$

$$T = F_H \cdot d = 303,8 \cdot 0,108 = 32,81 \text{ Nm}$$

Una vez trasladadas las cargas se procede al cálculo de la fuerza directa e indirecta a soportar por cada tornillo:

$$F_{dir,1} = F_{dir,2} = \frac{F_T}{2} = \frac{333,5}{2} = 166,75 \text{ N}$$

$$\frac{F_{indir}}{d_i} = cte \rightarrow \frac{F_{indir,1}}{0,022} = \frac{F_{indir,2}}{0,022} \rightarrow F_{indir,1} = F_{indir,2} = F_{indir}$$

$$T = \sum(F_{indir,i} \cdot d_i) = F_{indir} \cdot 0,022 \cdot 2 = 32,81 \text{ Nm} \rightarrow F_{indir} = 745,68 \text{ N}$$

Como se puede observar la unión que más solicitada se va a encontrar va a ser la izquierda (1) por lo tanto, con estudiar ésta es suficiente:

$$F_{T1} = \sqrt{\left(\frac{303,8}{2}\right)^2 + \left(\frac{147}{2} + 745,68\right)^2} = 833,14 \text{ N}$$

Ya se ha definido la fuerza a soportar por el tornillo, ahora habrá que comprobar que la unión no fallará. Los tornillos seleccionados son M8, clase 4.6 y paso fino dado que se quiere evitar el desapriete de los mismos debido a las vibraciones potenciales:

$$A_{\text{tornillo}}(M8x1) = 39,2 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{yp} = 240 \text{ MPa}$$

$$\tau_{T1} = \frac{F_{T1}}{A_{\text{tornillo}}} = \frac{833,14}{39,2} = 21,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 21,25 \text{ MPa} \leq \tau_{adm} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \rightarrow$$

$$CS = 5,64 > 1$$

Se verifica que el tornillo será capaz de resistir la carga cortante, ahora, se comprobará el aplastamiento de la chapa y la precarga. El material seleccionado para la chapa es acero inoxidable austenítico AISI 304 con una tensión de fluencia de 205 MPa.

$$\sigma_{\text{trabajo}} = \frac{F_{T1}}{A} = \frac{833,14}{8 \cdot 8} = 13,01 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 13,01 \text{ MPa} \leq \frac{\sigma_{yp}^{\text{chapa}}}{CS} \rightarrow CS = \frac{205}{13,01} = 15,74 > 1$$

Al obtener un coeficiente de seguridad mayor que la unidad se verifica que la unión no fallará por aplastamiento de la chapa.

Cuando una unión está sometida a un esfuerzo cortante externo en función de su respuesta la unión se puede clasificar en “friction type” o “bearing type”, aunque en general la respuesta sea una combinación). Las uniones friction type la fuerza cortante aplicada no supera la fricción entre los elementos generada por la precarga ($\mu \cdot Fp$), mientras que en la bearing type sí.

Lo interesante es que la unión se comporte como una unión del tipo friction type, de modo que la fuerza de rozamiento impide que los elementos unidos deslicen entre sí, así se consigue que los tornillos no se vean afectados por la carga cortante externa y la unión trabaje como un único bloque sólido a través del cual se transmiten las fuerzas, tal y como se ilustra en la Ilustración 32.:

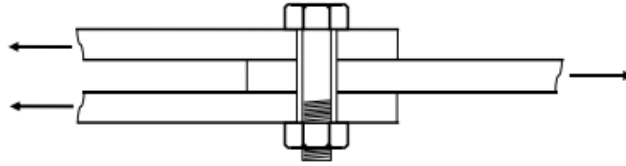


Ilustración 5.32: Respuesta unión fricción type.

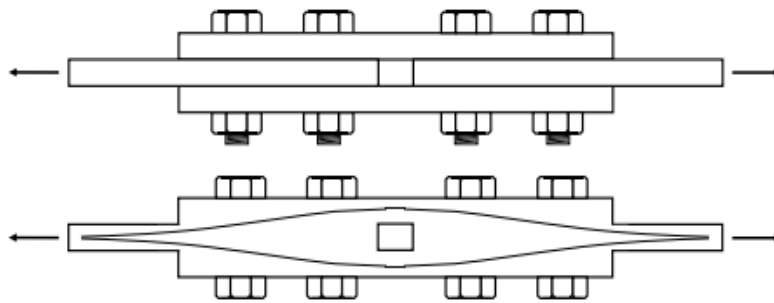


Ilustración 5.33: Líneas de transmisión de esfuerzos en una unión friction type

$$F_{T1} < \mu \cdot F_p \cdot N \cdot m$$

Donde:

N: número de tornillos que trabajan en la unión.

m: número de caras de rozamiento.

μ : coeficiente de rozamiento (acero-acero).

Se obtiene así la fuerza precarga:

$$833,14 < 0,15 \cdot F_p \cdot 2 \cdot 2 \rightarrow F_p > 1388,56 \text{ N}$$

El par de apriete se calcula mediante:

$$T = K \cdot F_p \cdot d$$

Donde:

- K es el denominado “factor de tuerca” y el valor típico de K que se puede encontrar en la literatura es de alrededor de 0,2
- F_p es la fuerza de precarga
- d es el diámetro de la tuerca = 8 mm

$$T = 0,2 \cdot 1388,56 \cdot 8 = 2221,7 \text{ Nmm}$$

4.2. Sujeción Inferior

El proceso es análogo al anterior [1] pero teniendo en cuenta que en este caso únicamente se colocará un tornillo y las dimensiones son las siguientes:

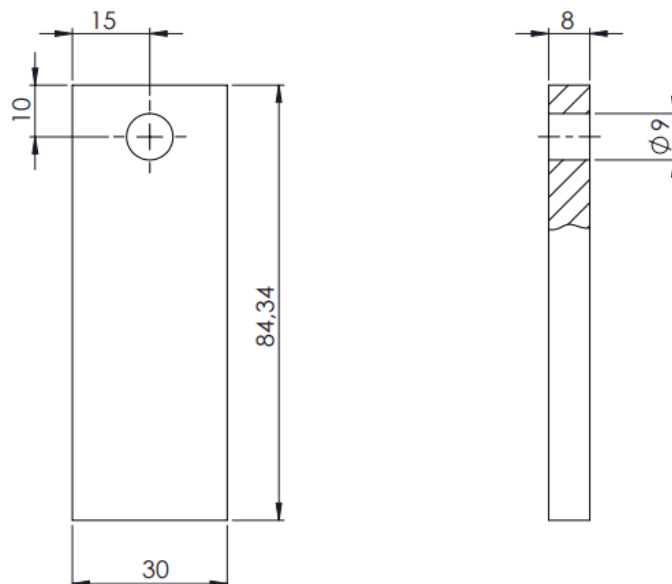


Ilustración 5.34: Esquema sujeción inferior.

No es necesario realizar cálculos para determinar el centro de gravedad de la unión ya que se puede obtener intuitivamente siendo éste el centro de gravedad del único agujero.

Las cargas al igual que en el caso anterior serán la referida al peso de la turbina y la debida a la fuerza de arrastre:

$$F_p = 147 \text{ N}$$

$$F_d = 303,8 \text{ N}$$

Trasladando estas fuerzas al centro de gravedad de la unión, obtenemos una fuerza horizontal, vertical y un momento torsor originado por la fuerza de arrastre:

$$F_H = 303,8 \text{ N}$$

$$F_V = 147 \text{ N}$$

$$F_T = \sqrt{F_H^2 + F_V^2} = \sqrt{303,8^2 + 147^2} = 337,5 \text{ N}$$

$$T = (F_H \cdot d_y) - (F_d \cdot d_x) = (303,8 \cdot 0,085) - (147 \cdot 0,002) = 25,53 \text{ Nm}$$

A continuación, se obtienen la fuerza directa e indirecta:

$$F_{dir} = F_T = 337,5 \text{ N}$$

Dado que la distancia d_i en este caso es nula no habrá fuerza indirecta aplicada. Por lo que la fuerza total cortante que soporta el tornillo es de 337,5 N.

Se obtiene por consiguiente la tensión cortante y se comprueba su validez, teniendo en consideración que el tornillo es exactamente igual que el del caso anterior:

$$A_{tornillo}(M8x1) = 39,2 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{yp} = 240 \text{ MPa}$$

$$\tau_T = \frac{F_T}{A_{tornillo}} = \frac{337,5}{39,2} = 8,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 8,6 \text{ MPa} \leq \tau_{adm} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \rightarrow CS = 13,95 > 1$$

Se verifica que el tornillo será capaz de resistir la carga cortante, ahora, se comprobará el aplastamiento de la chapa y se determinará la precarga. El material seleccionado para la chapa es idéntico al anteriormente empleado, acero inoxidable austenítico AISI 304 con una tensión de fluencia de 215 MPa.

$$\sigma_{trabajo} = \frac{F_T}{A} = \frac{337,5}{8 \cdot 8} = 5,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 5,2 \text{ MPa} \leq \frac{\sigma_{yp}^{chapa}}{CS} \rightarrow CS = \frac{215}{5,2} = 41,34 > 1$$

Al ser el coeficiente de seguridad mayor que la unidad se demuestra que la unión no fallará por aplastamiento de la chapa.

Por último, se calculará el valor de la precarga para este tornillo, siguiendo los mismos pasos que para la sujeción superior:

$$F_T < \mu \cdot F_p \cdot N \cdot m$$

$$337,5 < 0,15 \cdot F_p \cdot 1 \cdot 2 \rightarrow F_p > 1125 \text{ N}$$

El par de apriete se calcula igualmente al caso anterior:

$$T = K \cdot F_p \cdot d = 0,2 \cdot 1388,56 \cdot 8 = 2221,7 \text{ Nmm}$$

4.3. Pilar

El equipo hidroturbina generador debe mantenerse en una posición fija y asegurar que el flujo entre a la turbina paralelamente a dirección de la corriente. Por ello, es necesario un sistema de anclaje que garantice esta situación. Normalmente, dependiendo del tipo de río, los métodos de anclaje deben acompañar las subidas o bajadas de nivel y si fuera necesario facilitar el tráfico fluvial.

Esto se puede lograr optando por una masa de hormigón y un anclaje conectado al sistema. El propósito de la masa es contrarrestar la fuerza de arrastre y asegurar la inmovilización del equipo, mientras que el anclaje servirá de conexión entre la masa y el tubo de Venturi.

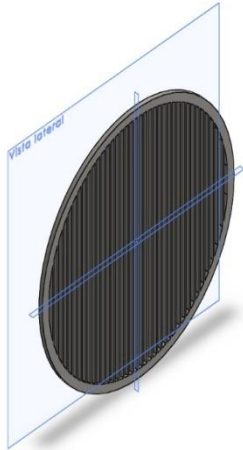

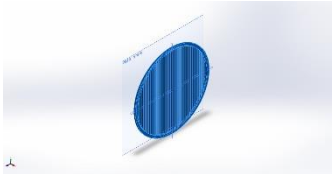
A continuación, se procede a analizar cada elemento determinando las fuerzas que actúan sobre ellos.

En primer lugar, con la información suministrada por el fabricante en sus especificaciones técnicas de la turbina, se establece el peso de la misma en 15 kg:

$$P_{turbina} = m \cdot g = 15 \cdot 9,8 = 147 \text{ N}$$

En segundo lugar, se ha empleado el programa *Solidworks* para facilitar la obtención de los pesos de cada elemento, para ello, se ha establecido el material como AISI 304 (acero inoxidable) con una densidad de 8 g/cm³ y se ha hecho un estudio de cada uno de ellos obteniendo:

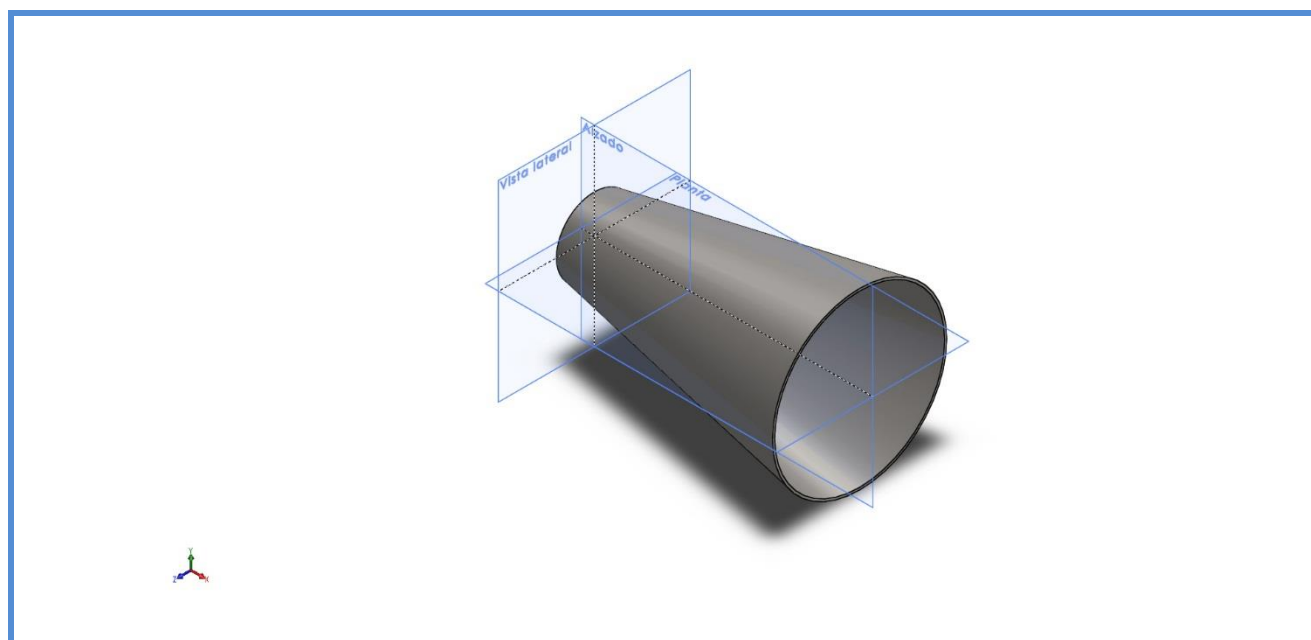
Rejilla

		
		
Sólidos		
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
<p>Rejilla</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:21.4397 kg Volumen:0.00267996 m³ Densidad:8000 kg/m³ Peso:210.109 N</p>

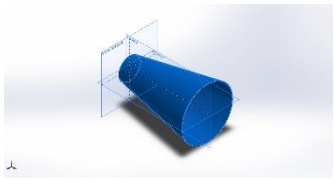
Brida DN 760

		
		
Sólidos		
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
	Sólido	Masa:88.2789 kg Volumen:0.011034 m ³ Densidad:8000 kg/m ³ Peso:865.133 N

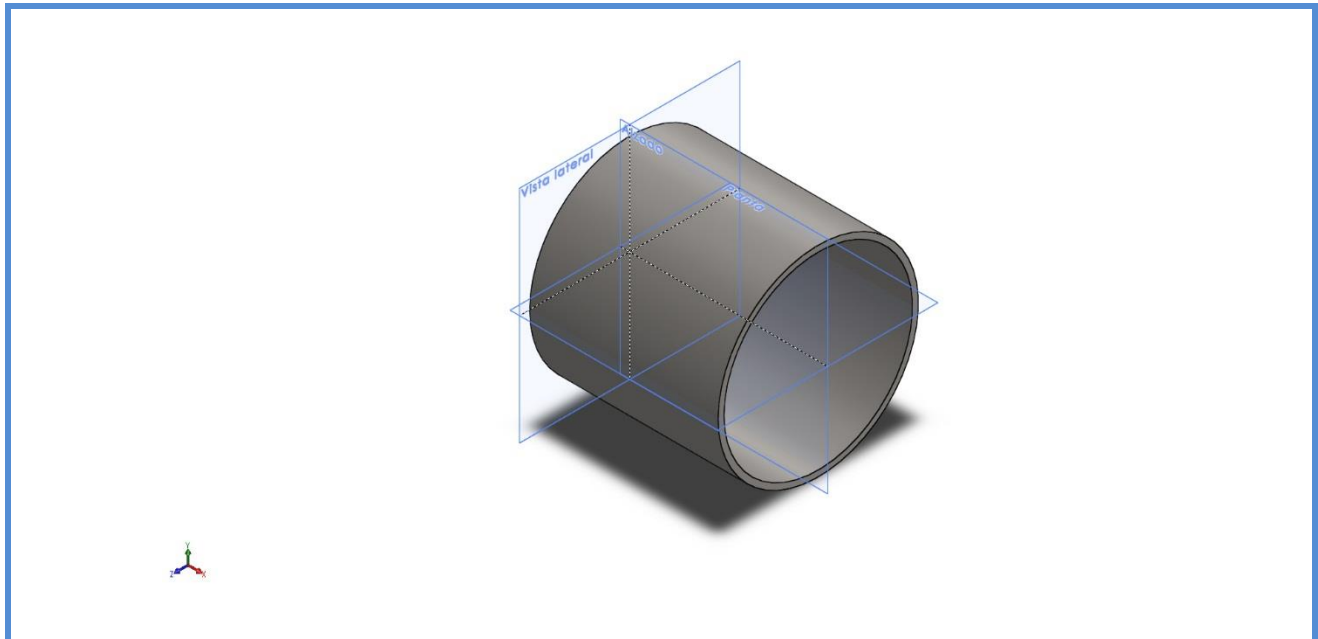
Tobera



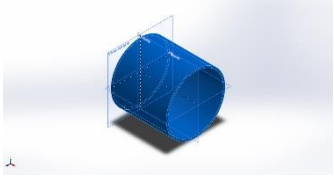
Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
	<p>Sólido</p>	<p>Masa:164.079 kg Volumen:0.0205099 m³ Densidad:8000 kg/m³ Peso:1607.98 N</p>

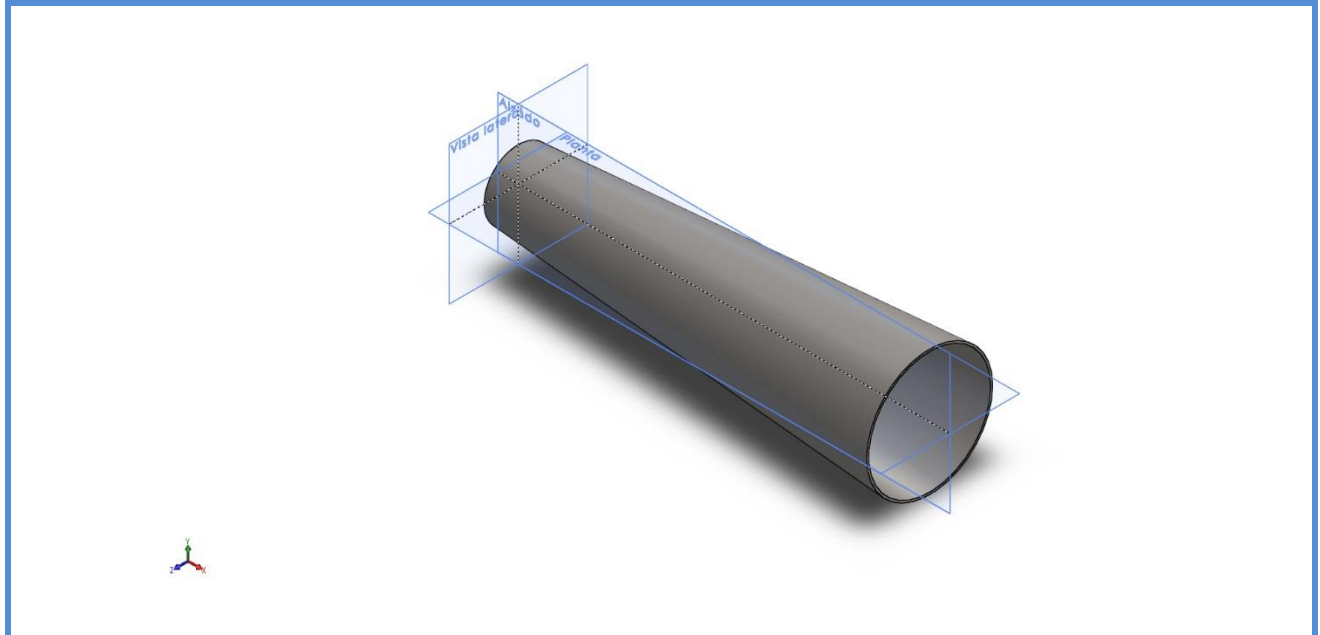
Garganta



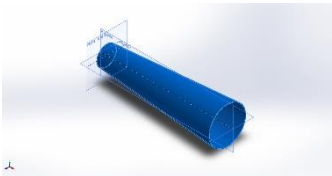
Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
	Sólido	Masa:26.5402 kg Volumen:0.00331752 m ³ Densidad:8000 kg/m ³ Peso:260.094 N

Difusor




Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
	Sólido	Masa:243.105 kg Volumen:0.0303882 m ³ Densidad:8000 kg/m ³ Peso:2382.43 N

Brida DN 320



Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
	Sólido	Masa:12.444 kg Volumen:0.0015555 m ³ Densidad:8000 kg/m ³ Peso:121.951 N

Por otro lado, para determinar el valor de la fuerza de arrastre de la turbina se hará uso de la siguiente gráfica facilitada por el fabricante. Al igual que para el cálculo de las sujeciones de la turbina se supone una velocidad conservadora de 4 m/s.

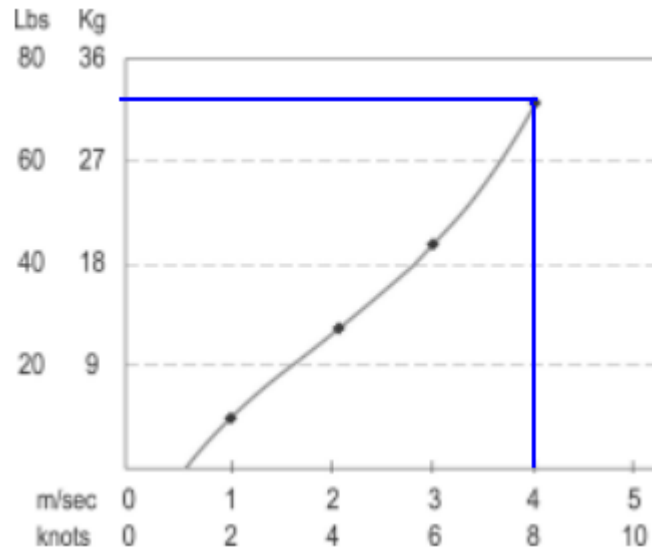


Ilustración 5.35: Cálculo gráfico peso turbina.

$$F_{aTurbina} = m \cdot g = 31 \cdot 9,8 = 303,8 \text{ N}$$

Otra fuerza que surge como consecuencia de la dinámica de fluidos es la fuerza de arrastre en el tubo de Venturi. En este caso, dada la complejidad del tubo se hará uso del software de análisis de fluidos computacional *Star-CCM+*, con objeto de determinar el valor de dicha fuerza. Para ello, se introducirá en el programa la geometría y se definirán las condiciones de contorno necesarias como se explicará en el Documento 6: “Estudio dinámica de fluidos computacional”. Finalmente, el valor calculado por el programa ha sido:

$$F_{aTubo} = 310 \text{ N}$$

Por último, el fenómeno de arrastre, también conocido como drag en inglés, afecta a la rejilla filtrante situada en la bocatoma del tubo. La ecuación para obtener el valor de la fuerza es:

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_d \cdot A$$

Dentro de esta última ecuación, el valor de la velocidad de circulación del flujo en la bocatoma será aquel que produce la mayor velocidad de funcionamiento posible de la turbina (4 m/s). Por lo que haciendo uso de la ecuación de conservación de la masa se obtiene un valor de 0,709 m/s en la entrada del tubo de Venturi.

El valor del área de referencia se ha tomado utilizando la herramienta *SolidWorks*, siendo ésta de 178663 mm².

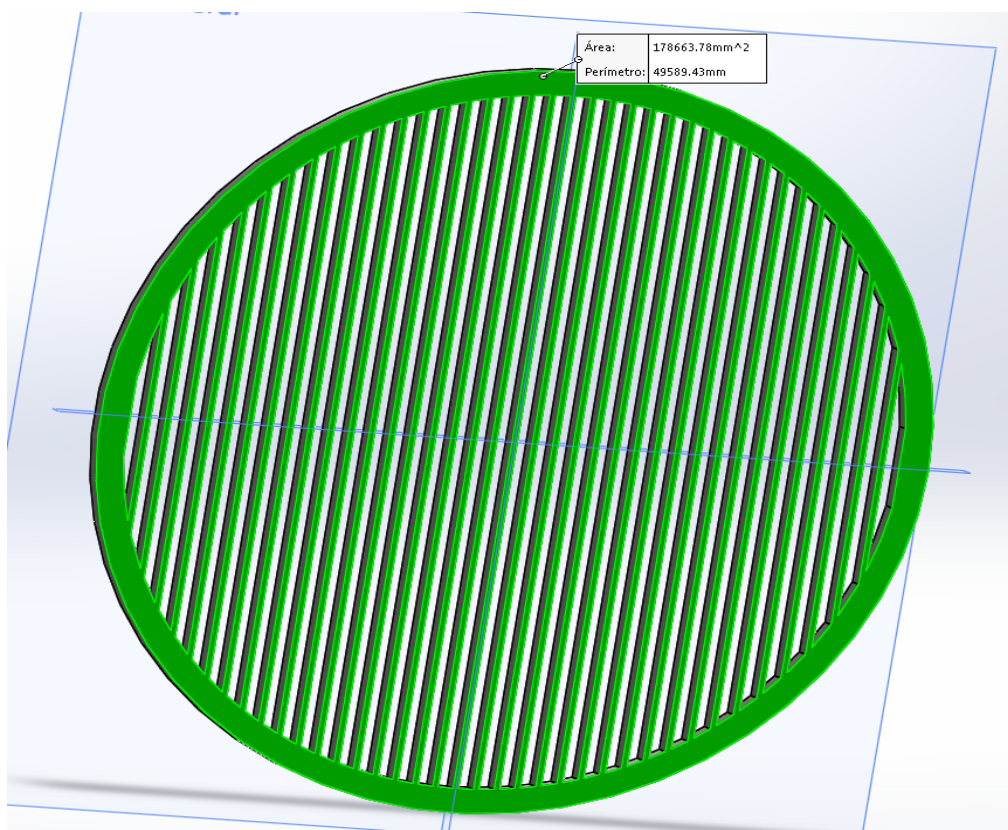


Ilustración 5.36: Área de la rejilla filtrante según SolidWorks.

Por último, para determinar el valor del coeficiente de arrastre existen unas tablas en las cuales dependiendo de la forma del objeto se obtiene el coeficiente de descarga. En este caso, la cara de incidencia es plana por lo que la forma más similar de la tabla es la del cubo [2]:

Shape	Drag Coefficient
Sphere	0.47
Half-sphere	0.42
Cone	0.50
Cube	1.05
Angled Cube	0.80
Long Cylinder	0.82
Short Cylinder	1.15
Streamlined Body	0.04
Streamlined Half-body	0.09

Ilustración 5.37: Coeficientes de arrastre

Una vez, determinados los parámetros se procede al cálculo final del coeficiente de arrastre, sustituyendo se obtiene:

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot 999,46 \cdot 0,709^2 \cdot 1,05 \cdot 0,178663 = 47,12 \text{ N}$$

Ya se han definido todas las fuerzas que actúan, por consiguiente, se procede a realizar el dimensionamiento de la barra. El perfil seleccionado será un IPE y con el fin de simplificar los cálculos se empleará el software *Cespla*. Cabe destacar que estos perfiles, en vista a las cargas que actúan sobre el sistema, trabajarán a compresión, flexión y cortante por lo que se realizarán las siguientes comprobaciones de acuerdo con el Código Técnico de la Edificación (Seguridad Estructural-Acero) [8]:

1. Resistencia de la sección:

1.1. Resistencia a flexión.

1.2. Resistencia a cortante.

- 1.3. Resistencia a compresión.
2. Resistencia a flexo-compresión.
3. Resistencia a pandeo.
4. Deformación. Comprobación de la flecha.

Antes de ello, se trasladan todas las fuerzas anteriormente citadas al centro de la unión rígida, aplicando las tres ecuaciones del equilibrio estático, relativas a la fuerza en la dirección “x” e “y” y al momento alrededor del eje “z”, se obtiene:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{\text{arrastre}} + F_{\text{arrastre}} + F_{\text{arrastre}} = R_x$$

Rejilla Turbina Tubo

$$R_x = 47,12 + 303,80 + 310 = 660,92 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow P_{\text{rejilla}} + P_{\text{brida DN760}} \cdot 2 + P_{\text{tobera}} + P_{\text{brida DN320}} \cdot 2 + P_{\text{garganta}} + P_{\text{turbina}} + P_{\text{difusor}} = R_y$$

$$R_y = 210,10 + 865,13 \cdot 2 + 1607,98 + 121,95 \cdot 2 + 260,09 + 147 + 2382,43 = 6581,76 \text{ N}$$

$$\sum M_z = 0$$

$$P_{\text{rejilla}} \cdot 1618,47 + P_{\text{brida DN760}} \cdot 1514,88 + P_{\text{brida DN760}} \cdot 1567,07 + P_{\text{tobera}} \cdot 956,61 + P_{\text{brida DN320}} \cdot 206,42 + P_{\text{brida DN320}} \cdot 237,53 + P_{\text{turbina}} \cdot 0 - P_{\text{difusor}} \cdot 1285,54 - F_{\text{arrastre}} \cdot 170 - F_{\text{arrastre}} \cdot 170 - F_{\text{arrastre}} \cdot 170 = M_z$$

Rejilla Turbina Tubo

$$M_z = 210,10 \cdot 1618,47 + 865,13 \cdot 1514,88 + 865,13 \cdot 1567,07 + 1607,98 \cdot 956,61 + 121,95 \cdot 206,42 + 121,95 \cdot 237,53 + 147 \cdot 0 - 2382,43 \cdot 1285,57 - 47,12 \cdot 170 - 303,80 \cdot 170 - 310 \cdot 170 = 14238540,466 \text{ Nmm} = 14238,54 \text{ Nm}$$

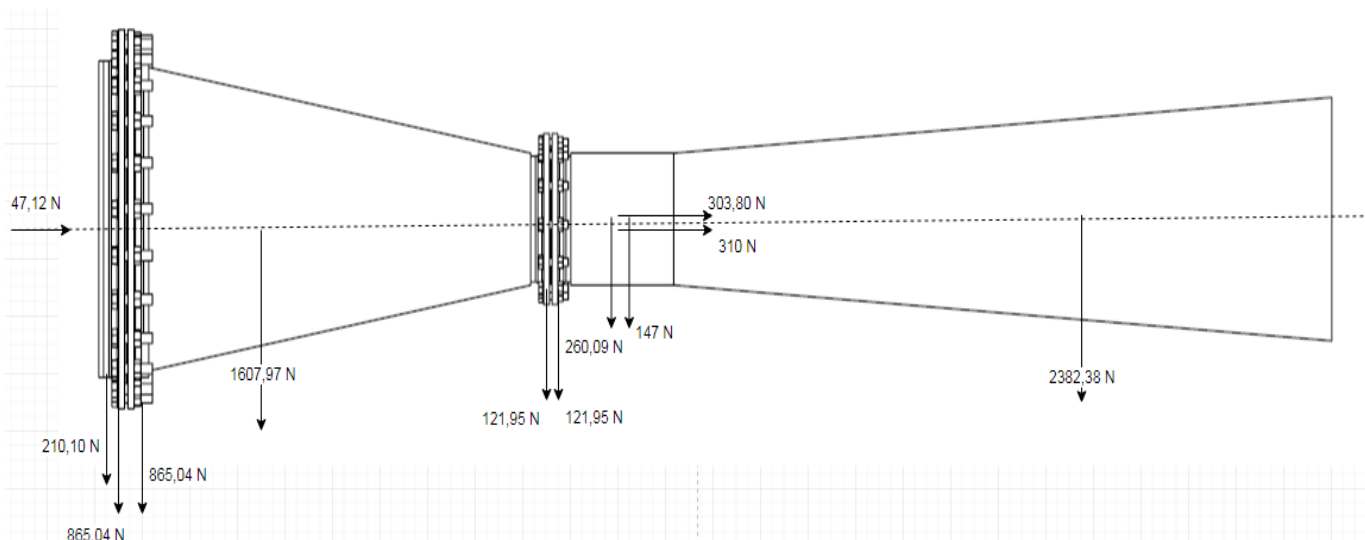


Ilustración 5.38: Esquema de fuerzas sobre el tubo de Venturi.

Hasta ahora, las fuerzas calculadas son causadas por la unión al tubo de Venturi, no obstante, aparecerá una fuerza adicional debido al impacto del agua y su consecuente arrastre sobre la viga. Para ello, se empleará la misma expresión que se ha utilizado para la fuerza de arrastre de la rejilla. Sin embargo, en este caso la fuerza será uniformemente distribuida a lo largo de toda la longitud:

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_d \cdot A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_d \cdot l \cdot a$$

La velocidad al igual que en el anterior caso será de 0,709 m/s.

El ancho (a) del perfil IPE 160 es de 73 mm

Y el coeficiente de arrastre será de 1,05. Por lo que finalmente se obtiene:

$$\frac{F}{l} = \frac{1}{2} \cdot 999,46 \cdot 0,709^2 \cdot 1,05 \cdot 0,073 = 19,25 \frac{N}{m}$$

Previo cálculo de la resistencia de la sección y de la barra, se debe definir la longitud que tendrá el perfil. Con la pretensión de ofrecer el mejor servicio del equipo, se debe tener en cuenta la variación de los perfiles de velocidad del agua en un río ya que la fricción entre la superficie libre del agua y el aire y entre las paredes o el fondo y el agua generan diferentes velocidades dependiendo de la zona o el punto de la sección transversal que se considere. La velocidad en una sección del efluente varía tanto transversalmente como con la profundidad. La línea continua representa una misma velocidad para cada profundidad y posición dada, estas curvas son conocidas como curvas isotacas:

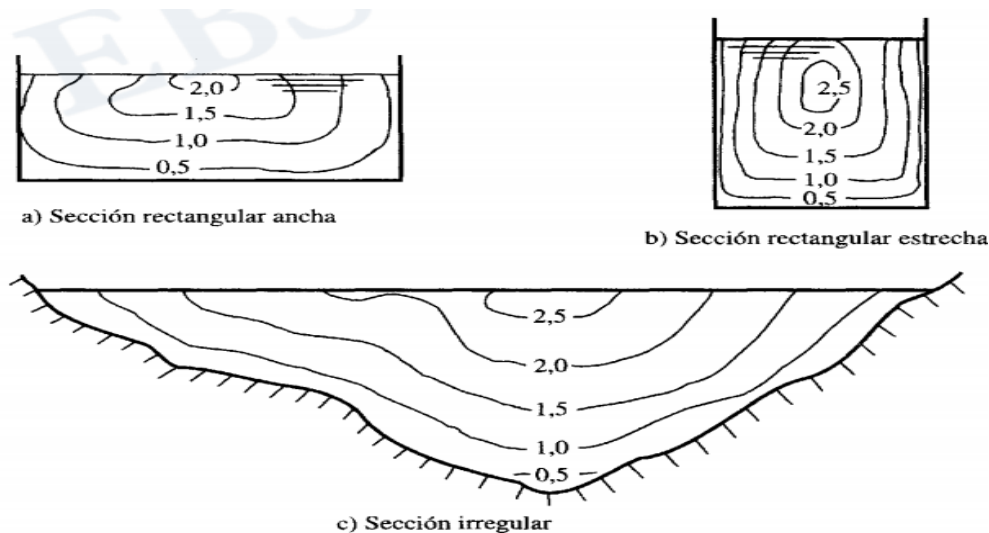


Ilustración 5.39: Ejemplos curvas isotacas

Esta distribución de velocidades depende de diversos factores como la geometría del contorno, la rugosidad de las paredes y del fondo y del caudal. Las velocidades aumentan, en general, con la distancia a las paredes, registrándose los valores mínimos junto a éstas tal y como se puede apreciar en la anterior ilustración.

Por otro lado, también se debe considerar que la distribución de velocidades a cada profundidad varía y ésta tiene la forma de una parábola, como se muestra en la figura:

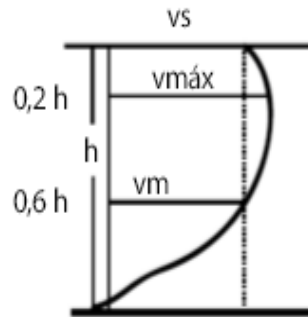


Ilustración 5.40: Perfil de velocidades.

Donde:

- V_s : velocidad superficial
- $V_{máx}$: velocidad máxima ubicada a 0,2 de la profundidad y medido con respecto a la superficie
- V_m : velocidad media

Existen diferentes métodos para determinar la velocidad media en cada tramo, dependiendo del tiempo disponible, precisión requerida, características del río etc. El método más simple para aguas poco profundas es que la velocidad media del río es la respectiva al 0,6 de la profundidad, medido respecto a la superficie.

En el presente caso, teniendo en cuenta la profundidad media del río quedaría:

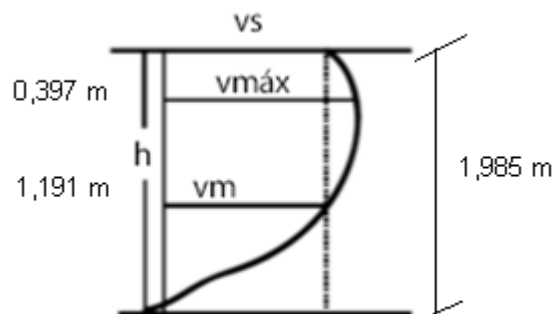


Ilustración 5.41: Perfil de velocidades calculado.

A la vista de estos resultados, se observa que la mejor opción es colocar el tubo de Venturi en el interior del tramo comprendido entre $V_{m\acute{a}x}$ y V_m . Por lo tanto, considerando la altura media del río 1,985 metros se dejarán 0,4 metros respecto a la superficie:

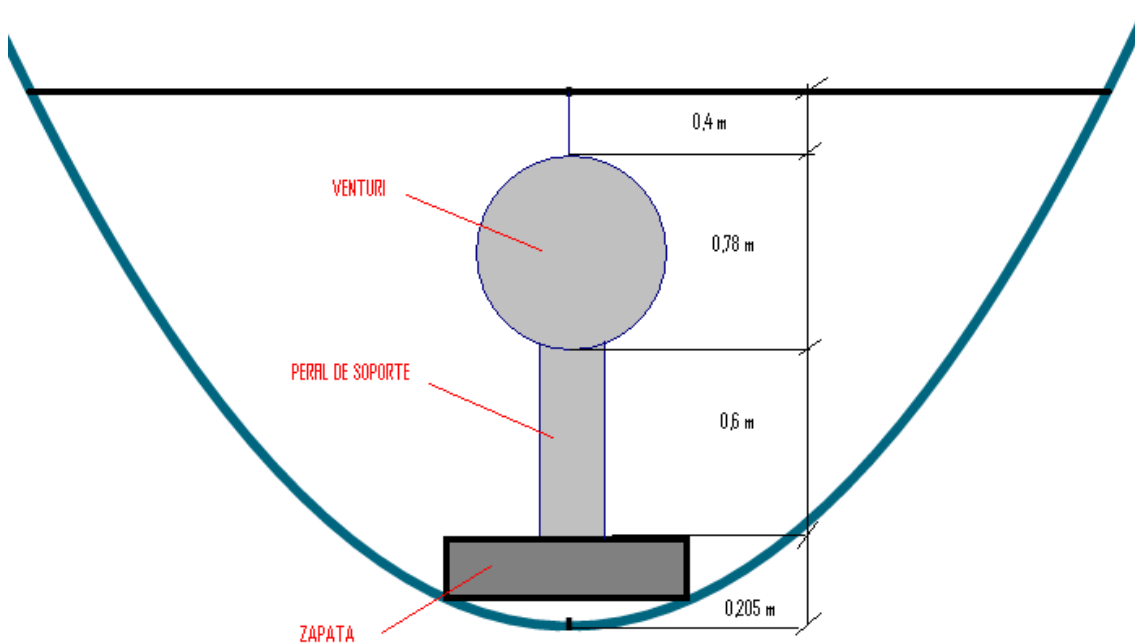


Ilustración 5.42: Esquema posicionamiento sistema completo de captación energética.

La longitud final del perfil destinado a la sujeción del tubo de Venturi es:

$$L = 600 + 1187 \cdot \text{tg}(10,5^\circ) = 820 \text{ mm}$$

Se ha seleccionado el perfil IPE 160 realizando un cálculo aproximado y a continuación, se comprueba que cumple con los requisitos establecidos en CTE.

Se ha empleado el software CESPLA para el cálculo de las fuerzas en cada punto de la sección. Primero se introducen las fuerzas:

- Peso propio del perfil IPE 160
- Reacciones consecuentes de los elementos del tubo de Venturi
- Fuerza de arrastre sobre el perfil

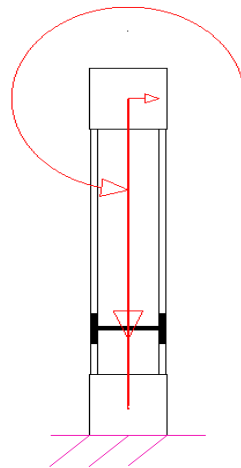


Ilustración 5.43: Fuerzas y momento introducidos en Cespla.

Los resultados obtenidos son:

Esfuerzos en los elementos

Hipótesis: Cargas Elemento: 1 Viga plana Nudos: 1,2

Esfuerzos en el sistema local del elemento

Dist. X al origen	Axial N	Cortante Q	Flector M
0.0	-6711.07	-681.42	13688140.600
43.2	-6704.27	-680.34	13717525.970
86.3	-6697.46	-679.26	13746864.775
129.5	-6690.66	-678.18	13776157.015
172.6	-6683.85	-677.10	13805402.690
215.8	-6677.04	-676.03	13834601.799
258.9	-6670.24	-674.95	13863754.344
302.1	-6663.43	-673.87	13892860.324
345.3	-6656.63	-672.79	13921919.738

Valores extremos

Axial Max: -6581.76 Min: -6711.07

Cortante Max: -660.92 Min: -681.42

Momento Max: 1.42385e+07 Min: 1.36881e+07

Sentidos:

Puntos: Todos (20)

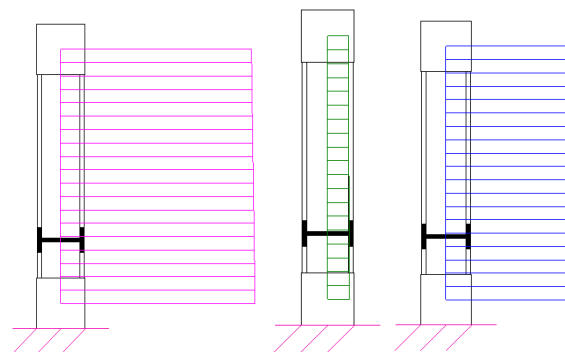


Ilustración 5.44: Resultados obtenidos del Cespla (axil, cortante y flector).

4.3.1. Resistencia de la sección

4.3.1.1. Resistencia a cortante

El esfuerzo cortante de cálculo V_{Ed} será menor que la resistencia de las secciones a cortante, $V_{c,Rd}$, que, en ausencia de torsión, será igual a la resistencia plástica:

$$V_{pl,Rd} = A_v \cdot \frac{f_{yd}}{\sqrt{3}}$$

Donde el término relativo al área a cortante tiene los siguientes valores para perfiles en I o H cargados paralelamente al alma:

$$A_v = A - 2bt_f + (t_w + 2r)t_f$$

Como simplificación se puede tomar:

$$A_v = h \cdot t_w = 160 \cdot 4,7 = 752 \text{ mm}^2$$

Con lo que finalmente se obtiene que:

$$V_{pl,Rd} = 752 \cdot \frac{261,9}{\sqrt{3}} = 113710,51$$

Según con lo establecido en el CTE si el cortante de cálculo máximo es menor o igual que la mitad de la resistencia plástica se desprecia:

$$V_{E,d}^{max} \leq \frac{V_{pl,Rd}}{2}$$

$$681,42 \leq \frac{113710,51}{2} = 56855,25 \text{ N}$$

Por lo tanto, dado el cumplimiento de la ecuación anterior, la acción del cortante para la resistencia de la sección puede ser despreciada.

4.3.1.2. Resistencia a compresión

La resistencia de las secciones a compresión, $N_{c,Rd}$, será para las secciones de clases 1 a 3:

$$N_{c,Rd} \leq N_{pl,Rd} = A \cdot f_{yd}$$

$$N_{pl,Rd} = 20,1 \cdot 10^2 \cdot \frac{275}{1,05} = 526428,57 \text{ N}$$

$$6711,07 \leq 526428,57$$

Se comprueba que la resistencia de la sección a compresión es adecuada.

4.3.1.3. Resistencia a flexión

La resistencia de las secciones a flexión, $M_{c,Rd}$ será la resistencia elástica de la sección bruta para las secciones de clase 3:

$$M_{c,Rd} \leq M_{el,Rd} = W_{el,y} \cdot f_{yd}$$

$$M_{el,Rd} = 109 \cdot 10^3 \cdot \frac{275}{1,05} = 28547619 \text{ Nmm}$$

$$14238540 \leq 28547619$$

4.3.1.4. Interacción de esfuerzos en secciones

En el presente caso los esfuerzos que intervienen son flexión, axil y cortante. Según la norma, siempre que el cortante de cálculo no supere la mitad de la resistencia de cálculo de la sección (calculada en ausencia de otros esfuerzos), se empleará:

$$\frac{N_{Ed}}{N_{pl,Rd}} + \frac{M_{y,Ed}}{M_{el,Rdy}} + \frac{M_{z,Ed}}{M_{el,Rdz}} \leq 1 \quad \text{Para secciones de clase 3}$$

$$\frac{6711,07}{526428,57} + \frac{14238540}{28547619} + 0 = 0,51 < 1$$

Como se puede apreciar la sección resistirá ante una combinación del esfuerzo axial y flector.

4.3.2. Resistencia de la barra

4.3.2.1. Compresión

La resistencia de las barras a compresión, $N_{c,Rd}$, no superará la resistencia plástica de la sección bruta, $N_{pl,Rd}$ (esto ya ha sido comprobado en el cálculo de la resistencia de la sección), y será menor que la resistencia última de la barra a pandeo, $N_{b,Rd}$. Como capacidad a pandeo por flexión, en compresión centrada, de una barra de sección constante, puede tomarse:

$$N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd}$$

Siendo:

- A área de la sección transversal en clases 1, 2 y 3.
- f_{yd} resistencia de cálculo del acero.
- χ coeficiente de reducción por pandeo, cuyo valor puede obtenerse en los epígrafes siguientes en función de la esbeltez reducida y la curva de pandeo apropiada al caso.

Se denomina esbeltez reducida $\bar{\lambda}$, a la raíz cuadrada del cociente entre la resistencia plástica de la sección de cálculo y la compresión crítica por pandeo, de valor:

$$\bar{\lambda} = \sqrt{A \cdot \frac{f_y}{N_{cr}}}$$

$$N_{cr} = \left(\frac{\pi}{L_k}\right)^2 \cdot E \cdot I$$

Siendo:

- E módulo de elasticidad.
- I momento de inercia del área de la sección para flexión en el plano considerado
- L_k longitud de pandeo de la pieza.

Sustituyendo finalmente se puede obtener que:

$$\bar{\lambda}_y = \frac{L_k}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{A}{I_y} \cdot \frac{f_y}{E}} = \frac{2 \cdot 820}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{20,1 \cdot 10^2}{869 \cdot 10^4} \cdot \frac{275}{210 \cdot 10^3}} = 0,28$$

$$\bar{\lambda}_z = \frac{L_k}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{A}{I_y} \cdot \frac{f_y}{E}} = \frac{2 \cdot 820}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{20,1 \cdot 10^2}{68 \cdot 10^4} \cdot \frac{275}{210 \cdot 10^3}} = 1,02$$

Condiciones de extremo	biarticulada	biempotrada	empotrada articulada	biempotrada desplazable	en ménsula
Longitud L_k	1,0 L	0,5 L	0,7 L	1,0 L	2,0 L

Tabla 5.11: Longitud de pandeo de las barras canónicas.

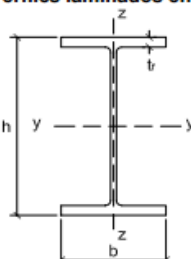
Tipo de sección	Tipo de acero		S235 a S355		S450	
	Eje de pandeo ⁽¹⁾		y	z	y	z
Perfiles laminados en I 	$h/b > 1,2$	$t \leq 40 \text{ mm}$	a	b	a_0	a_0
		$40 \text{ mm} < t \leq 100 \text{ mm}$	b	c	a	a
	$h/b \leq 1,2$	$t \leq 100 \text{ mm}$	b	c	a	a
		$t > 100 \text{ mm}$	d	d	c	c

Tabla 5.12: Curva de pandeo en función de la sección transversal.

Esbeltez reducida Coeficiente (α) de imperfección	Curva de pandeo				
	a_0	a	b	c	d
	0,13	0,21	0,34	0,49	0,76
$\leq 0,20$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,30	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92
0,40	0,97	0,95	0,93	0,90	0,85
0,50	0,95	0,92	0,88	0,84	0,78
0,60	0,93	0,89	0,84	0,79	0,71
0,70	0,90	0,85	0,78	0,72	0,64
0,80	0,85	0,80	0,72	0,66	0,58
0,90	0,80	0,73	0,66	0,60	0,52
1,00	0,73	0,67	0,60	0,54	0,47
1,10	0,65	0,60	0,54	0,48	0,42
1,20	0,57	0,53	0,48	0,43	0,38
1,30	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34
1,40	0,45	0,42	0,38	0,35	0,31
1,50	0,40	0,37	0,34	0,31	0,28
1,60	0,35	0,32	0,31	0,28	0,25
1,80	0,28	0,27	0,25	0,23	0,21
2,00 ⁽¹⁾	0,23	0,22	0,21	0,20	0,18
2,20 ⁽¹⁾	0,19	0,19	0,18	0,17	0,15
2,40 ⁽¹⁾	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13
2,70 ⁽²⁾	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
3,00 ⁽²⁾	0,11	0,10	0,10	0,10	0,09

⁽¹⁾ esbeltez intolerable en los elementos principales
⁽²⁾ esbeltez intolerable incluso en elementos de arriostamiento

Tabla 5.13: Valores coeficiente de pandeo χ .

Interpolando en la tabla para un valor de esbeltez reducida de ambos planos, se obtiene que:

$$\chi_y = 0,984$$

$$\chi_z = 0,588$$

Por consiguiente, se llega a la siguiente expresión, donde se escoge el menor valor de los coeficientes calculados:

$$N_{b,Rd} = 0,588 \cdot 20,1 \cdot 10^2 \cdot \frac{275}{1,05} = 309540 \text{ N}$$

Y se comprueba que la resistencia de la barra a compresión no supera la resistencia última de la barra a pandeo:

$$N_{c,Rd} < N_{b,Rd}$$

$$6711,07 < 309540$$

4.3.2.2. Flexo-Compresión

Las comprobaciones de estabilidad de pieza se realizarán aplicando las fórmulas que se indican a continuación:

- Para todas las piezas:

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_y \cdot A^* \cdot f_{yd}} + k_y \cdot \frac{c_{m,y} \cdot M_{y,Ed} + e_{N,y} \cdot N_{Ed}}{\chi_{LT} \cdot W_y \cdot f_{yd}} + \alpha_z \cdot k_z \cdot \frac{c_{m,z} \cdot M_{z,Ed} + e_{N,z} \cdot N_{Ed}}{W_z \cdot f_{yd}} \leq 1$$

- Además, sólo en piezas no susceptibles de pandeo por torsión:

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_z \cdot A^* \cdot f_{yd}} + \alpha_y k_y \cdot \frac{c_{m,y} \cdot M_{y,Ed} + e_{N,y} \cdot N_{Ed}}{W_y \cdot f_{yd}} + k_z \cdot \frac{c_{m,z} \cdot M_{z,Ed} + e_{N,z} \cdot N_{Ed}}{W_z \cdot f_{yd}} \leq 1$$

Donde:

N_{Ed} , $M_{y,Ed}$, $M_{z,Ed}$ son los valores de la fuerza axial y de los momentos de cálculo de mayor valor absoluto de la pieza

$$f_{dy} = f_y / \gamma_{M1}$$

Los valores de A^* ; W_y ; W_z ; α_y ; α_z ; $e_{N,y}$; $e_{N,z}$ están indicados en la siguiente tabla;

χ_y y χ_z son los coeficientes de pandeo en cada dirección;

χ_{LT} es el coeficiente de pandeo lateral; se tomará igual a 1,00 en piezas no susceptibles de pandeo por torsión.

$e_{N,y}$ y $e_{N,z}$ desplazamientos del centro de gravedad de la sección transversal efectiva con respecto a la posición del centro de gravedad de la sección transversal bruta, en piezas con secciones de clase 4.

Los coeficientes k_y y k_z se indican en la siguiente tabla.

Los factores de momento flector uniforme equivalente $c_{m,y}$ y $c_{m,z}$ se obtienen de la siguiente tabla en función de la forma del diagrama de momentos flectores entre puntos arriostrados tal como se indica en la tabla.

Clase	A*	W_y	W_z	α_y	α_z	$e_{N,y}$	$e_{N,z}$
1	A	$W_{pl,y}$	$W_{pl,z}$	0,6	0,6	0	0
2	A	$W_{pl,y}$	$W_{pl,z}$	0,6	0,6	0	0
3	A	$W_{el,y}$	$W_{el,z}$	0,8	1	0	0
4	A_{eff}	$W_{eff,y}$	$W_{eff,z}$	0,8	1	Según pieza y tensiones	Según pieza y tensiones

Tabla 5.14: Términos de comprobación, según peor clase de sección en la pieza.

Clase	Tipo de sección	k_y	k_z	k_{yLT}
1 y 2	I, H, abiertas	$1 + (\bar{\lambda}_y - 0,2) \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_y N_{C,Rd}}$	$1 + (2 \cdot \bar{\lambda}_z - 0,6) \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{C,Rd}}$	el menor de $1 - \frac{0,1 \cdot \bar{\lambda}_z}{(C_{mLT} - 0,25)} \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{C,Rd}}$
	Hueca delgada		$1 + (\bar{\lambda}_z - 0,2) \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{C,Rd}}$	$0,6 + \bar{\lambda}_z$
3 y 4	Todas	$1 + 0,6 \cdot \bar{\lambda}_y \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_y N_{C,Rd}}$	$1 + 0,6 \cdot \bar{\lambda}_z \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{C,Rd}}$	$1 - \frac{0,05 \cdot \bar{\lambda}_z}{(C_{mLT} - 0,25)} \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{C,Rd}}$

siendo
 $\bar{\lambda}_y$ y $\bar{\lambda}_z$ valores de las esbelteces reducidas para los ejes y – y y z – z, no mayores que 1,00.
 $N_{C,Rd} = A^* \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}}$

Tabla 5.15: Coeficientes de interacción según peor clase de sección en la pieza.

Tabla 6.10 Coeficientes del momento equivalente

Factor de momento flector	Eje de flexión	Puntos arriostrados en dirección
$C_{m,y}$	y-y	z-z
$C_{m,z}$	z-z	y-y
$C_{m,LT}$	y-y	y-y
Diagrama de Flectores	Factor de momento uniforme equivalente	
	$C_{m,i} = C_{m,j} (i=y)$	
	$C_{m,i} = C_{m,j} (i=z)$	
	$C_{m,i} = C_{m,j} (i=LT)$	

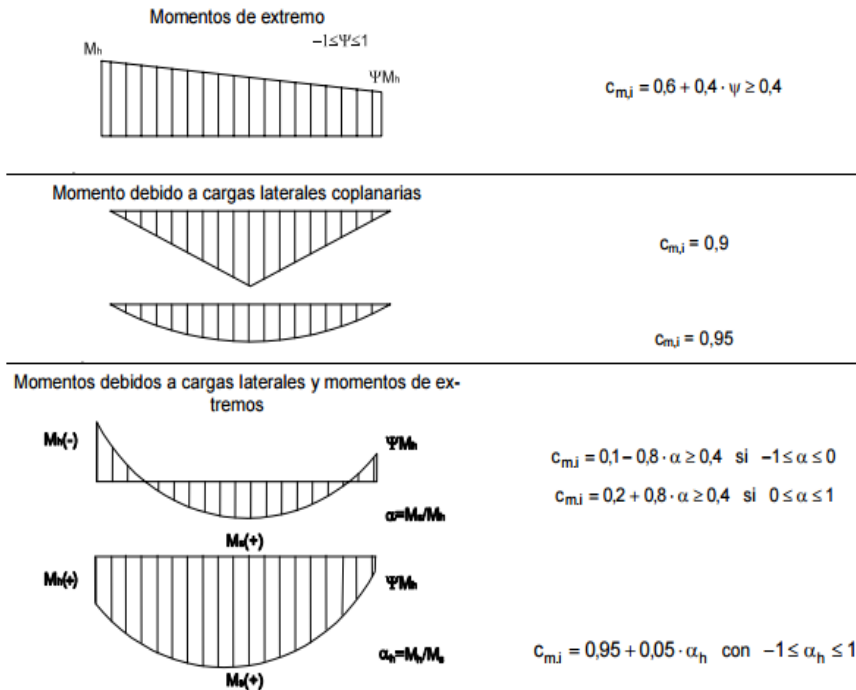


Tabla 5.16: Coeficientes del momento equivalente.

- Para todas las piezas:

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_y \cdot A^* \cdot f_{yd}} + k_y \cdot \frac{c_{m,y} \cdot M_{y,Ed} + e_{N,y} \cdot N_{Ed}}{\chi_{LT} \cdot W_y \cdot f_{yd}} + \alpha_z \cdot k_z \cdot \frac{c_{m,z} \cdot M_{z,Ed} + e_{N,z} \cdot N_{Ed}}{W_z \cdot f_{yd}} \leq 1$$

$$\frac{6711,07}{0,984 \cdot 20,1 \cdot 10^2 \cdot \frac{275}{1,05}} + 1,00 \cdot \frac{0,984 \cdot 14238540 + 0}{1 \cdot 109 \cdot 10^3 \cdot \frac{275}{1,05}} + 0 = 0,50 < 1$$

- Además, sólo en piezas no susceptibles de pandeo por torsión:

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_z \cdot A^* \cdot f_{yd}} + \alpha_y k_y \cdot \frac{c_{m,y} \cdot M_{y,Ed} + e_{N,y} \cdot N_{Ed}}{W_y \cdot f_{yd}} + k_z \cdot \frac{c_{m,z} \cdot M_{z,Ed} + e_{N,z} \cdot N_{Ed}}{W_z \cdot f_{yd}} \leq 1$$

$$\frac{6711,07}{0,588 \cdot 20,1 \cdot 10^2 \cdot \frac{275}{1,05}} + 0,8 \cdot 1,00 \cdot \frac{0,984 \cdot 14238540 + 0}{109 \cdot 10^3 \cdot \frac{275}{1,05}} + 0 = 0,008 < 1$$

Se cumple con la exigencia impuesta por el CTE en referencia al apartado de flexo-compresión.

4.3.2.3. Pandeo lateral

Se debe comprobar en este caso para que no exista pandeo lateral que:

$$M_{y,Ed} \leq M_{b,Rd}$$

$$M_{b,Rd} = \chi_{LT} \cdot W_y \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}}$$

Calculo el factor de reducción para pandeo lateral χ_{LT} con la siguiente expresión:

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\phi_{LT} + \sqrt{\phi_{LT}^2 - \bar{\lambda}_{LT}^2}} \leq 1$$

Donde:

$$\phi_{LT} = 0,5 \cdot \left[1 + \alpha_{LT} \cdot (\bar{\lambda}_{LT} - 0,2) + (\bar{\lambda}_{LT})^2 \right]$$

Para un perfil IPE 160 como el valor h/b es menor que 2 la curva de pandeo será a y el factor de imperfección α_{LT} 0,21.

La esbeltez relativa frente al pandeo lateral se determina con la siguiente relación:

$$\bar{\lambda}_{LT} = \sqrt{\frac{W_y \cdot f_y}{M_{cr}}}$$

M_{cr} : momento crítico elástico de pandeo lateral.

$$M_{cr} = \sqrt{M_{LTv}^2 + M_{LTw}^2}$$

$$M_{LTv} = C_1 \cdot \frac{\pi}{L_C} \cdot \sqrt{G \cdot I_T \cdot E \cdot I_Z}$$

C_1 , para un soporte empotrado-libre, con una distribución de momentos flectores iguala a la presentada anteriormente, se puede adoptar 1,14.

La longitud de pandeo lateral adoptada (distancia entre apoyos que impidan el pandeo lateral) la altura del pilar, por lo que no existen restricciones en puntos intermedios. Por lo tanto:

$$M_{LTv} = 1,14 \cdot \frac{\pi}{820} \cdot \sqrt{81000 \cdot 3,64 \cdot 10^4 \cdot 210000 \cdot 68,3 \cdot 10^4} = 89,816 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_{LTw} = W_{el,y} \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{L_C^2} \cdot C_1 \cdot i_{f,z}^2$$

Para un perfil IPE 160 $i_{f,z}^2 = 560,3 \text{ mm}^2$

$$M_{LTw} = 109 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 210000}{820^2} \cdot 1,14 \cdot 560,3 = 214606715 \text{ Nmm}$$

$$M_{cr} = \sqrt{(89,816 \cdot 10^6)^2 + 214606715^2} = 232643438 \text{ Nmm}$$

$$\bar{\lambda}_{LT} = \sqrt{\frac{109 \cdot 10^3 \cdot 275}{232643438}} = 0,35$$

$$\phi_{LT} = 0,5 \cdot [1 + 0,21 \cdot (0,35 - 0,2) + (0,35)^2] = 0,577$$

$$\chi_{LT} = \frac{1}{0,577 + \sqrt{0,577^2 - 0,35^2}} = 0,96 < 1$$

$$M_{b,Rd} = 0,96 \cdot 109 \cdot 10^3 \cdot 261,9 = 27405216 \text{ Nmm}^2$$

Finalmente, como se puede observar en la siguiente relación no habrá pandeo lateral:

$$14238540 < 27405216$$

4.3.3. Deformación

Por último, se obtiene la flecha máxima ($y_{m\acute{a}x}$) mediante el software CESPLA:

$$y_{m\acute{a}x} < y_{adm} = \frac{L}{300} = \frac{820}{300} = 2,73 \text{ mm}$$

En el punto más crítico se ha obtenido:

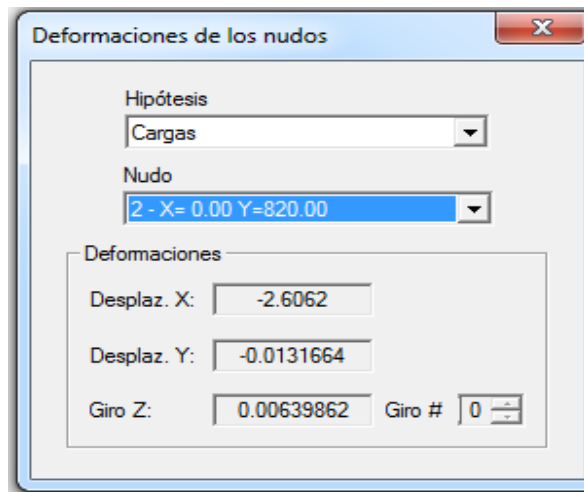


Ilustración 5.45: Deformación pilar según Cespla.

$$2,60 < 2,73$$

Por lo tanto, se demuestra el cumplimiento con los estados límite de servicio.

4.4. Placa de anclaje

[7] Para la conexión entre el pilar calculado en el anterior apartado y el bloque de hormigón que se encontrará en el lecho del río se ha optado por la siguiente solución comercial:

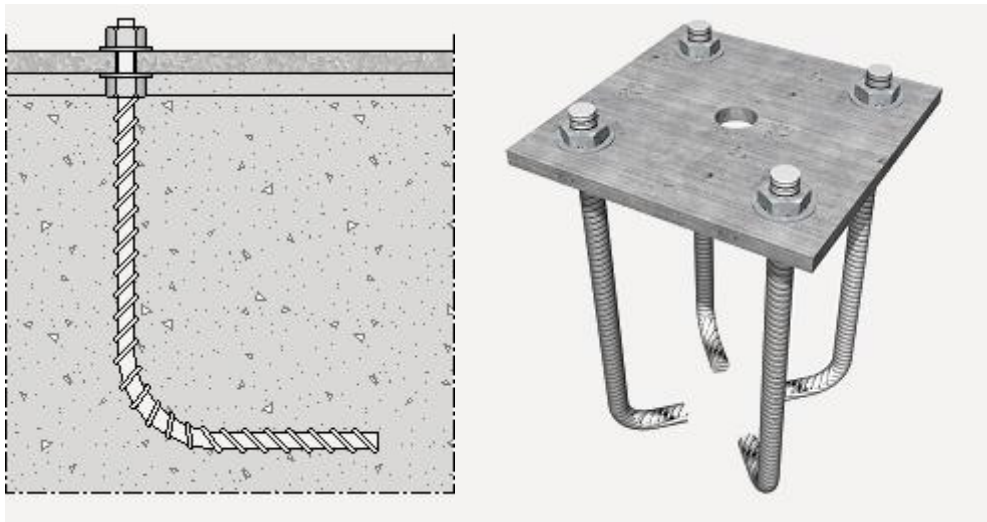


Ilustración 5.46: Placa de anclaje.

El sistema consiste en una placa de anclaje soldada al pilar y unida al hormigón mediante pernos de anclaje, arandelas, tuerca y contratuerca.

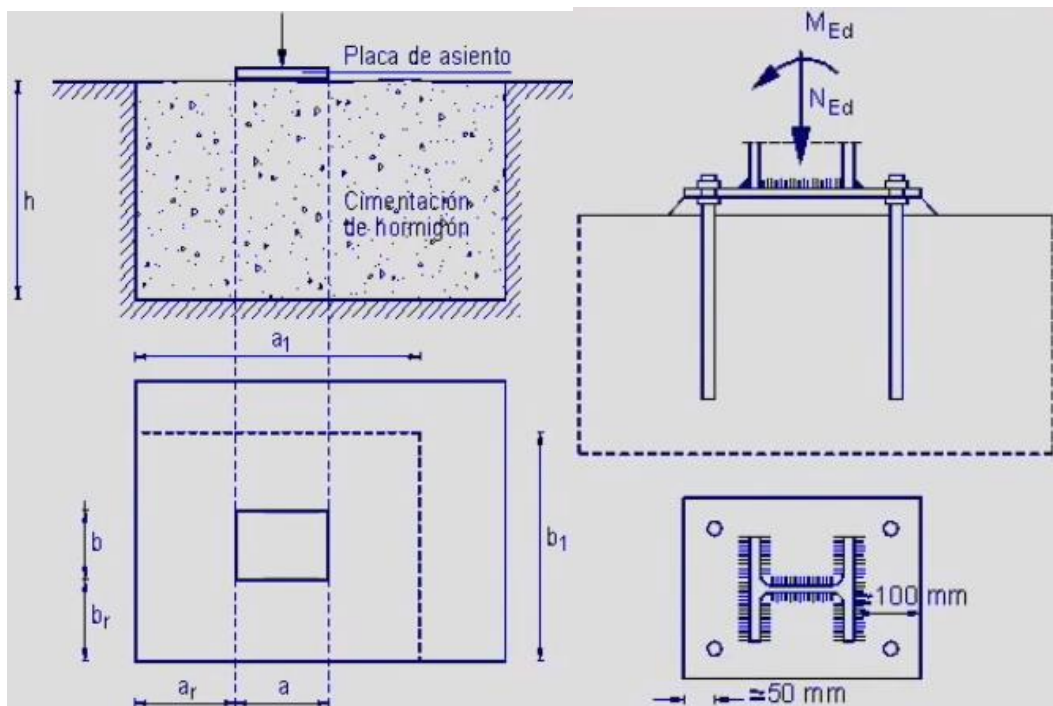


Ilustración 5.47: Dimensionamiento placa de anclaje.

En primer lugar, se definen los siguientes datos de partida:

- Dimensiones placa base:

$$a = 360 \text{ mm}$$

$$b = 300 \text{ mm}$$

$$\text{espesor} = 20 \text{ mm}$$

- Dimensiones cimentación:

$$a_1 = 2500 \text{ mm}$$

$$b_1 = 1500 \text{ mm}$$

$$h = 200 \text{ mm}$$

- Dimensiones posicionamiento:

$$a_r = 1070 \text{ mm}$$

$$b_r = 600 \text{ mm}$$

- Tensión admisible del hormigón: depende de la calidad del material, definida por su resistencia característica (f_{ck}). Normalmente, en la cimentación de soportes metálicos es frecuente que la superficie directamente cargada ($a \cdot b$) esté rodeada de hormigón no cargado que realiza el zunchado del anterior, impidiendo su ensanchamiento y aumentando su resistencia. Siendo la resistencia del hormigón confinado:

$$f_{jd} = \beta_j \cdot k_j \cdot f_{ck} \leq 3,3 \cdot f_{cd}$$

Donde:

f_{cd} : resistencia de cálculo a compresión del hormigón, $f_{cd} = \frac{f_{ck}}{\gamma_c}$

f_{ck} : resistencia característica a compresión del hormigón. Se escoge la clase HM 30:

Uso estructural	Resistencia característica a compresión a 28 días. En N/mm ²						
	20	25	30	35	40	45	50
HM	HM-20	HM-25	HM-30	HM-35	HM-40	HM-45	HM-50
HA	No admitido	HA-25	HA-30	HA-35	HA-40	HA-45	HA-50
HP	No admitido	HP-25	HP-30	HP-35	HP-40	HP-45	HP-50

Tabla 5.17: Resistencia hormigones.

γ_c : coeficiente parcial de minoración para el hormigón. $\gamma_c = 1,5$

β_j : coeficiente de junta; de valor 2/3 si la resistencia del mortero es mayor o igual que 2% veces la del hormigón y su espesor es menor o igual que 2% veces la menor dimensión de la placa.

k_j : factor de concentración; de valor 1.

$$f_{jd} = \frac{2}{3} \cdot 1 \cdot 30 \leq 3,3 \cdot \frac{30}{1,5}$$

$$f_{jd} = 20 \leq 66$$

4.4.1. Comprobación de la flexocompresión

Los esfuerzos se transmiten uniformemente a la cimentación alrededor del perímetro del soporte, considerando una anchura de apoyo c , de valor:

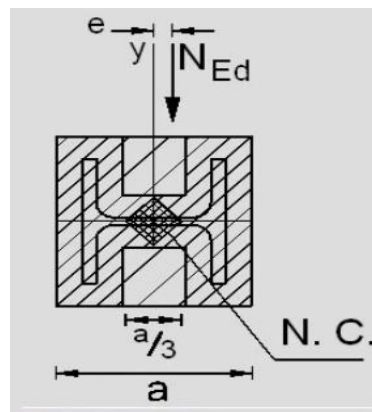


Ilustración 5.48: Perímetro del pilar.

$$c = t \cdot \sqrt{\frac{f_{yd}}{3 \cdot f_{jd} \cdot \gamma_{M0}}}$$

Donde:

t : espesor de la placa de anclaje

f_y : límite elástico del acero; 275 N/mm².

f_{jd} : resistencia de cálculo del hormigón calculada anteriormente

γ_{M0} : coeficiente de minoración del acero: igual 1,05.

$$c = 20 \cdot \sqrt{\frac{275}{3 \cdot 20 \cdot 1,1}} = 40,82 \text{ mm}$$

El área portante estará toda ella comprimida si el axil se encuentra dentro del núcleo central. Se obtiene el núcleo central de la superficie rectangular circunscrita al área portante.

$$si e = \frac{M_{Ed}}{N_p} > \frac{a}{6} \text{ es flexocompresión}$$

$$e = \frac{14238540}{6711,07} > \frac{262,36}{6}$$

$$e = 2121,664 > 43,72 \text{ es flexocompresión}$$

Por tanto, las solicitaciones comprimen una franja de la superficie portante, de ancho x , con la máxima tensión que admite el hormigón, y tracciona las armaduras. Los valores de x y z dependen de las solicitaciones exteriores además de la geometría de la unión.

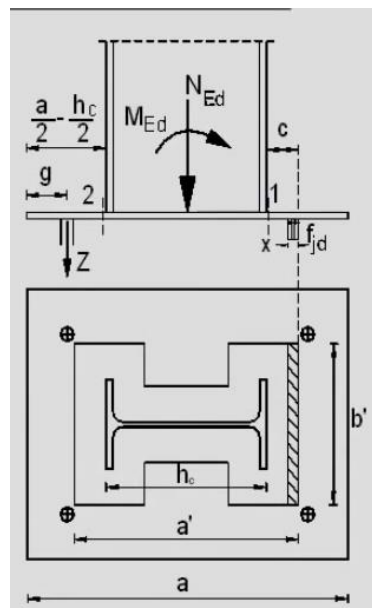


Ilustración 5.49: Flexocompresión de la placa de anclaje.

Ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F = 0 \rightarrow N_{Ed} + Z - x \cdot b' \cdot f_{jd} = 0$$

$$\sum M(Z) = 0 \rightarrow M_{ed} + N_{Ed} \cdot \left(\frac{a}{2} - g\right) - x \cdot b' \cdot f_{jd} \cdot \left(\frac{a'}{2} - \frac{x}{2} + \frac{a}{2} - g\right) = 0$$

Con esta última expresión, se obtiene una ecuación de 2º grado en x, con dos posibles soluciones.

$$\text{Si } x < 2 \cdot c + t_{fc} \rightarrow \text{sup. válida}$$

$$14238540 + 6711,07 \cdot \left(\frac{360}{2} - 40\right) - x \cdot 200 \cdot 20 \cdot \left(\frac{260}{2} - \frac{x}{2} + \frac{360}{2} - 40\right) = 0$$

Se despeja x:

$$x = 14,43$$

$$14,43 < 2 \cdot 51,18 + 7,4 \rightarrow \text{sup. válida}$$

Se obtiene el valor de Z sustituyendo en el sumatorio de fuerzas:

$$6711,07 + Z - 14,43 \cdot 200 \cdot 20 = 0$$

$$Z = 51009 \text{ N}$$

A continuación, se comprueba la rigidez de la placa. La chapa se comportará como una ménsula trabajando a flexión. La rigidez de la plaza se considera una franja dentro del área portante, de ancho la unidad, sobre la que actúa, en un caso una carga puntual (sección 1-1) y en otro una carga uniformemente repartida (sección 2-2):

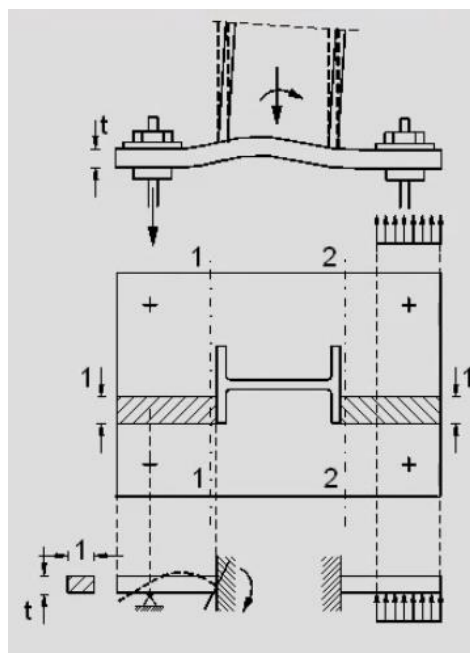


Ilustración 5.50: Rigidez placa de anclaje.

El espesor de la placa será suficiente si:

$$M_{Ed,1} = Z \cdot \left(\frac{a}{2} - \frac{h_c}{2} - g \right)$$

$$M_{Ed,2} = f_{jd} \cdot b \cdot x \cdot \left(c - \frac{x}{2} \right)$$

$$M_{Ed,1} = 51009 \cdot \left(\frac{360}{2} - \frac{160}{2} - 40 \right) = 3060540 \text{ Nmm}$$

$$M_{Ed,2} = 20 \cdot 200 \cdot 14,43 \cdot \left(40,82 - \frac{14,43}{2} \right) = 1939680 \text{ Nmm}$$

La comprobación de ELU se realiza con el mayor de estos dos momentos, es decir $M_{Ed,1}$

La sección resistente de la placa sin cartelas es únicamente la propia placa. Calculo el módulo resistente de la placa respecto a su centro de gravedad.

$$W_x = \frac{I_x}{e} = b \cdot \frac{e^2}{6} = 300 \cdot \frac{20^2}{6} = 20000 \text{ mm}^3$$

El espesor mínimo será:

$$\frac{M_{Ed,1}}{W_x \cdot f_{yd}} \leq 1$$

$$\frac{3060540}{20000 \cdot 261,9} = 0,58 < 1$$

Como el espesor fijado es de 20 mm se cumple.

4.4.2. ELU de agotamiento de los pernos a tracción

La resistencia a tracción del conjunto de pernos es:

$$F_{t,Rd} = 0,9 \cdot f_{ub} \cdot \frac{A_s}{1,25}$$

Esta resistencia tiene que ser menos que la tracción en los pernos obtenida anteriormente:

$$Z < F_{t,Rd} = 0,9 \cdot f_{ub} \cdot \frac{A_s}{1,25}$$

$$A_s = 51009 \cdot \frac{1,25}{0,9 \cdot 410} = 172,79 \text{ mm}^2 ; A_s = n \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot 0,8$$

El área se reduce un 20% ya que se utilizarán pernos roscados, que serán mecanizados para poder colocar la tuerca.

Para n=4 pernos se obtiene un diámetro de 8,29 mm.

4.4.3. ELU de agotamiento de los pernos a cortante

- La resistencia a cortante del perno es:

$$F_{vb,Rd} = \alpha_b \cdot f_{ub} \cdot \frac{A_s}{1,25} = 0,36 \cdot 410 \cdot 0,8 \cdot \frac{12^2}{4 \cdot 1,25} = 3400 \text{ N}$$

$$\alpha_b = 0,44 - 0,0003 \cdot f_{yb} = 0,44 - 0,0003 \cdot \frac{275}{1,05} = 0,36$$

- La Resistencia a cortante de la unión es:

$$F_{v,Rd} = F_{f,Rd} + n \cdot F_{vb,Rd} = 1342,2 + 4 \cdot 3400 = 14945 \text{ N}$$

$$F_{f,Rd} = C_{f,d} \cdot N_{ed} = 0,2 \cdot 6711,07 = 1342,2 \text{ N}$$

$$C_{f,d} = 0,2 \text{ (Contacto Acero mortero)}$$

- Comprobación de la resistencia a cortante de la unión

$$V_{ed} = 681,42 < 14945 \text{ N}$$

- Comprobación tracción-cortadura:

$$\frac{V_{ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{Z}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} < 1$$

$$\frac{681,42}{14945} + \frac{51009}{1,4 \cdot 106836} = 0,38 < 1 \text{ Cumple}$$

4.4.4. ELU de anclaje de los pernos

Longitud de anclaje de los pernos en el macizo de la cimentación, l_a .

$$l_a = l_{b,net} = l_b \cdot \beta \cdot \frac{A_s}{A_{s,real}}$$

La cuantía necesaria es:

$$A_s \cdot f_{yd} > Z$$

Longitud de anclaje básica, l_{bl}

$$l_b = \phi \cdot \frac{f_{yd}}{4 \cdot \tau_{bm}} ; \quad l_{bl} = 12 \cdot \frac{261,9}{4 \cdot \left(0,36 \cdot \frac{30^{\frac{1}{2}}}{1,5^{\frac{1}{2}}}\right)} = 488,02 \text{ mm}$$

$$\tau_{bm} = \left(0,36 \cdot \frac{f_{ck}^{\frac{1}{2}}}{1,5^{\frac{1}{2}}}\right)$$

Por tanto, la longitud de anclaje neta es:

$$l_a = l_{b,net} = 488,02 \cdot \beta \cdot \frac{194,76}{4 \cdot \pi \cdot \frac{12^2}{4}} = 210 \cdot \beta \text{ mm}$$

Al ser la longitud de anclaje menor que el espesor de la zapata, que tendrá 0,2 m de espesor, se empleará un anclaje con forma de patilla o gancho o gancho en U o barra transversal soldada ($\beta=0,7$).

$$l_a = l_{b,net} = 210 \cdot 0,7 = 147 \text{ mm}$$

Por último, se comprueba que la longitud de anclaje no está excesivamente reducida respecto a la longitud básica, debiéndose cumplir:

$l_a=147$ mm no puede ser menor que:

$$l_{b,min} \geq \begin{cases} 10 \cdot 12 = 120 \text{ mm} \\ \frac{1}{3} \cdot 488,02 = 162,67 \text{ mm} \\ 150 \text{ mm} \end{cases}$$

Por lo que finalmente la longitud de anclaje será de 163 mm.

4.5. Zapata

Finalmente, se dimensionará el bloque de hormigón necesario para evitar el vuelco de la estructura y de este modo, garantizar la estabilidad del sistema.

Anteriormente, se definía el espesor del bloque en 0,2 metros. Ahora, se establece como dimensiones de partida el ancho y largo en 1,5 y 2,5 metros respectivamente.

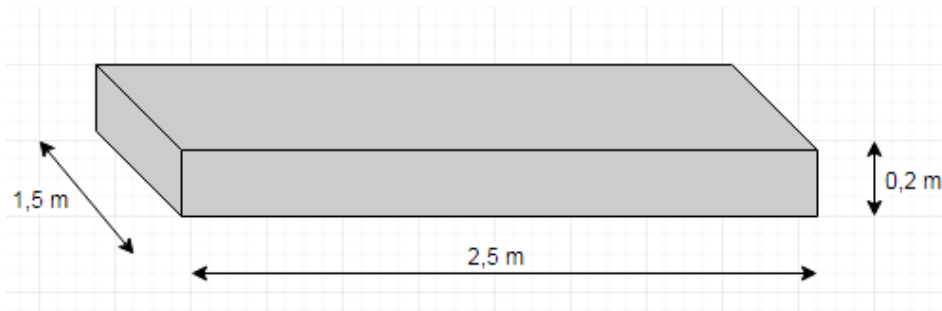


Ilustración 5.51: dimensiones zapata.

Por consiguiente, las fuerzas que aparecen son:

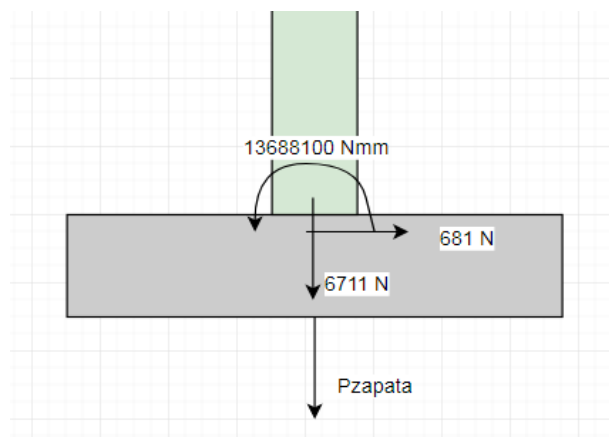


Ilustración 5.52: Fuerzas y momento en la zapata.

4.5.1. Comprobaciones de estabilidad

4.5.1.1. Vuelco

En el estudio de la instalación frente a vuelco se deben tener en cuenta las cargas que tienden a volcar la estructura. Ésta es debida a las cargas laterales a las que es sometida. Para ello se deberán tener en cuenta también los factores de seguridad, con el fin de asegurar la correcta estabilidad de la misma.

Estableciendo el punto inferior izquierdo como referencia a la hora de un potencial vuelco, se debe vencer el momento generado por el tubo de Venturi (14238,54 Nm). La densidad del hormigón se establece en 2500 kg/m³, lo que es igual a 24500 N/m³.

$$P_{zapata} = 24500 \cdot 1,5 \cdot 2,5 \cdot 0,2 = 18375 \text{ N}$$

$$C_{sv} = \frac{\gamma_{E,est} \cdot M_{est}}{\gamma_{E,des} \cdot M_{des}}$$

Donde:

- C_{sv}: Coeficiente de seguridad al vuelco.
- M_{est}: Momento estabilizante.
- M_{des}: Momento desestabilizante.

$$C_{sv} = \frac{0,9 \cdot [(18375 + 6711,07) \cdot \frac{2500}{2} + 681,42 \cdot 200]}{1,5 \cdot 13688100} = 1,38$$

4.5.1.2. Deslizamiento

El deslizamiento es el caso en el que las cargas laterales tienden a arrastrar la estructura fuera de su posición.

$$C_{sd} = \frac{F_{E,est}}{F_{E,des}} > \gamma_R$$

$$C_{sd} = \frac{(18375 + 6711,07) \cdot 0,433 \cdot 0,9}{681,42 \cdot 1,5} = 9,56 > 1,5$$

F_{estab} = Es el valor de las cargas estabilizadoras. Para el cálculo ese valor vendrá determinado por el producto de la carga axial multiplicada por el valor del rozamiento

entre zapata y suelo. El valor del rozamiento “ μ ” suele tomar por norma un valor de 0,433 para cimentaciones.

F_{desestab} = Es el valor de las cargas desestabilizadoras. Para el cálculo ese valor vendrá determinado por el valor de la carga cortante.

Además, se debe cumplir que el valor de las fuerzas horizontales sea menor que el valor de las cargas verticales multiplicado por 0,4, así:

$$F_{\text{horizontales}} < 0,4 \cdot F_{\text{verticales}} \rightarrow (18375 + 6711,07) \cdot 0,4 = 10034 > 681,42$$

4.5.2. Comprobación al hundimiento o de la tensión admisible del terreno

A continuación, se determina la excentricidad con la que actúan los esfuerzos verticales, clasificando así el tipo de cargas al que se asemeja el presente caso. Para ello, se tendrá además en cuenta el peso de la zapata:

$$e = \frac{M}{N + P} = \frac{13688100}{18375 + 6711,07} = 545 \text{ mm}$$

$$\frac{a}{6} = \frac{2500}{6} = 416 \text{ mm}$$

$$\frac{a}{3} = \frac{2500}{3} = 833 \text{ mm}$$

La excentricidad se encuentra comprendida entre $a/6$ y $a/3$ por lo que se puede asumir una distribución de tensiones triangular descentrada:

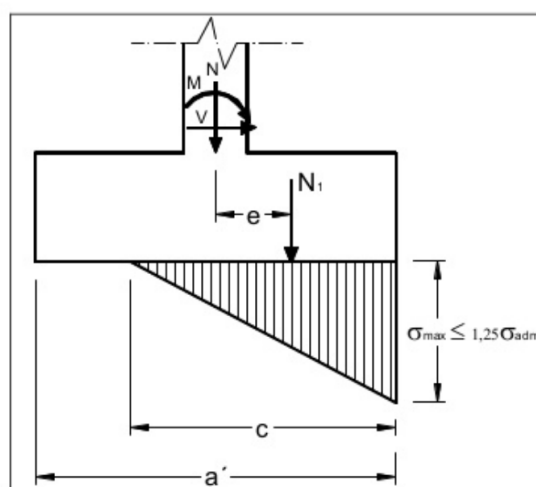


Ilustración 5.53: Distribución triangular de tensiones.

La distribución de tensiones es:

$$\sigma_{max} = \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{N + P}{(a - 2e) \cdot b} \right)$$

$$\sigma_{max} = \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{18375 + 6711,07}{(2500 - 2 \cdot 545) \cdot 1500} \right) = 0,015 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{med} = \frac{N + P}{a \cdot b} = \frac{18375 + 6711,07}{2500 \cdot 1500} = 0,0066 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{min} = \frac{N + P}{a \cdot b} \cdot \left(1 - \frac{6 \cdot e}{a} \right) = \frac{18375 + 6711,07}{2500 \cdot 1500} \cdot \left(1 - \frac{6 \cdot 545}{2500} \right) = -0,002 \frac{N}{mm^2}$$

Debiéndose garantizar para la seguridad frente al hundimiento de la cimentación:

$$\sigma_{max} \leq 1,25 \cdot \sigma_{adm}$$

$$0,015 < 1,25 \cdot 0,05 = 0,0625 \rightarrow \text{Cumple}$$

$$\sigma_{med} \leq \sigma_{adm}$$

$$0,0066 < 0,05 \rightarrow \text{Cumple}$$

4.5.3. Resistencia a tracción en la sección de referencia

El *EHE, Art 59.7.*: se considerará una sección de referencia para el cálculo a flexión paralela a la cara del soporte y situada a $0,15a$ detrás de dicha cara; siendo “a” la dimensión del soporte perpendicular al plano de la sección de referencia.

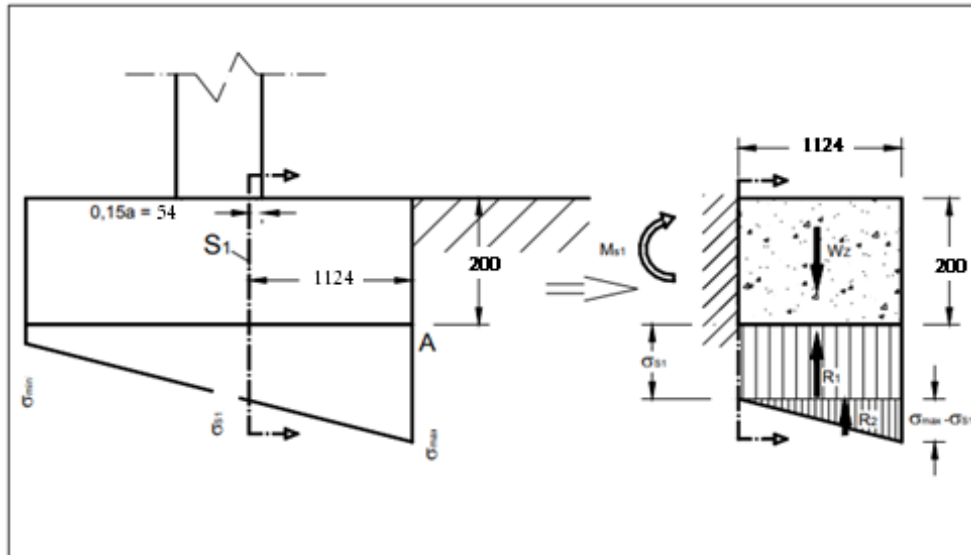


Ilustración 5.54: momentos en la sección de referencia S1.

- a) Valor de la tensión del terreno bajo la sección de referencia:

$$\sigma_{s1} = -0,002 + \left(\frac{(0,015 + 0,002) \cdot (2500 - 1124)}{2500} \right)$$

$$\sigma_{s1} = 0,007 \frac{N}{mm^2} \text{ (se obtiene por semejanza de triángulos)}$$

- b) Obtención del Momento en la sección de referencia (M_{S1}):

- Momento debido a las reacciones del terreno bajo la zapata:

$$M_{ter} = M_{R1} + M_{R2}$$

$$M_{ter} = \left(0,007 \cdot 1124 \cdot \frac{1124}{2} \cdot 1500 \right) + \left(\frac{(0,015 - 0,007) \cdot 1124}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 1124 \cdot 1500 \right)$$

$$= 11686228 \text{ Nmm}$$

- Momento debido al peso del terreno que gravita sobre la zapata:

$$M_{WT} = 0 \text{ Nmm}$$

- Momento debido al peso de la zapata:

$$M_{WZ} = -(1124 \cdot 200 \cdot 1500) \cdot 2,5 \cdot 9,8 \cdot \frac{1124}{2} = -4,64 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

- Momento característico en la sección de referencia:

$$M_{S1} = M_{ter} + M_{WT} + M_{WZ} = 11686228 - 4,64 \cdot 10^6 = 7043321 \text{ Nmm}$$

- Momento de cálculo en la sección de referencia:

$$M_d = M_{S1} \cdot \gamma_f = 7043321 \cdot 1,5 = 10564982 \text{ Nmm}$$

- c) Máxima tensión de tracción en la sección de referencia:

$$\sigma_t = \frac{6 \cdot M_d}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 10564982}{1500 \cdot 200^2} = 1,05 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- d) Resistencia de cálculo del hormigón a tracción (EHE, Art. 39.1.):

$$f_{ct,d} = \frac{f_{ct,d}}{\gamma_c} = 0,21 \cdot \frac{\sqrt[3]{f_{ck}^2}}{\gamma_c} = 0,21 \cdot \frac{\sqrt[3]{30^2}}{1,5} = 1,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

La tensión de tracción no debe superar la resistencia de cálculo del hormigón a tracción, *EHE, Art. 59.7. EHE:*

$$\sigma_t < f_{ct,d} \rightarrow 1,05 \leq 1,35 \rightarrow \text{El hormigón resiste la tensión de tracción.}$$

4.5.4. Comprobación a cortante:

La sección para la comprobación a cortante se sitúa a una distancia igual al canto, contada a partir de la cara del soporte (EHE, Art. 59.7.)

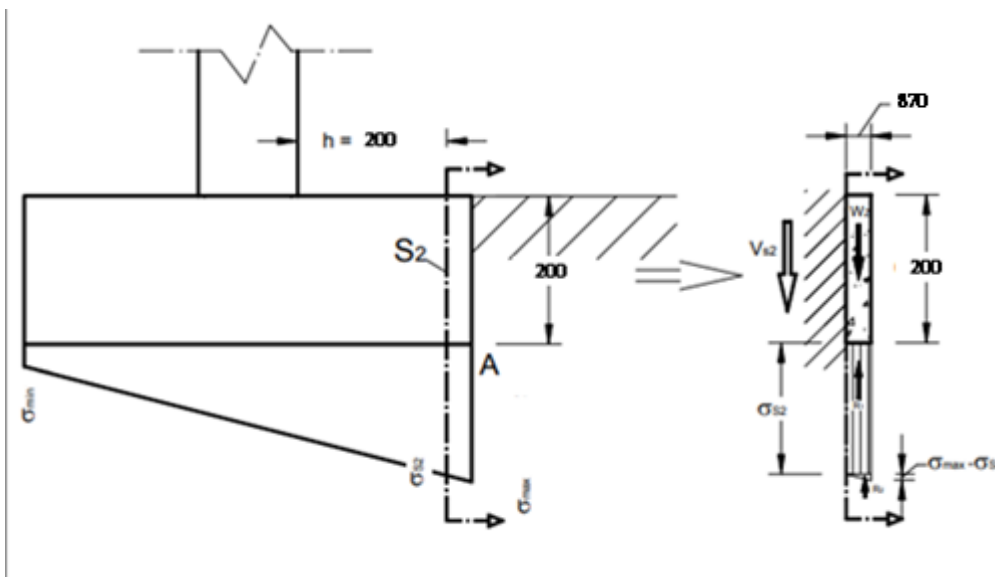


Ilustración 5.55: Esfuerzo cortante en la sección S2.

a) Tensión en la sección de referencia S2:

$$\sigma_{S2} = -0,002 + \left(\frac{(0,015 + 0,002) \cdot (2500 - 870)}{2500} \right) = 0,009 \frac{N}{mm^2}$$

b) Obtención del Esfuerzo Cortante en la sección de referencia (V_{S1}):

- Cortante debido a las reacciones del terreno bajo la zapata:

$$V_{ter} = V_{R1} + V_{R2} = (0,015 \cdot 870 \cdot 1500) + \left(\frac{(0,015 - 0,009) \cdot 870}{2} \cdot 1500 \right)$$

$$V_{ter} = 23490 \text{ N}$$

- Cortante debido al peso del terreno que gravita sobre la zapata:

$$V_{WT} = 0 \text{ N}$$

- Cortante debido al peso de la zapata:

$$V_{WZ} = -(0,87 \cdot 0,2 \cdot 1,5) \cdot 2500 \cdot 9,8 = -6394,5 \text{ N}$$

- Cortante característico en la sección de referencia:

$$V_{S1} = V_{ter} + V_{WX} + V_{WZ} = 23490 - 6394,5 = 17095,5 \text{ N}$$

- Cortante de cálculo en la sección de referencia:

$$V_d = V_{S1} \cdot \gamma_f = 17095,5 \cdot 1,6 = 27352,8 \text{ N}$$

c) Tensión debida al esfuerzo cortante en la sección de referencia:

$$\sigma_c = \frac{V_d}{b \cdot h} = \frac{27352,8}{1500 \cdot 200} = 0,091 \frac{N}{mm^2}$$

La tensión media de cortante en la sección de referencia no debe sobrepasar la resistencia de cálculo a tracción para el hormigón, es decir:

$$\sigma_c < f_{ct,d} \rightarrow 0,091 \leq 1,35 \rightarrow \text{El hormigón resiste la tensión de cortante.}$$

4.5.5. Comprobación del estado límite de punzonamiento (EHE, Art. 46.2):

$$\tau_{sd} \leq 2 \cdot f_{ct,d}$$

Siendo:

- τ_{sd} : tensión tangencial de cálculo en el perímetro crítico.
- $f_{ct,d}$: resistencia de cálculo del hormigón a tracción (Art. 39.1. EHE)
 - Determinación del perímetro y área crítica (EHE, Art.46.1)

Para que el perímetro crítico quede dentro, el vuelo de la zapata en las dos direcciones debe de ser mayor que 0,5 veces el canto total de la misma:

$$V > 0,5h$$

Vuelo en la dirección de a: $1170 \text{ mm} > 0,5 \cdot h = 100 \text{ mm}$

Vuelo en la dirección de b: $709 \text{ mm} = 0,5 \cdot h = 100 \text{ mm}$

$$u_1 = 2a + 2b + (2\pi \cdot 0,5h)$$

Siendo:

- u_1 : longitud del perímetro crítico.
- a: la dimensión del soporte en la dirección paralela a la dimensión a' del elemento de cimentación.
- b: la dimensión del soporte en la dirección paralela a la dimensión b' del elemento de cimentación.
- h: canto total.

$$u_1 = 2 \cdot 180 + 2 \cdot 180 + (2\pi \cdot 0,5 \cdot 200)$$

$$u_1 = 1348 \text{ mm}(\text{perímetro crítico})$$

Determinación de la tensión tangencial de cálculo en el perímetro crítico.

La tensión tangencial en el perímetro crítico no debe ser superior a $2f_{ct,d}$, es decir:

$$\tau_{sd} \leq 2f_{ct,d}$$

Siendo:

$$F_{sd} = N_d = 6711,07 \text{ N}$$

$$F_{sd,ef} = F_{sd} \cdot \beta = 6711,07 \cdot 1,15 = 7717,73 \text{ (soporte interior } (\beta = 1,15) \text{ Art. 46.2 EHE)}$$

$$\tau_{sd} = \frac{F_{sd,ef}}{u_1 \cdot h} = \frac{7717,73}{1348 \cdot 200} = 0,028 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{sd} = 0,028 < 2 \cdot f_{ct,d} = 2 \cdot 1,35 \rightarrow \text{El hormigón resiste a punzonamiento}$$

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

***DOCUMENTO 6- ESTUDIO DINÁMICA DE FLUIDOS
COMPUTACIONAL***

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

ÍNDICE ESTUDIO DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

1. INTRODUCCIÓN	161
2. GEOMETRÍA	162
2.1. Tubo de Venturi	163
2.2. Volumen de control	164
3. REGIONS.....	165
4. MALLADO	166
5. DEFINICIÓN DE LOS MODELOS FÍSICOS	169
6. PREPROCESADO.....	171
6.1. Derived Parts.....	171
6.2. Stopping Criteria.....	172
6.3. Scenes	172
7. REPORT.....	173

1. INTRODUCCIÓN

Para realizar el análisis mecánico de fluidos computacional (CFD, Computer Fluid Dynamics) se hará uso del software Star-CCM+ ya que se trata de una herramienta útil para la resolución de problemas que incluyen fluidos haciendo uso de diferentes algoritmos matemáticos. El objetivo de la simulación es obtener la fuerza de arrastre que sufre el tubo de Venturi, ya que dada la complejidad de la geometría de otro modo sería impreciso su cálculo, además, se podrá entender mejor el comportamiento del fluido a través del tubo de Venturi diseñado.

A continuación, se muestra un esquema general de los principales pasos que se van a seguir para llegar a los resultados finales:

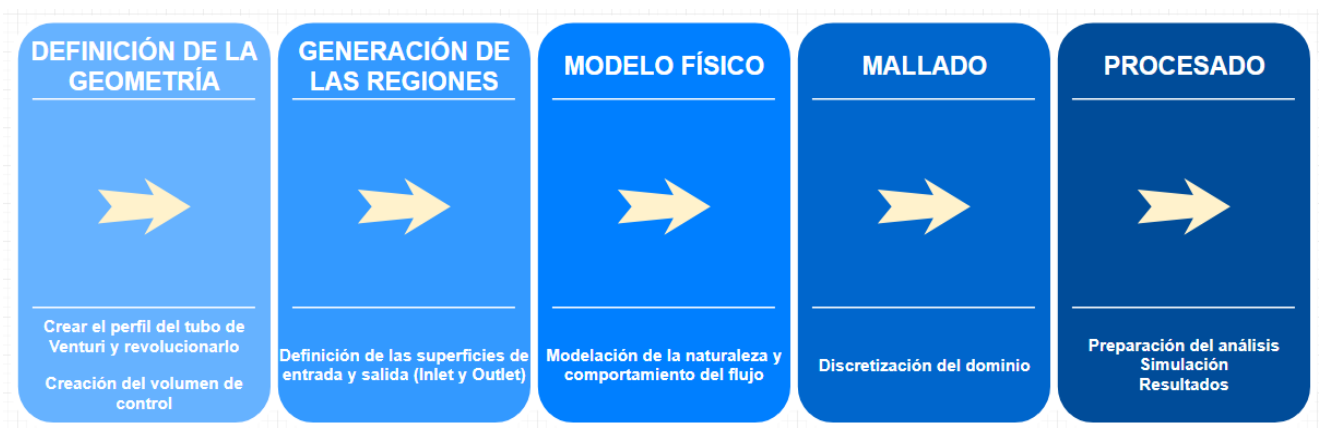


Ilustración 6.1: Proceso CFD.

- Definición de la geometría: en primer lugar, se deberá crear en el programa la geometría anteriormente diseñada en CAD con el programa *SolidWorks*, dado el elevado número de elementos de tornillería, se ha decidido suprimir éstos para reducir el coste computacional, por lo que se simplificará notablemente el proceso de mallado y simulación. Por otro lado, será necesario definir la geometría que abarcará el flujo de agua.
- Generación de las regiones: una vez definida la geometría se deberá generar las regiones, imponiendo las condiciones de contorno oportunas para cada una de ellas.
- Mallado: se creará una malla que discretizará la geometría en pequeñas regiones. Con este paso se determinará la precisión y fidelidad de la simulación, donde una

mallas más finas proporcionarán resultados más precisos y realistas pero con la contrapartida de aumentar considerablemente el tiempo de simulación.

- Definición del modelo físico: el objetivo principal se basa en definir el tipo o naturaleza del fluido con el que va a trabajar la simulación. Se deberán definir las propiedades del mismo para conocer su comportamiento.
- Procesado: en primer lugar, se debe determinar los parámetros propios de la simulación y definir la tipología de ésta, es decir, se definirán las gráficas, tablas etc. con los parámetros que se quieren analizar. Después, se ejecutará la simulación y se deberá esperar un determinado tiempo (dependiendo de la magnitud del estudio y de las características del ordenador empleado podrá durar más o menos). Finalmente, será necesario interpretar los resultados ofrecidos por la simulación para determinar su validez y verificación.

2. GEOMETRÍA

En este apartado se diferenciarán las dos geometrías principales. En primer lugar, se tendrá el ensamblaje que conforma el tubo de Venturi el cual se ha modelizado en la propia herramienta de CAD del programa. Se han definido los elementos principales del tubo de Venturi (garganta, tobera difusor y bridas) de acuerdo con las medidas establecidas en el “documento 11: Planos”, para simplificar el problema y evitar tiempos de espera muy largos, se han suprimido las arandelas tuercas y tornillos:

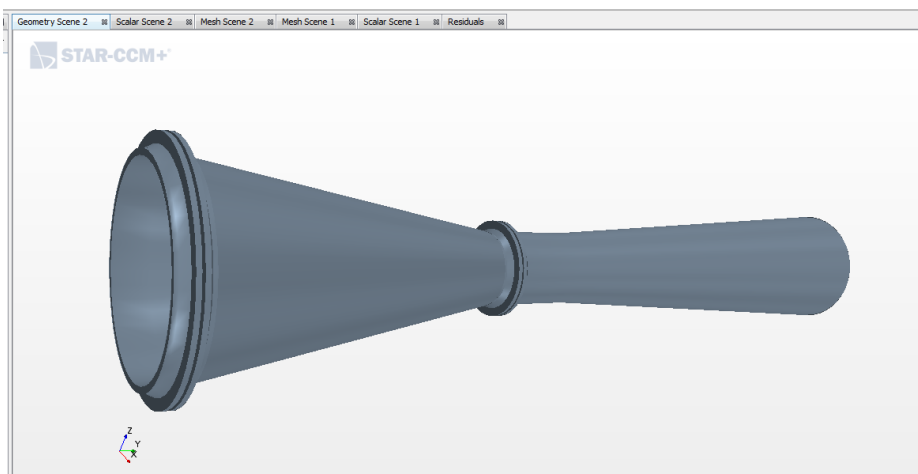


Ilustración 6.2: Geometría diseñada.

Por otro lado, se ha creado un bloque que encierra al tubo de Venturi con objeto de simular el tramo del río donde se encuentra ubicado el sistema.

2.1. Tubo de Venturi

Para la creación de la geometría que representa le tubo de Venturi se han tomado las medidas reflejadas en el documento PLANOS. En el programa se han seguido los siguientes pasos:

- Geometry → 3D-CAD Models → New
- XY → Create Sketch

En este punto se han ido introduciendo las medidas de los diferentes elementos:

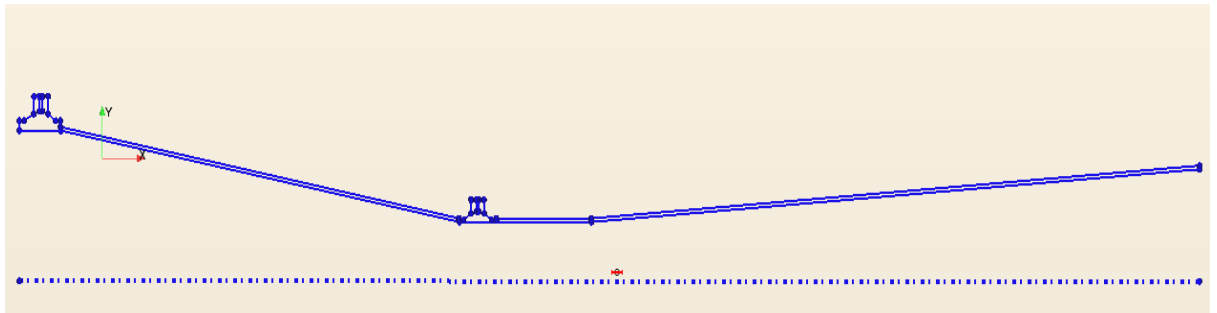


Ilustración 6.3: Plano diseñado.

- Sketch 1 → Revolve: una vez creada la geometría se ha extruido por revolución seleccionando el eje constructivo de la geometría y determinando una revolución completa de 360°.

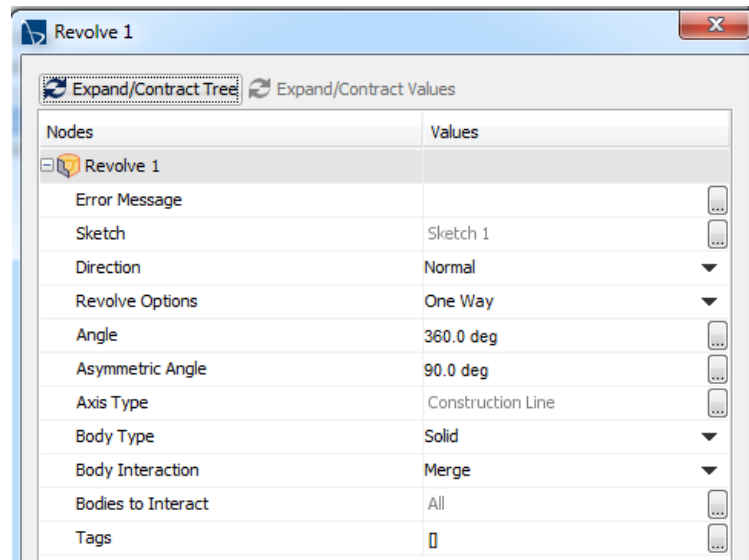


Ilustración 6.4: Revolución de la geometría.

2.2. Volumen de control

Con objeto de simular el tramo de río donde se encuentra ubicado el sistema, se crea un bloque. Los pasos para la creación de este volumen que se deben seguir en la interface que ofrece el programa son:

- Geometry → Parts → New Shape Part → Block.

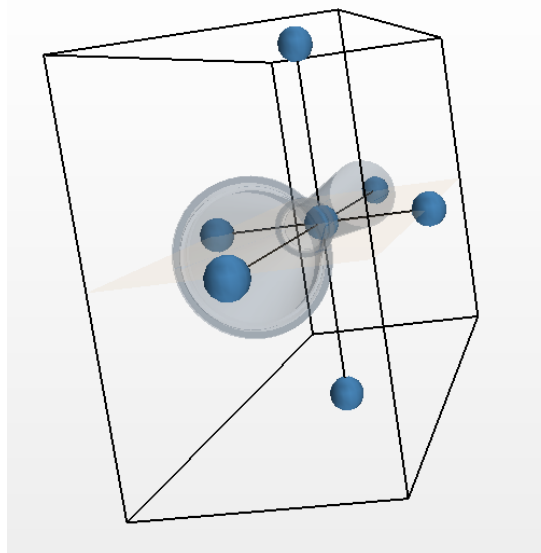


Ilustración 6.5: Volumen de control.

3. REGIONS

El objeto de esta parte es definir completamente las regiones del sistema para que el programa pueda comprender la situación en la que se encuentra realmente el tubo de Venturi. Para ello, se siguen las siguientes pautas:

- Regions → Boundaries → Block.Inlet → Properties → Type → Velocity Inlet
Sobre esta superficie se especifica la velocidad del agua, en este caso será de 0,709 m/s.
- Regions → Boundaries → Block.Outlet → Properties → Type → Pressure Outlet
Physics Values → Pressure → Method → Constant

A continuación, se define el tubo de Venturi como un modelo fijo, es decir, se configura el programa para que considere que el tubo no se va a mover como consecuencia de la incidencia del agua:

- Regions → Body1 → Physics Values → Motion Specification → Motion → Stationary

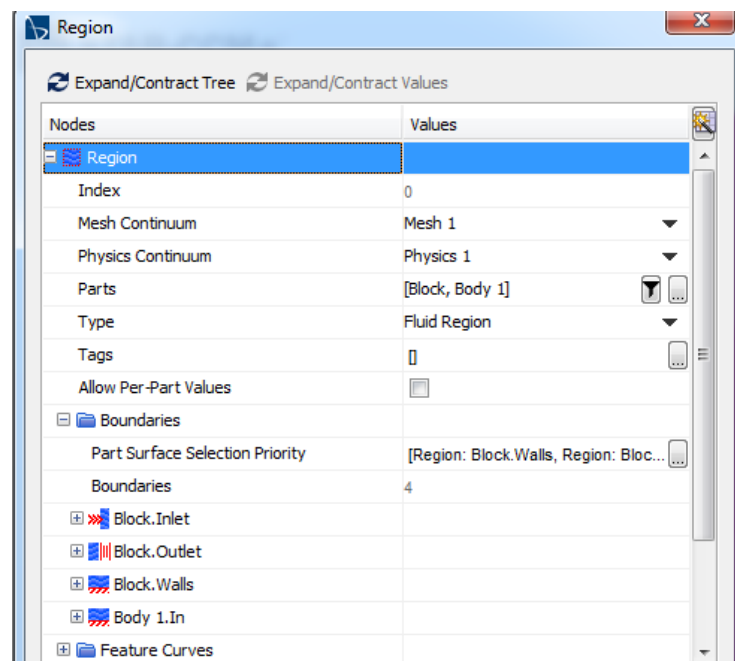


Ilustración 6.6: Definición de las regiones.

4. MALLADO

En este capítulo se procede a describir como se ha realizado la operación de mallado. Un elemento o celda es la unidad de volumen que define la malla dividiendo la geometría en pequeñas regiones. Existen dos categorías básicas: mallado estructurado (retícula de líneas coordenadas) y mallado no estructurado (red sin ninguna dirección preferente).

Los requerimientos básicos que debe poseer la malla son los siguientes:

- Malla apropiada al flujo que se prevea.
- Mayor resolución en las zonas de gradientes elevados.
- Distribución regular, sin grandes variaciones
- Evitar celdas angulosas (elementos singulares).
- Adaptar el tamaño global de la malla a la precisión buscada, al tiempo de proceso disponible y a la potencia de cálculo del ordenador.

Las mallas estructuradas, generalmente, ofrecen mejores prestaciones que las no estructuradas. Además, la regularidad del mallado permite estrategias de ahorro de número de celdas, disminuyendo la densidad de la malla frente a la opción no estructural, lo que repercute en tiempos de operación menores. Por consiguiente, la opción de mallado seleccionada es la estructurada ya que ofrece resultados aceptables con un coste computacional en términos de tiempo y memoria relativamente bajos.

Los modelos para generar la malla son los siguientes:

- Geometry→Operations→Automated Mesh→Trimmed Cell Mesher, Surface Remesher, Surface Wrapper y Prism Layer Mesher.

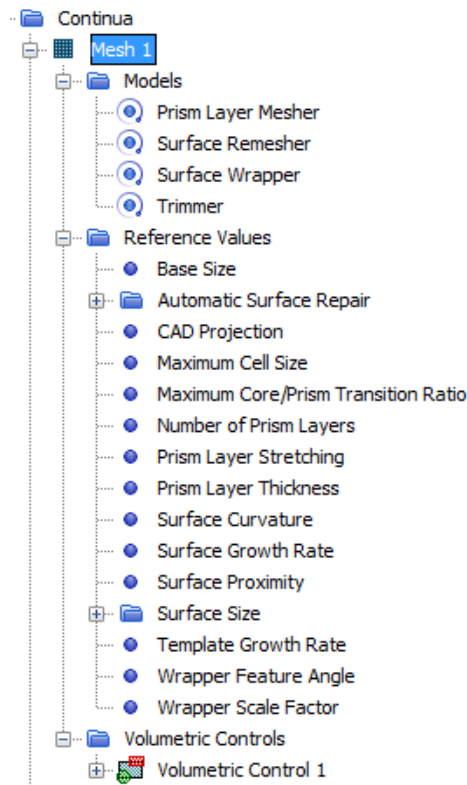


Ilustración 6.7: Modelos de mallado escogidos.

A continuación, con objeto de entender mejor los principales controles predeterminados que ofrece el programa con la siguiente tabla se explica el significado de cada uno de ellos:

Controles predeterminados	Descripción
Base Size = 80 mm	Longitud que se toma como referencia a partir de la cual se indicarán otras magnitudes. Es decir, cuando se desee modificar la malla, por ejemplo refinándola, únicamente se deberá cambiar el Base Size, ya que el resto de parámetros están relacionados con el tamaño base.
Target Size = 80 mm	Tamaño máximo de una celda estándar para el proceso de mallado.
Minimun Size = 20 mm	Tamaño mínimo de una celda estándar para el proceso de mallado.

Surface Growth Rate = 1.3	El gradiente con el que irán creciendo las celdas contiguas en una superficie, se trata del cociente entre el tamaño característico de los lados de ambas.
---------------------------	--

Tabla 6.1: Valores de los parámetros principales del mallado.

Para la creación del remallado, se crea un nuevo volumen de control, esta vez que englobe el tubo de Venturi sin dejar grandes distancias entre los límites del mismo. Para ello, se procede igual que en la creación del volumen principal de control. A continuación, se selecciona en el apartado correspondiente el nuevo bloque (Block 2) y se introducen los parámetros para refinar la malla, destaca la elección de una malla un 50% más pequeña que en el mallado del bloque principal, esto se debe a que es esta parte la que interesa que ofrezca mejores resultados:

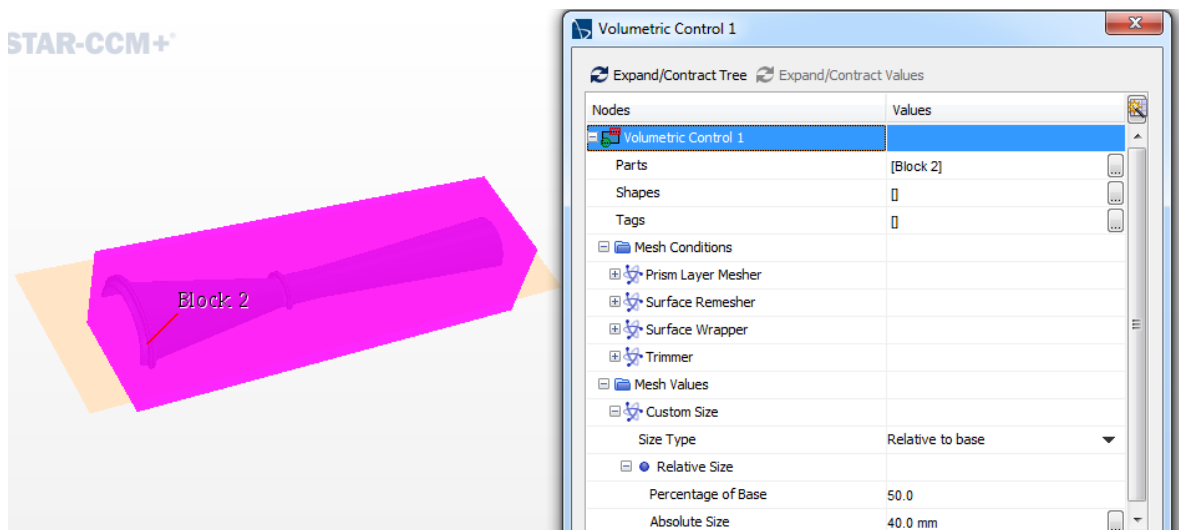


Ilustración 6.8: Mallado refinado.

Finalmente, se muestra la malla obtenida en la simulación:

STAR-CCM+

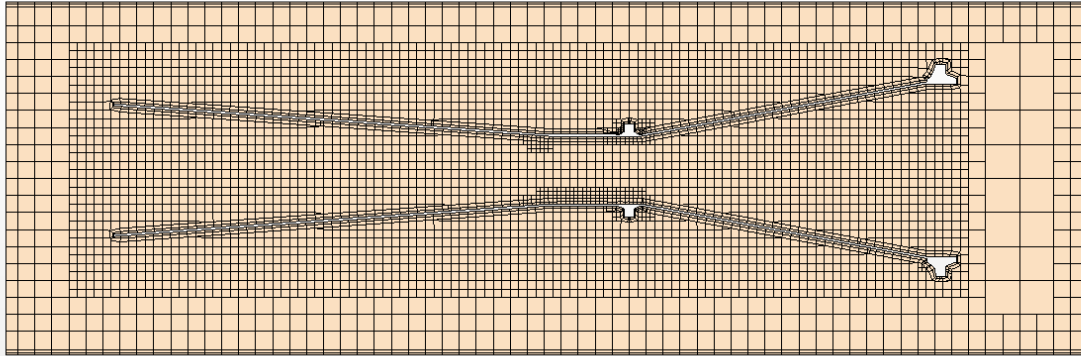


Ilustración 6.9: Resultados del mallado.

5. DEFINICIÓN DE LOS MODELOS FÍSICOS

A continuación, se definen las propiedades físicas del sistema para que el software modele el fluido según las características y naturaleza que éste posea. Para ello, habrá que realizar los siguientes pasos:

- Continua → New → Physics Continuum
- Continua → Physics 1 → Models → Select Models

Llegados a este punto, se despliega una ventana con diferentes propiedades para definir el comportamiento del fluido:

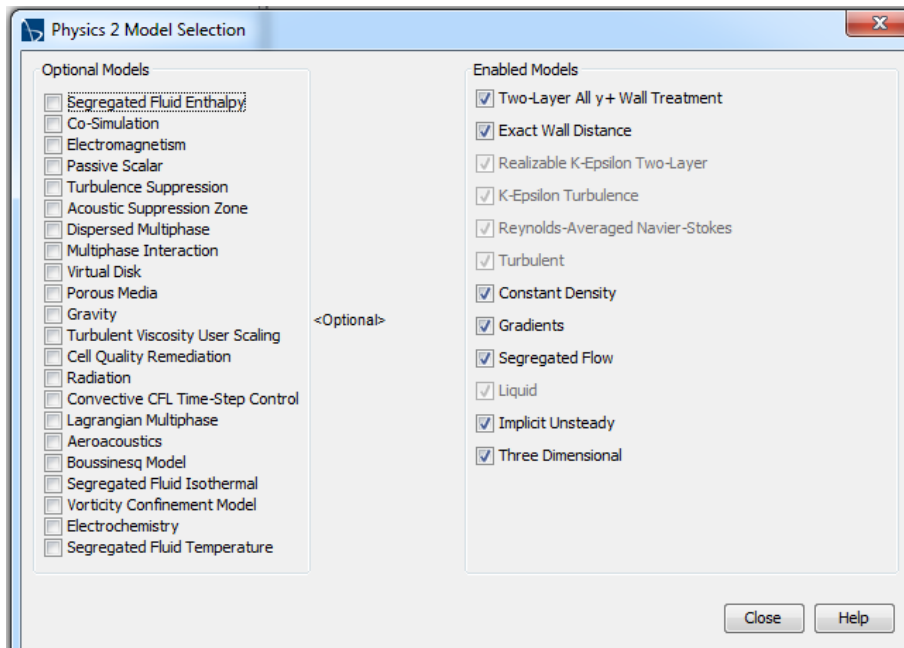


Ilustración 6.10: Definición de modelos físicos.

Para la caracterización del sistema objeto de estudio se han seleccionado las siguientes opciones:

- Space: Three Dimensional. Para poder estudiar el sistema en las tres dimensiones cartesianas.
- Time: Implicit Unsteady. Se selecciona el modelo implícito ya que se tiene un fluido con un régimen turbulento y no estacionario dado que se pretende observar cómo se comportará el fluido a su paso por el tubo de Venturi.
- Material: Liquid. Ya que el fluido será agua en su estado líquido. Segregated Flow. Porque se recomienda esta opción cuando el fluido es incompresible o con muy poca compresibilidad como ocurre en este caso. Constant Density. Ya que el agua no experimenta cambios bruscos de densidad. Turbulento. Como ya se ha comentado anteriormente al obtener el número de Reynolds el régimen del fluido se considera turbulento. Al haber escogido esta configuración se selecciona de forma automática Reynolds-Averaged Navier-Stokes.
- Modelo: $k - \epsilon$. Debido a que es uno de los modelos de turbulencia más comunes utiliza dos ecuaciones de transporte para representar las propiedades turbulentas del flujo. La primera variable de este modelo es la energía cinética turbulenta (K), dicha variable determina la intensidad turbulenta, mientras que la segunda variable representa la disipación turbulenta (Epsilon). Automáticamente se

incluirá la opción Realizable Two- Layer All-y+ Wall treatment y Transition Boundary Distance. Con éstos el programa determina aquellas regiones donde la turbulencia es prácticamente despreciable con lo que se agiliza el proceso de simulación.

6. PREPROCESADO

En este apartado se definirán las gráficas (Plots) e informes (Reports) que se desean calcular. Los Plots son representaciones gráficas de uno o varios Reports. El proceso de creación se explica a continuación:

- Reports → New Report
- Plots → New Plot

6.1. Derived Parts

El objetivo de este aspecto es crear un plano donde se proyectarán los resultados del análisis. En el presente estudio, el plano definido abarcará desde la entrada del tubo de Venturi hasta su salida por el difusor, siendo éste paralelo a la propia dirección del flujo de agua. Los pasos que se han seguido para la visualización de los resultados en el plano definido son:

- Derived Parts → New Part → Section → Plane

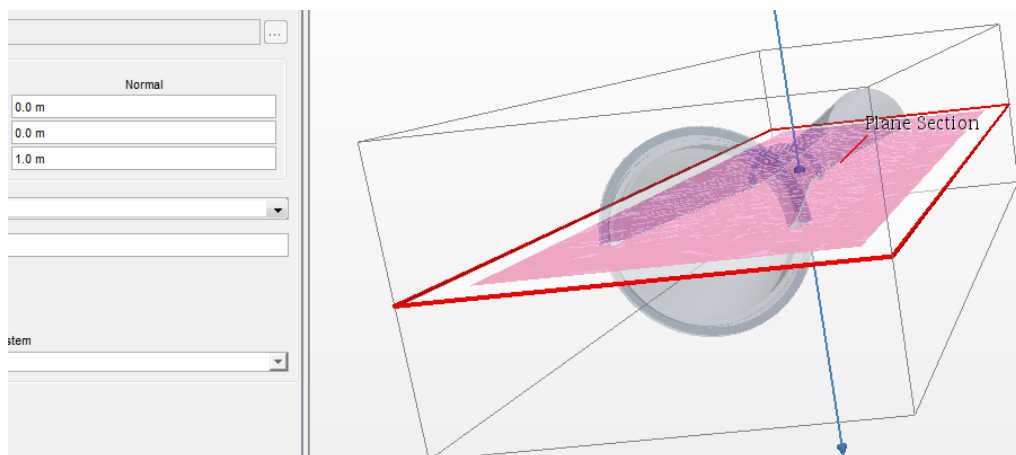


Ilustración 6.11: Plano transversal.

6.2. Stopping Criteria

El objetivo de este apartado es establecer unos límites a la simulación, es decir, definir en qué momento se debe detener la simulación. Para fijar el número de iteraciones se han realizado varias simulaciones variando este valor hasta encontrar una solución en la cual no existan irregularidades y las curvas presentadas sean suaves, sin cambios bruscos. Durante las primeras iteraciones, la solución no será uniforme, sin embargo, a medida que el proceso avanza las curvas comienzan a sofocarse en cuanto a velocidad y presión.

En este caso dado que por la malla creada y la potencia del ordenador el tiempo entre iteraciones no es muy elevado se ha fijado el número de pasos máximo en 1000.

6.3. Scenes

Las Scenes son representaciones que nos ofrece el programa sobre las diferentes regiones. Éstas pueden basarse en una única celda y mostrar un valor escalar, un vector, la geometría o una representación de la malla creada anteriormente. El proceso de creaciones de estas visualizaciones es:

- Scenes → New → Scalar

Cada una de las representaciones tiene dos aspectos principales: Displayers y Atributtes. En la opción de atributos se han dejado los valores por defecto que ofrece el programa. En la sección de visualización se selecciona Volume Mesh dentro del apartado Representation para que se apliquen los resultados a las celdas. En caso de querer visualizar la geometría habría que seleccionar la opción Geometry.

Para la creación de las representaciones asociadas a una magnitud escalar el procedimiento es:

- Scalar Scene 1 → Displayers → Displayers 1 → Scalar Field

En el apartado Function se deberá seleccionar la magnitud escalar que se quiere representar. Con Auto Range es posible seleccionar varias opciones según se quiera

mostrar los valores máximos y mínimos, o por el contrario, se quieran escoger manualmente. Clip proporciona la opción de mostrar únicamente valores por encima del mínimo, por debajo del máximo o entre ambos. Junto con la opción anterior permite representar solo aquellas celdas que estén entre los valores que interesen.

7. REPORT

Para obtener el valor de la fuerza de arrastre que genera el fluido sobre el tubo de Venturi se debe crear un report y seleccionar la opción force:

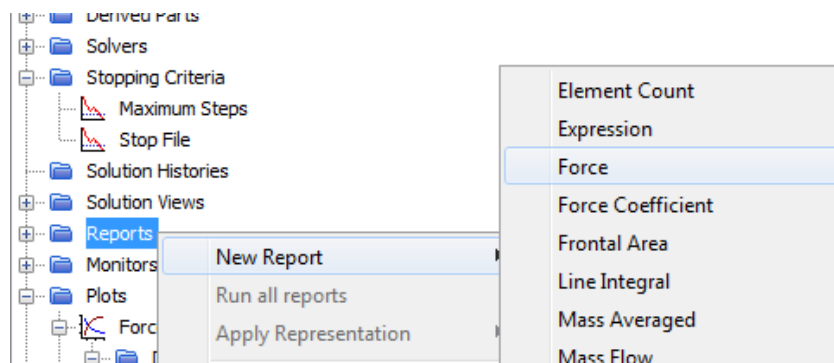


Ilustración 6.12: Obtención de la fuerza de arrastre.

Dado que únicamente se quiere obtener la fuerza de arrastre sobre el tubo de Venturi se selecciona en regions el cuerpo del Venturi y se arrastra hasta el report, soltándolo sobre éste. Finalmente, para una mejor visualización de los resultados se crea la siguiente gráfica:

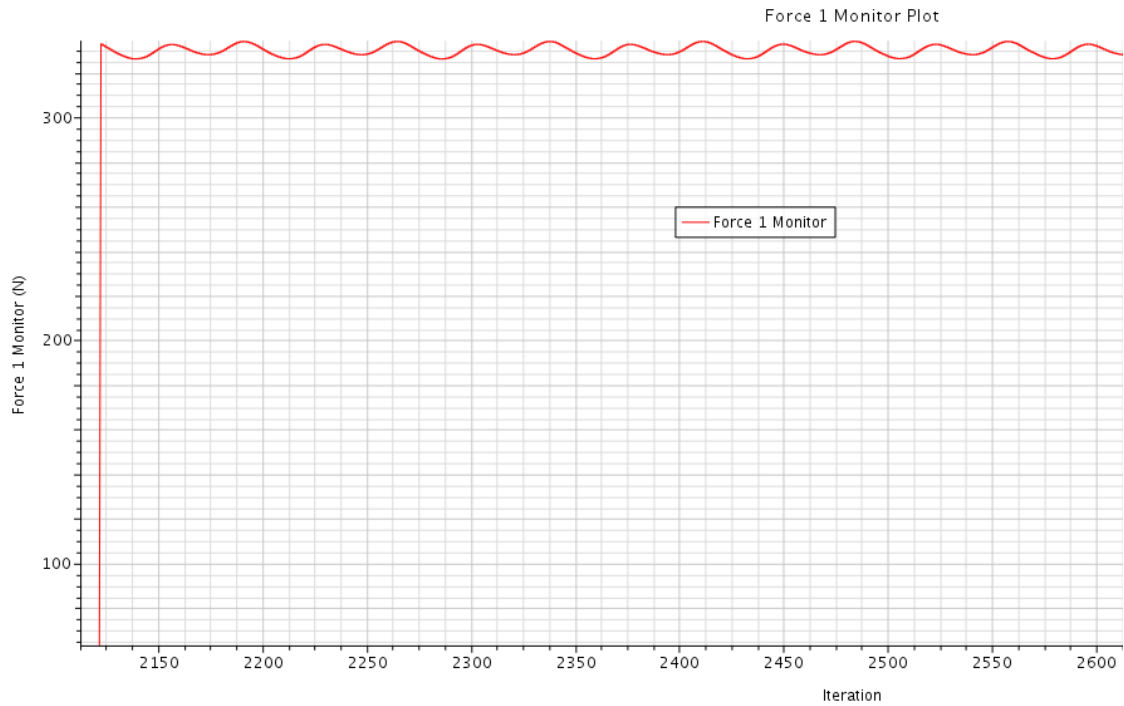


Ilustración 6.13: Resultados fuerza de arrastre.

Como se observa, el valor de la fuerza se encuentra alrededor de los 310 N y será este valor el que se empleará, por tanto, para el cálculo del dimensionamiento del sistema de anclaje.

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

DOCUMENTO 7- ASPECTOS ECONÓMICOS

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

ÍNDICE ASPECTOS ECONÓMICOS

1. MATERIALES	176
1.1. Componentes diseñados	176
1.2. Componentes comerciales	177
2. EQUIPOS.....	178
2.1. Sistema eléctrico.....	178
3. MANO DE OBRA	179
3.1. Fase de fabricación y premontaje	179
4. MONTAJE.....	179
4.1. Montaje estructural	179
4.2. Montaje de instalaciones	179
5. PRESUPUESTOS PARCIALES	180
6. ANÁLISIS DE RENTABILIDAD	181
6.1. Introducción.....	181
6.2. Datos iniciales	182
6.3. Análisis económico	183
6.4. Hoja de cálculo	186
6.5. Capacidad de abastecimiento eléctrico.....	188
6.6. Caso subvencionado	189
6.7. Comparación con el mercado	192

1. MATERIALES

1.1. Componentes diseñados

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PLANO	PESO (kg)	PRECIO (€/kg)	TOTAL (€)
1.1	Tubo de Venturi Tobera Material AISI 304.	1	P-4	164,07	1,34	219,85
1.2	Tubo de Venturi Garganta Material AISI 304.	1	P-7	26,54	1,34	35,56
1.3	Tubo de Venturi Difusor Material AISI 304.	1	P-9	243,10	1,34	325,75
1.4	Sujeción turbina superior. Material AISI 304.	2	P-5	0,38	1,34	1,01
1.5	Sujeción turbina inferior. Material AISI 304.	2	P-6	0,15	1,34	0,40
1.6	Rejilla filtrante. Material AISI 304.	1	P-7	21,43	1,34	28,71
1.7	Brida DN 760 con cuello para soldar Material AISI 304.	2	P-10	88,27	1,34	236,56
1.8	Brida DN 320 con cuello para soldar Material AISI 304.	2	P-3	14,44	1,34	38,69
TOTAL CAPÍTULO 1.1:						886,53 €

1.2. Componentes comerciales

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNIDAD (€/u)	TOTAL (€)
1.9	Turbina UnderWater 100. Ampair	1	1.045,64	1.045,64
1.10	Perfil de acero IPE 160 Longitud 820 mm Material AISI 4340.	1	10,20	10,20
1.11	Bloque hormigón en masa <i>2,5 m x 1,5 m x 0,2 m</i>	0,75	77,09 €/m ³	57,81
1.12	Placa de anclaje <i>360 mm x 300 mm x 20 mm</i> <i>Pernos de anclaje</i> <i>4 Ø 12</i>	1	50,63	50,63
1.13	Tornillo M27 L160 DIN 931.	24	8,95	214,8
1.14	Tornillo M20 L80 DIN 931.	12	1,90	22,8
1.15	Tornillo M8 L40 DIN 931.	1	0,47	0,47
1.16	Tornillo M8 L60 DIN 931.	2	0,59	1,18
1.17	Tuerca M27 DIN 934	24	1,43	34,32
1.18	Tuerca M20 DIN 934	12	0,45	5,4
1.19	Tuerca M8 DIN 934	3	0,07	0,21

1.20	Arandela Ø27 DIN 125	48	0,44	21,12
1.21	Arandela Ø20 DIN 125	24	0,18	4,32
1.22	Arandela Ø8 DIN 125	6	0,04	0,24
TOTAL CAPÍTULO 1.2:				1.469,15 €

RESÚMEN CAPÍTULO 1.1.

1.1. COMPONENTES DISEÑADOS.....	886,53 €
1.2. COMPONENTES COMERCIALES.....	1.469,15€
TOTAL CAPÍTULO 1	2.355,68 €

2. EQUIPOS

2.1. Sistema eléctrico

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO (€/u)	TOTAL (€)
2.1	Regulador 12V	1	218,75	218,75
2.2	Inversor voltaje 12v a 230v 100w	1	84,32	84,32
TOTAL CAPÍTULO 2.1:				303,75€

3. MANO DE OBRA

3.1. Fase de fabricación y premontaje

CÓDIGO	PROCESO	TIEMPO (h)	PRECIO (€/h)	TOTAL (€)
3.1	Calderería	10	25	250
3.2	Soldadura	5	50	250
3.3	Torneado	4	20	80
3.4	Taladrado	2	10	20
TOTAL CAPÍTULO 3.1:				600€

4. MONTAJE

4.1. Montaje estructural

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	TIEMPO (h)	PRECIO (€/h)	TOTAL (€)
4.1	Tubo de Venturi	24	10	240
4.2	Apoyo	12	10	120
TOTAL CAPÍTULO 4.1:				360 €

4.2. Montaje de instalaciones

CÓDIGO	PROCESO	TIEMPO (h)	PRECIO (€/h)	TOTAL (€)
4.5	Sistemas eléctricos	4	15	60
TOTAL CAPÍTULO 4.2:				60 €

RESÚMEN CAPÍTULO 4.

4.1. MONTAJE ESTRUCTURAL.....	360 €
4.2. COMPONENTES COMERCIALES.....	60 €
TOTAL CAPÍTULO 4.....	420 €

5. PRESUPUESTOS PARCIALES

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

CAPÍTULO 1: MATERIALES.....	2.355,68 €
CAPÍTULO 2: EQUIPOS.....	303,07 €
CAPÍTULO 3: MANO DE OBRA.....	600 €
CAPÍTULO 4: MONTAJE.....	420 €
TOTAL PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL.....	3.687,75 €

Asciende el presente presupuesto de ejecución material a la expresada cantidad de:

TRES MIL SEISCIENTOS OCHENTA Y SIETE EUROS CON SETENTA Y CINCO CÉNTIMOS

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL.....	3.687,75 €
GASTOS GENERALES (12%).....	441,45 €
BENEFICIO INDUSTRIAL (6%).....	220,72 €
TOTAL.....	4.349,92 €
IVA (21%).....	913,48 €
TOTAL PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA.....	5.263,40 €

Asciende el presente presupuesto de ejecución por contrata a la expresada cantidad de:

CINCO MIL DOCIENTOS SESENTA Y TRÉS EUROS CON CUARENTA CÉNTIMOS

6. ANÁLISIS DE RENTABILIDAD

6.1. Introducción

Los crecimientos producidos en los precios de la electricidad, el abaratamiento de algunas tecnologías renovables y las políticas de fomento del uso de energías verdes son los alicientes para plantearse la idea del auto-abastecimiento energético.

Los principales beneficios derivan de una menor dependencia del sistema eléctrico, es decir, una reducción de los costes energéticos ya que no se deberá pagar por la energía auto-consumida. Asimismo, en zonas rurales o aisladas, esta opción puede convertirse en una solución para el abastecimiento energético.

En España, el elevado coste de la energía supone un incentivo para el desarrollo de sistemas para el autoconsumo y es que España se encuentra entre los países más caros en lo que a electricidad se refiere, sobrepasando la media europea con creces. A continuación, se muestra una tabla donde se puede observar el precio en euros por kilovatio hora para los diferentes países de la Comunidad Europea de los últimos años durante el primer semestre:

	Electricity prices (per kWh)					
	Households (€)			Non-Household (€)		
	2015s1	2016s1	2017s1	2015s1	2016s1	2017s1
EU-28	0.209	0.205	0.204	0.121	0.116	0.114
Euro area	0.220	0.218	0.220	0.126	0.122	0.121
Belgium	0.213	0.254	0.280	0.110	0.112	0.113
Bulgaria	0.094	0.096	0.096	0.069	0.100	0.076
Czech Republic	0.139	0.142	0.144	0.077	0.073	0.069
Denmark	0.307	0.309	0.305	0.090	0.095	0.082
Germany	0.295	0.297	0.305	0.151	0.151	0.152
Estonia	0.130	0.121	0.121	0.089	0.088	0.087
Ireland	0.243	0.232	0.231	0.142	0.133	0.124
Greece	0.177	0.172	0.194	0.129	0.117	0.107
Spain	0.231	0.219	0.230	0.117	0.111	0.106
France	0.168	0.169	0.169	0.103	0.096	0.099
Croatia	0.132	0.131	0.120	0.092	0.090	0.087
Italy	0.245	0.241	0.214	0.161	0.153	0.148
Cyprus	0.196	0.153	0.186	0.139	0.105	0.141
Latvia	0.164	0.163	0.159	0.118	0.117	0.118
Lithuania	0.126	0.123	0.112	0.099	0.094	0.084
Luxembourg	0.177	0.170	0.162	0.093	0.087	0.078
Hungary	0.113	0.111	0.113	0.087	0.081	0.074
Malta	0.126	0.126	0.128	0.160	0.142	0.141
Netherlands	0.199	0.162	0.156	0.090	0.086	0.082
Austria	0.201	0.203	0.195	0.104	0.103	0.093
Poland	0.144	0.133	0.146	0.088	0.081	0.088
Portugal	0.228	0.235	0.228	0.114	0.113	0.115
Romania	0.130	0.126	0.120	0.083	0.076	0.077
Slovenia	0.159	0.162	0.161	0.083	0.085	0.078
Slovakia	0.151	0.142	0.144	0.113	0.109	0.115
Finland	0.155	0.154	0.158	0.071	0.069	0.067
Sweden	0.185	0.189	0.194	0.062	0.062	0.065
United Kingdom	0.213	0.195	0.177	0.149	0.138	0.127
Iceland	0.120	0.131	0.160		0.074	0.080
Liechtenstein	0.184	0.166	0.172	0.164	0.146	0.130
Norway	0.161	0.152	0.164	0.077	0.074	0.071
Montenegro	0.098	0.096	0.097	0.077	0.079	0.077
Former Yugoslav Republic of Macedonia	0.083	0.082	0.082	0.084	0.082	0.056
Albania	0.081	0.082	0.084			
Serbia	0.058	0.064	0.066	0.060	0.067	0.064
Turkey	0.136	0.127	0.105	0.082	0.074	0.063
Bosnia and Herzegovina	0.081	0.083	0.086	0.063	0.061	0.059
Kosovo*	0.063	0.059	0.066	0.076	0.075	0.080
Moldova	0.082	0.096	0.098	0.071	0.083	0.083
Ukraine		0.025	0.039			

Tabla 7.1 : Evolución precios kWh en Europa (2015-2017).

6.2.Datos iniciales

En el presente caso, para la implantación del sistema de captación energética fluvial, se definirán en primer lugar las condiciones de partida con el objetivo de proceder al estudio básico de rentabilidad.

- Inversión inicial: 5.263,40 € Obtenida del presupuesto a abonar por parte del consumidor.
- Producción anual: 648 kWh Obtenida de los cálculos para la aplicación del sistema en Lasarte. Se consideran todos los kWh producidos como ingreso ya que son los que se descontarían de la factura de la compañía eléctrica.
- Índice de precios al consumidor (IPC): es una medida estadística de la evolución de los precios de los bienes y servicios que consume la población residente en viviendas familiares en España. Según los datos obtenidos del Instituto Nacional

- de Estadística con fecha inicial en febrero de 2017 y final en febrero de 2018 el valor del IPC para el País Vasco es de un 1,1%.
- Incremento anual de la electricidad: teniendo en cuenta que durante los últimos 10 años el valor de la electricidad se ha incrementado en más de un 70%, es decir, un 7% al año y en vista a que no se esperan mejoras en el corto-medio plazo, se tomará un valor de un 5%.
 - Precio de consumo €/kWh: atendiendo a los valores registrados en la Red Eléctrica de España (REE) se establece un valor de 0,23 €/kWh
 - Pérdida de producción anual: se considera unas pérdidas de la producción anual del 0,1%, éstas pueden ser debidas por ejemplo a la red de distribución, en este caso como la zona de producción se encuentra cercana a la zona de consumo no deberían ser muy elevadas.
 - Mantenimiento: al ser una única instalación y un proyecto pequeño, sin un gran número de elementos, se tomará un costo de 5€ anuales desde el primer año, es decir, que a este depósito le afectará el valor del IPC incrementándose.
 - Reserva reparaciones: se considerará una pequeña partida anual de 5€ en vista a reparaciones potenciales que se irá incrementando con los años, este depósito se utilizará en caso de que fuera necesario reemplazar algún componente dañado o repararlo.
 - Horizonte temporal: el periodo de tiempo para el cual se estima que el proyecto pueda cumplir cabalmente con sus objetivos es de 25 años.

6.3. Análisis económico

Una vez definidas las condiciones de contorno, se elaborará una hoja Excel para facilitar la visualización y la comprensión de los resultados. A continuación, se definen los aspectos económicos que se van a estudiar:

- Valor actual Neto (VAN): el valor actual neto de un proyecto es una medida de la rentabilidad absoluta neta que proporciona el proyecto, es decir, mide en el instante inicial del mismo el crecimiento de valor que proporciona.

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t}$$

Donde:

F_t son los flujos de dinero en cada periodo t .

I_0 es la inversión realiza en el momento inicial ($t = 0$).

n es el número de periodos de tiempo.

k es el tipo de descuento o tipo de interés exigido a la inversión. La tasa de descuento es el coste de capital que se aplica para determinar el valor actual de un pago futuro (1%).

- $VAN > 0$ el valor actualizado de los cobros y pagos futuros de la inversión, a la tasa de descuento elegida generará beneficios.
 - $VAN = 0$ el proyecto de inversión no generará ni beneficios ni pérdidas, siendo su realización, en principio, indiferente.
 - $VAN < 0$ el proyecto de inversión generará pérdidas, por lo que deberá ser rechazado.
- Tasa Interna de Retorno (TIR): es otro indicador de la rentabilidad de un proyecto, está definida como la tasa de interés con la cual el valor actual neto (VAN) es igual a cero. Es decir, es el porcentaje de beneficio o pérdida que tendrá una inversión para las cantidades que no se han retirado del proyecto.

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1 + TIR)^t}$$

- Si $TIR > k$, el proyecto de inversión será aceptado. En este caso, la tasa de rendimiento interno que obtenemos es superior a la tasa mínima de rentabilidad exigida a la inversión.
- Si $TIR = k$, estaríamos en una situación similar a la que se producía cuando el VAN era igual a cero. En esta situación, la inversión podrá llevarse a cabo si mejora la posición competitiva de la empresa y no hay alternativas más favorables.
- Si $TIR < k$, el proyecto debe rechazarse. No se alcanza la rentabilidad mínima que se le pide a la inversión.

- Flujo de caja (Cash Flow): hace referencia a las salidas y entradas netas de dinero que tiene el proyecto en un periodo determinado.
- Payback: es el plazo de recuperación que determina el momento en el que se recupera el dinero de una inversión, teniendo en consideración los efectos del paso del tiempo en el dinero:

$$P.R = \frac{\text{Inversión}(\text{€})}{(\text{ingresos} - \text{gastos})\text{anuales} (\text{€/año})}$$

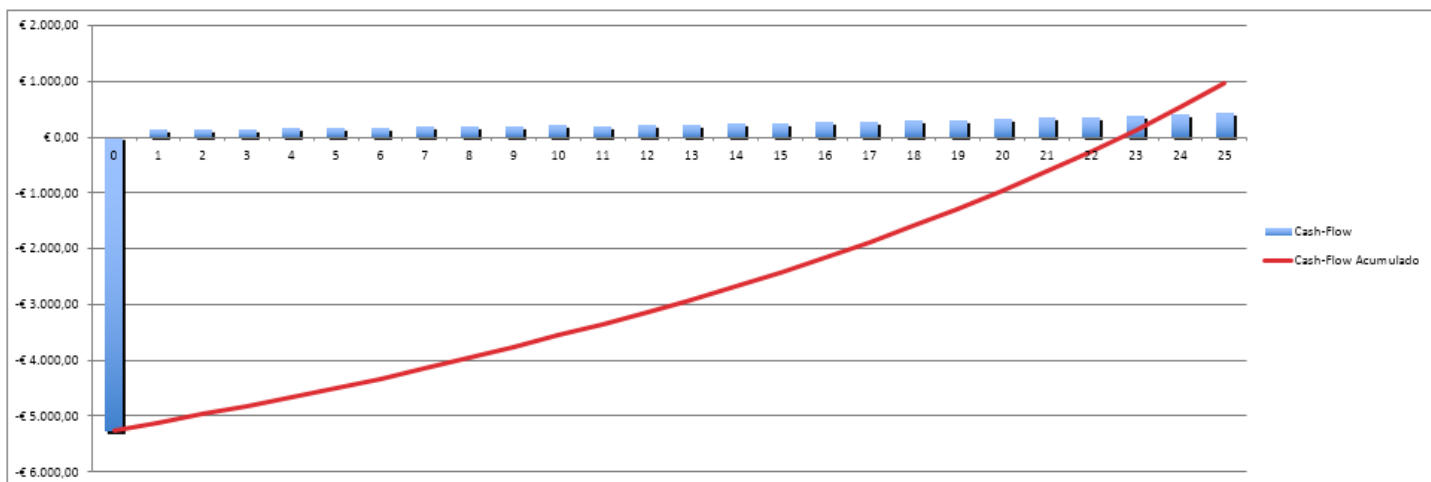
- Índice de energía: es el costo del kWh generado:

$$I.E = \frac{\text{Inversión}(\text{€})}{\text{Energía producida} \left(\frac{\text{kWh}}{\text{año}}\right)} = \frac{5.263,40}{648} = 8,12 \text{ cent} \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$$

6.4. Hoja de cálculo

DATOS INSTALACIÓN	
Localidad	LASARTE
Producción anual	648 kWh
Pérdidas anuales producción	0,10%
Presupuesto	5.263,40 €
Energía autoconsumida	0,23 €/kWh
Incremento anual electricidad	5%
IPC	1,1%
Tipo de interés	1%

Tabla 7.2: Datos iniciales introducidos.



RESULTADO FINANCIERO	
VAN	88,48 €
TIR	1,11%
Pay-Back (años)	22
Ahorro acumulado	959,93 €

Ilustración 7.1: Resultados hoja Excel.

RESUMEN ANUAL																										
Año	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Producción electricidad (kWh)	-	648	647	647	646	645	645	644	643	643	642	642	641	640	640	639	638	638	637	636	636	635	635	634	633	633
Entradas (€)																										
Autoconsumo	-	152,27	159,73	167,55	175,75	184,35	193,37	202,84	212,77	223,18	234,11	245,57	257,59	270,20	283,42	297,30	311,85	327,12	343,13	359,92	377,54	396,02	415,41	435,74	457,07	479,45
Subvenciones	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Total	-	152,27	159,73	167,55	175,75	184,35	193,37	202,84	212,77	223,18	234,11	245,57	257,59	270,20	283,42	297,30	311,85	327,12	343,13	359,92	377,54	396,02	415,41	435,74	457,07	479,45
Salidas (€)																										
Capital propio	5.263,00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Punto de conexión	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Tasas / Impuestos	-	5,00	5,05	5,10	5,15	5,20	5,26	5,31	5,36	5,41	5,47	5,52	5,58	5,63	5,69	5,75	5,80	5,86	5,92	5,98	6,04	6,10	6,16	6,22	6,29	6,35
Mantenimiento	-	5,26	5,32	5,38	5,44	5,50	5,56	5,62	5,68	5,74	5,80	5,86	5,92	5,98	6,04	6,10	6,16	6,22	6,28	6,34	6,40	6,46	6,52	6,58	6,64	6,70
Reserva reparaciones	-	5,26	5,32	5,38	5,44	5,50	5,56	5,62	5,68	5,74	5,80	5,86	5,92	5,98	6,04	6,10	6,16	6,22	6,28	6,34	6,40	6,46	6,52	6,58	6,64	6,70
Total	- 5.263,00	- 10,26	- 10,37	- 11,21	- 12,14	- 13,13	- 14,18	- 15,29	- 16,46	- 17,70	- 19,01	- 20,39	- 21,84	- 23,36	- 24,95	- 26,60	- 28,31	- 30,08	- 31,91	- 33,80	- 35,75	- 37,76	- 39,83	- 41,96	- 44,15	- 46,40
Resultados (€)																										
Cash-Flow	- 5.263,00	142,01	149,36	146,34	154,33	162,72	171,52	180,77	190,48	200,67	211,37	199,35	210,91	223,05	235,81	249,20	263,27	278,05	293,58	309,88	326,99	344,97	363,84	383,66	404,47	426,32
Cash-Flow Acumulado	- 5.263,00	- 5.120,99	- 4.971,63	- 4.825,29	- 4.670,96	- 4.508,24	- 4.336,72	- 4.155,95	- 3.965,47	- 3.764,79	- 3.553,42	- 3.354,07	- 3.143,16	- 2.920,11	- 2.684,31	- 2.435,11	- 2.171,83	- 1.893,78	- 1.600,20	- 1.290,33	- 963,33	- 618,36	- 254,52	129,14	533,61	959,93

6.5.Capacidad de abastecimiento eléctrico

Atendiendo al estudio realizado por el IDAE [13] sobre el consumo del sector residencial en España, se ha podido obtener una estimación del consumo eléctrico por diversos usos y total de una vivienda. Un hogar en España suele consumir al año alrededor de 8000 kWh, así, en el caso que nos concierne se podría abastecer más del 8% del gasto anual. Desglosando este consumo según los diferentes usos se obtiene que los gastos energéticos en una vivienda típica por orden son:

1. Calefacción: media anual de 5.172 kWh.
2. Electrodomésticos: 1.924 kWh.
3. Agua Caliente Sanitaria: 1.877 kWh.
4. Cocina: 737 kWh.
5. Iluminación: 410 kWh.
6. Aire acondicionado: 170 kWh.

Los electrodomésticos que más consumen en los hogares son:

1. Frigorífico: 662 kWh al año.
2. Congelador: 563 kWh.
3. Televisión: 263 kWh.
4. Lavadora: 255 kWh.
5. Secadora: 255 kWh.
6. Lavavajillas: 246 kWh.
7. Ordenador: 172 kWh

Por lo tanto, considerando estas medias anuales, el sistema de captación energética sería capaz de abastecer la totalidad de la iluminación y aire acondicionado o una importante parte de los electrodomésticos.

Además, si el presente estudio se proyectase para el suministro eléctrico de una estación de aforo el equipo podría facilitar la mayoría o toda la potencia eléctrica necesaria ya que su consumo es menor que el de una vivienda.

Por otro lado, otro aspecto a considerar es la eficiencia energética que supone ya que cada kWh generado con energía renovable evita la emisión a la atmósfera de

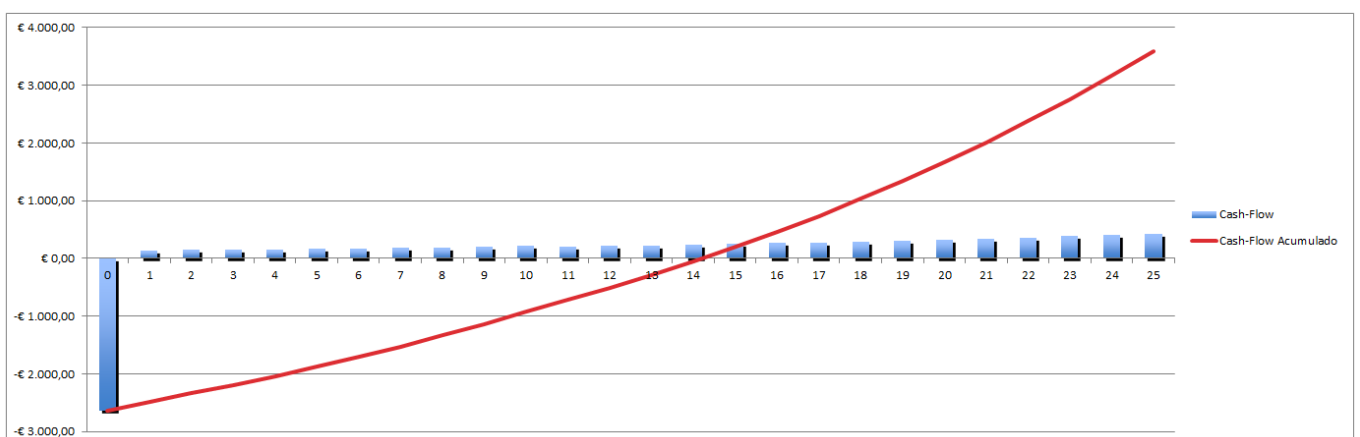
aproximadamente 400 gramos de CO₂, en el caso de generación eléctrica con carbón, o aproximadamente 200 gramos de CO₂, en el caso de generación eléctrica con gas natural.

Combustible	kWh	Factor de emisión (Kg de CO ₂ eq/kWh)	Kg de CO ₂ eq
Gas natural	648	0,2016	130,6368
Gasóleo	648	0,2628	170,2944
Fuel	648	0,2736	177,2928
GLP Genérico	648	0,234	151,632
Carbón nacional	648	0,4032	261,2736
Carbón de importación	648	0,3564	230,9472
Gas butano	648	0,2383	154,4184

Tabla 7.3: CO₂ equivalente producido.

6.6. Caso subvencionado

Se ha considerado interesante estudiar una situación en la que se haya recibido una subvención, debido a la facilidad que presentan este tipo de tecnologías para adquirir ayudas económicas para su desarrollo. Por ello, manteniendo todos los parámetros anteriores sin variación alguna, se supone una subvención para la financiación del 50% de la instalación, es decir, se reciben 2.631 €. Los resultados obtenidos son entonces:



RESULTADO FINANCIERO

VAN	2.693,43 €
TIR	6,44%
Pay-Back (años)	14
Ahorro acumulado	3.590,93 €

Ilustración 7.2: Resultados caso subvención.

RESUMEN ANUAL																										
Año	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Producción electricidad (kWh)	-	648	647	647	646	645	645	644	643	643	642	642	641	640	640	639	638	638	637	636	636	635	635	634	633	633
Entradas (€)																										
Autoconsumo	-	152,27	159,73	167,55	175,75	184,35	193,37	202,84	212,77	223,18	234,11	245,57	257,59	270,20	283,42	297,30	311,85	327,12	343,13	359,92	377,54	396,02	415,41	435,74	457,07	479,45
Subvenciones	2631																									
Total	2.631,00	152,27	159,73	167,55	175,75	184,35	193,37	202,84	212,77	223,18	234,11	245,57	257,59	270,20	283,42	297,30	311,85	327,12	343,13	359,92	377,54	396,02	415,41	435,74	457,07	479,45
Salidas(€)																										
Capital propio	5.263,00																									
Punto de conexión	-																									
Tasas / Impuestos																										
Mantenimiento	-	5,00	5,05	5,10	5,15	5,20	5,26	5,31	5,36	5,41	5,47	5,52	5,58	5,63	5,69	5,75	5,80	5,86	5,92	5,98	6,04	6,10	6,16	6,22	6,29	6,35
Reserva reparaciones		5,26	5,32	16,11	16,27	16,43	16,59	16,76	16,93	17,10	17,27	40,70	41,10	41,51	41,93	42,35	42,77	43,20	43,63	44,07	44,51	44,95	45,40	45,86	46,32	46,78
Total	- 5.263,00	10,26	10,37	21,21	21,42	21,63	21,85	22,07	22,29	22,51	22,74	46,22	46,68	47,15	47,62	48,10	48,58	49,06	49,55	50,05	50,55	51,05	51,56	52,08	52,60	53,13
Resultados (€)																										
Cash-Flow	- 2.632,00	142,01	149,36	146,34	154,33	162,72	171,52	180,77	190,48	200,67	211,37	199,35	210,91	223,05	235,81	249,20	263,27	278,05	293,58	309,88	326,99	344,97	363,84	383,66	404,47	426,32
Cash-Flow Acumulado	- 2.632,00	- 2.489,99	- 2.340,63	- 2.194,29	- 2.039,96	- 1.877,24	- 1.705,72	- 1.524,95	- 1.334,47	- 1.133,79	- 922,42	- 723,07	- 512,16	- 289,11	- 53,31	195,89	459,17	737,22	1.030,80	1.340,67	1.667,67	2.012,64	2.376,48	2.760,14	3.164,61	3.590,93

6.7. Comparación con el mercado

Finalmente, resultaría de gran interés observar la diferencia entre el producto estrella del mercado y el propio.

Actualmente, pese a que esta tecnología se encuentra en plena fase de desarrollo algunas empresas ya se han consolidado un puesto en el mercado, la más relevante parece ser *Smart Hydro Power*, una empresa con sede en Alemania que buscan la implementación de proyectos de energías renovables asequibles que mejoren la productividad y el nivel de vida de las personas. Ya han prestado sus servicios en países como Alemania, Colombia, Indonesia, Nigeria, Perú e India, entre otros.

Las turbinas que ofrece esta empresa son:

- **SMART MONO FLOAT:** esta turbina está diseñada para ríos, cuenta con un protector de escombros reforzado y con un sistema de anclaje patentado. El anclaje se puede hacer al fondo del río, a un puente o a un bloque a la ribera del río. Precio: 14.580€.

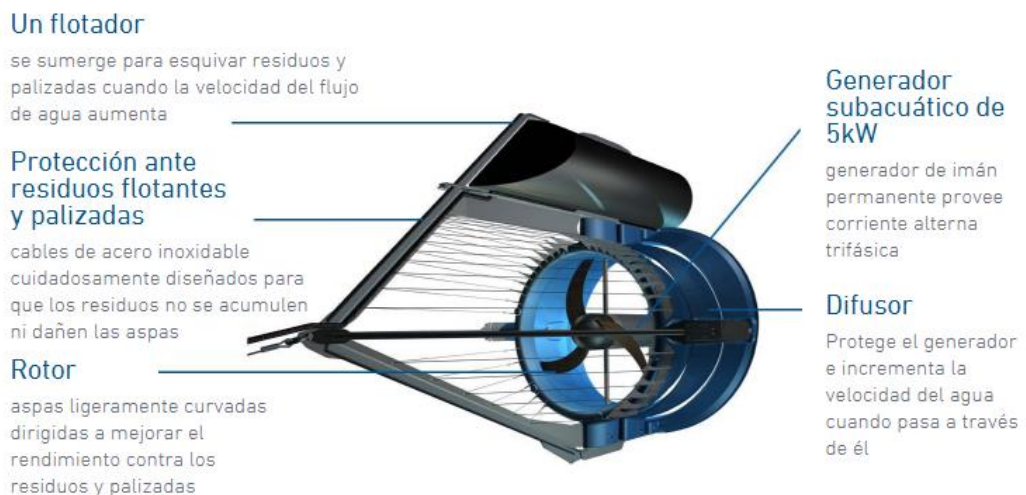


Ilustración 7.3: Turbina Smart Mono Float.

- **SMART FREE STREAM:** esta turbina es instalada en el lecho del río o canal. Especialmente apropiada para ser instalada en conductos o detrás de plantas hidroeléctricas tradicionales. Precio: 12.490 €.

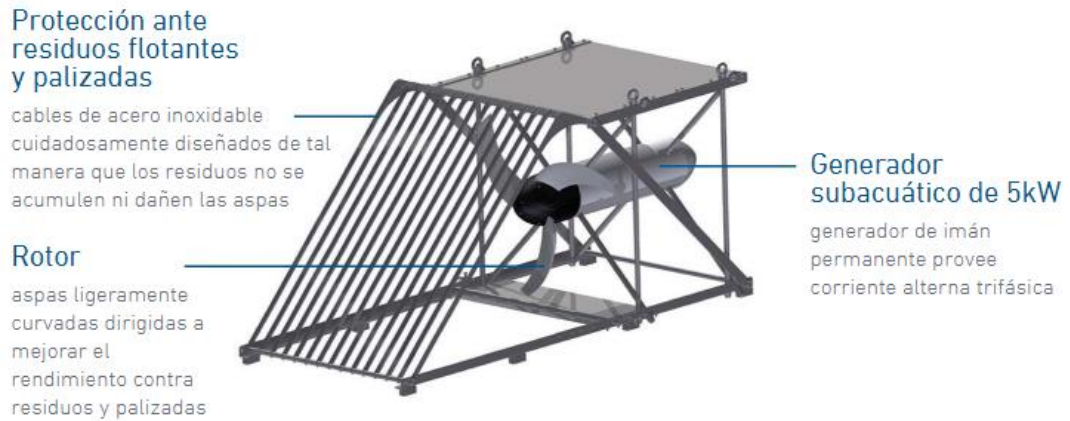


Ilustración 7.4: Turbina Smart Free Stream.

Como se puede observar la solución presentada en el presente proyecto es más económica y asequible para el cliente, si bien es cierto que la capacidad de generación eléctrica es mayor en el caso de las turbinas *Smart*. Sin embargo, en el caso de la *Mono Float* la profundidad mínima del río debe ser de 2 metros lo cual en el presente caso no es posible garantizar esta altura durante todo el año. Por otro lado, para la opción *Free Stream*, la velocidad del río Oria (0,528 m/s) no permitiría aprovechar la totalidad capacidad de generación eléctrica, obteniendo por lo tanto valores muy bajos en términos de potencia que no saldrían rentables para una inversión tan elevada, además, optar por acoplar un tubo de Venturi a esta opción (como se ha realizado en el propio estudio) sería inviable dimensionalmente y encarecería agravantemente la inversión inicial. Por consiguiente, queda demostrado que el diseño propuesto podría ser capaz de competir con las actuales soluciones que ofrece el mercado.

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

DOCUMENTO 8- CONCLUSIONES

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

1. CONCLUSIONES

Con el presente documento se pretende mostrar la solución final por la que se ha optado, evaluando de este modo su validez. En primer lugar, se ha realizado una búsqueda exhaustiva del emplazamiento, antes de comenzar se había especificado que la localización tendría lugar en la Comunidad Autónoma del País Vasco, por lo que se ha tenido que solicitar y analizar los registros anuales de los ríos de dicha comunidad autónoma, siendo el que mayor caudal y profundidad media anual posee el río Oria.

Una vez obtenidos los datos de partida, se ha realizado el diseño y cálculo de los elementos que componen el sistema de captación energética fluvial tal y como se había especificado en el alcance del estudio, incluyendo la elección de una turbina hidrocíntrica comercial, en concreto, se ha optado por la turbina *UnderWater100* de la compañía *Ampair*. Los elementos diseñados, además, han sido calculados para garantizar el cumplimiento de los requisitos de resistencia y estabilidad de acuerdo con las solicitudes y condiciones a las que se encuentra expuesta la instalación. Éstos son: sujeción superior e inferior de la turbina, pilar, placa de anclaje y zapata.

Por otro lado, se ha realizado una estimación del costo global que podría alcanzar la ejecución del proyecto, valorando el precio de los materiales de fabricación necesarios, componentes comerciales, mano de obra, montaje y aún no siendo objeto del proyecto se ha considerado oportuno la reserva de una cierta cantidad de dinero para los sistemas eléctricos. Por consiguiente, el desembolso inicial que debe abonar el cliente será de 5.263,40 €.

Con un valor de la inversión inicial aproximada, se ha realizado un análisis de rentabilidad, donde se han mostrado algunos aspectos financieros relevantes que podrían interesar al inversor, entre ellos, se ha obtenido una tasa interna de rentabilidad del 1,11%. Además, dada la facilidad con la que es posible la obtención de subvenciones para la financiación de este tipo de proyectos renovables, se han recalculado los balances económicos para una subvención del 50% de la inversión inicial, obteniendo en este caso unos resultados aún más atractivos, en este caso la tasa interna de rentabilidad aumenta hasta un 6,44%. Finalmente, se ha realizado una comparación con dos de las opciones que ofrece el mercado hidrocíntrico, donde se ha observado que el prototipo propuesto sería capaz de competir dentro de este sector, ya que las dimensiones son similares y pese

a obtener una menor capacidad de generación eléctrica, el precio final con respecto a las soluciones del mercado es más asequible.

Para el desarrollo del estudio han sido necesarias varias herramientas informáticas, las cuáles han supuesto una clara simplificación de parte de los cálculos. Para la obtención de fuerzas y momentos soportados por el pilar se utilizó el programa “*Cespla*”, para la obtención de la fuerza de arrastre que sufre el tubo de Venturi se usó “*Star CCM+*”, para el diseño en 3D y la elaboración de los planos “*SolidWorks*” y por último, la aplicación “*Microsoft Excel*” para el desarrollo de hojas de cálculo y gráficas.

Por último, concluir que la solución final proyectada es capaz de la generación eléctrica de forma renovable reduciendo de este modo la emisión de gases contaminantes que tanto están afectando hoy en día. Además, cabe destacar que sin el conjunto diseñado y calculado para el acople de la turbina, ésta sola no hubiese sido capaz de generar electricidad alguna ya que la velocidad inicial que ofrece el río no es suficiente. Todo esto, unido a una inversión inicial no elevada, se traduce en un sistema interesante para su inversión.

Cabe destacar que a lo largo de la elaboración de este estudio, se ha comprobado que existen diversas soluciones posibles cada una de ellas con sus ventajas y desventajas, por lo tanto, es necesario valorar los recursos de los que se disponen y en un momento determinado, tomar una decisión razonándola y justificándola para ofrecer una solución viable.

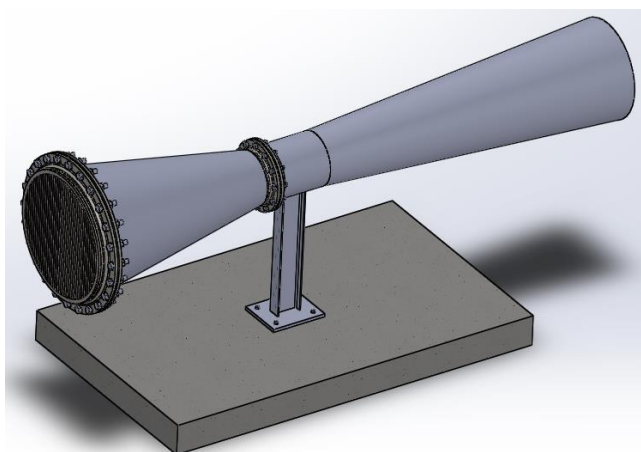


Ilustración 8.1: Solución final.

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

DOCUMENTO 9- BIBLIOGRAFÍA

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

ÍNDICE BIBLIOGRAFÍA

1. NORMAS Y DISPOSICIONES LEGALES	197
2. PUBLICACIONES	197
3. PÁGINAS WEB.....	198
4. MANUALES Y CATÁLOGOS CONSULTADOS	199
5. PROGRAMAS INFORMÁTICOS UTILIZADOS PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO	200

1. NORMAS Y DISPOSICIONES LEGALES

- UNE-157001-2002: “Criterios generales para la elaboración de proyectos”
- UNE-50132:94: “Numeración de las divisiones y subdivisiones en los documentos escritos”
- UNE-1.027-76 para el plegado de planos
- UNE-1.026-83 para el dimensionamiento del cajetín
- UNE-1.036 para las escalas adoptadas
- Código Técnico de la Edificación (CTE)
- Ley 38/1999 de 5 de noviembre, de Ordenación de Ordenación de la Edificación (LOE)
- Instrucción de Hormigón Estructural EHE-08
- Normas APA para las referencias bibliográficas
- Directiva 2009/28/CE, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables.
- Plan de Energías Renovables 2011-2020
- Plan de Energías Renovables 2005-2010
- UNE-5167: “Medición del caudal de fluidos mediante dispositivos de presión diferencial intercalados en conductos en carga de sección transversal circular. Parte 4: Tubos Venturi.”

2. PUBLICACIONES

- [1] Mikel Abasolo Bilbao, Santiago Navalpotro Cuenca, Edurne Iriondo Plaza (2015). “Diseño de máquinas”. UPV-EHU.
- [2] Munson, Bruce R., Young, Donald F., Okiishi, Theodore H. (2001). “Fundamentals of Fluid Mechanics”. Hardcover.
- [3] Agüera Soriano, José (2002). “Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas”. Ciencia 3.
- [4] Ingeniería, Estudios y Proyectos NIP, S.A. Ente Vasco de la Energía (EVE) (1995). “Minihidráulica en el País Vasco”. Ente Vasco de la Energía (EVE).

- [5] M.J. Khan a, G. Bhuyan, M.T. Iqbal, J.E. Quaiocoe (2008). “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review”. Elsevier.
- [6] Coz, F., Sánchez, T., Viani, B., Segura, J., Rodríguez, L., Miranda, H., & Moreno, L. (1995). “Manual de mini y microcentrales hidráulicas una guía para el desarrollo de proyectos”. Intermediate Technology Development Group, ITDG–PERU.
- [7] Argüelles, R. (2005). “Estructuras de acero 1: Cálculo”. Bellisco
- [8] Apuntes de Teoría de Estructuras y Construcciones Industriales (2016/2017).
- [9] Castro, Adriana (2006) “Minicentrales hidroeléctricas”. IDAE.
- [10] IDAE. “Impactos Ambientales de la Producción Eléctrica. Análisis de Ciclo de Vida de ocho tecnologías de generación eléctrica”. IDEA.
- [11] Nieto, J. (2005). “Cambio climático y protocolo de Kioto”. ICE
- [12] Kari Sørnes. (2010). “Small-scale Water Current Turbines for River Applications”. Zero.
- [13] IDAE. (2016) “Análisis del consumo energético del sector residencial en España”. IDAE

3. PÁGINAS WEB

- Consulta de normativa y certificaciones. Recuperado el 20 de noviembre de 2017: <http://www.aenor.es>
- Consulta de trabajos académicos de la Escuela de Ingeniería de Bilbao. Recuperado el 10 de diciembre de 2017: <https://www.addi.ehu.es>
- Consulta del Inventario de Minicentrales Hidroeléctricas de la CAPV. Recuperado el 14 de diciembre de 2017: <http://www.eve.eus/>
- Obtención de datos hidrológicos de la provincia de Vizcaya. Recuperado el 1 de noviembre de 2017: <http://web.bizkaia.eus/es>
- Obtención de datos hidrológicos de la provincia de Álava. Recuperado el 2 de noviembre de 2017: <http://www.araba.eus>
- Obtención de datos hidrológicos de la provincia de Guipúzcoa. Recuperado el 3 de noviembre de 2017: <http://www.gipuzkoa.eus/es>
- Consulta información sistemas de captación energéticos marinos. Recuperado el 19 de diciembre de 2017: <http://www.emec.org.uk/>

- Consulta de información hidrológica de la Comunidad Autónoma del País Vasco. Recuperado el 20 de diciembre de 2017: <http://www.uragentzia.euskadi.eus/>
- Consulta de información hidrológica de España. Recuperado el 21 de diciembre de 2017: <http://hispagua.cedex.es/>
- Consulta de información relativa a las energías renovables y factores de emisión de CO₂ en España. Recuperado el 4 de enero de 2018: <http://www.idae.es/>
- Consulta información financiera. Recuperado el 5 de abril de 2018: <http://www.ine.es/>
- Consulta de demanda y producción eléctrica en España. Recuperado el 6 de abril de 2018: <http://www.ree.es/es/>
- Consulta de costes de construcción aproximados para proyectos. Recuperado el 10 de abril de 2018: <http://www.generadordeprecios.info/>
- Fabricante turbinas hidrocínéticas. Recuperado el 13 de abril de 2018: <https://www.smart-hydro.de/>
- Evolución histórica energía renovable. Recuperado el 20 de abril 2018: <https://www.energias-renovables.com>
- Sistemas de anclaje marinos. Recuperado el 22 de abril de 2018: <http://aquaret.com/>

4. MANUALES Y CATÁLOGOS CONSULTADOS

- Catálogo turbina hidrocínética. Recuperado el 11 de abril de 2018: [http://www.marinewarehouse.net/images/ampair/Ampair%20Catalogue%20Web%20\(2010\).pdf](http://www.marinewarehouse.net/images/ampair/Ampair%20Catalogue%20Web%20(2010).pdf)
<http://www.seamap.com/products/ampair/ampair-uw100/>
- Catálogo bridas con cuello soldable. Recuperado el 11 de abril de 2018: http://www.almesa.com/wp-content/uploads/CATALOGO_TECNICO_ISO9001.pdf
- Catálogo tornillería. Recuperado el 11 de abril de 2018: <http://tindsa.es/wp-content/uploads/2013/02/General-Catalogue-2010.pdf>
- Prontuario perfiles metálicos. Recuperado el 24 de febrero de 2018: https://previa.uclm.es/area/ing_rural/Acero/Textos/ProntuarioPerfilesAcero.pdf

5. PROGRAMAS INFORMÁTICOS UTILIZADOS PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO

A lo largo del desarrollo del proyecto se han empleado diferentes programas informáticos con objeto de facilitar los cálculos y realizar tanto el diseño como los planos del conjunto.

- CESPLA: para el dimensionamiento del pilar de sustentación del tubo de Venturi a través del cálculo de las solicitaciones y flechas.
- SolidWorks 2017: para el diseño 3D de los diferentes elementos que componen el sistema, su ensamblaje y la realización de los planos.
- Star CCM+: para el análisis dinámico de fluidos computacional con el que se obtiene la fuerza de arrastre que ejerce el flujo de agua a su paso por el tubo de Venturi.
- Microsoft Office (Word, Excel y Power Point): para la redacción del proyecto, elaboración de hojas de cálculo y la presentación con diapositivas.

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

DOCUMENTO 10- PLIEGO DE CONDICIONES

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

ÍNDICE PLIEGO DE CONDICIONES

1.	DISPOSICIONES GENERALES	203
1.1.	Objeto.....	203
1.2.	Alcance	203
1.3.	Documentos del proyecto	204
1.4.	Compatibilidad y relación entre documentos	205
1.5.	Definición del diseño	206
1.6.	Normativa de carácter general	206
1.7.	Legalización.....	207
2.	CONDICIONES TÉCNICAS	207
2.1.	Funcionamiento	207
2.2.	Requisitos mecánicos.....	207
2.2.1.	Tubo de Venturi.....	207
2.2.2.	Sujeciones.....	208
2.2.3.	Viga de soporte.....	208
2.2.4.	Turbina	209
2.2.5.	Montaje.....	209
2.3.	Pruebas.....	209
2.4.	Mantenimiento	209
2.5.	Seguridad laboral	210
3.	CONDICIONES FACULTATIVAS	210
3.1.	Jefe de obra	210
3.2.	Obligaciones del contratista.....	211
3.3.	Plazos y comienzo de la fabricación.....	211
3.4.	Fallos de fabricación o en el montaje	212
3.5.	Plazo de garantía.....	212

4.	CONDICIONES ECONÓMICAS	213
4.1.	Gastos e impuestos.....	213
4.2.	Fianzas	213
4.3.	Devolución de la fianza	214
4.4.	Precios contradictorios.....	214
4.5.	Reclamación por aumento de precios	214
4.6.	Revisión de precios	215
4.7.	Pagos	215
4.8.	Formas de pago	215
4.9.	Indemnización por retraso de los trabajos	216
5.	CONDICIONES LEGALES	216
5.1.	Contrato	216
5.2.	Marco jurídico.....	216
5.3.	Medidas de seguridad	217
5.4.	Permisos y licencias.....	217
5.5.	Accidentes y daños a terceros	217
5.6.	Rescisión del contrato	217
6.	ANEXO I: MANUAL DE MANTENIMIENTO DEL FABRICANTE.....	219

1. DISPOSICIONES GENERALES

1.1. Objeto

La pretensión de esta especificación es establecer los requisitos para el diseño del tubo de Venturi, base del sistema de captación fluvial. Se determinarán los requisitos generales que se le exige al contratista, para la realización del proyecto “Sistema de captación energética fluvial”.

Además, se especificará las condiciones técnicas, facultativas, económicas y legales que se deben tomar en consideración para la correcta realización del proyecto, definiendo las obligaciones de las partes que intervienen en el proceso de ejecución.

No se detallarán todos los detalles constructivos del equipamiento, ya que es responsabilidad del contratista que dichos detalles constructivos, materiales y selección de componentes se encuentren en estricto acuerdo con las últimas normas de diseño, reglamentos y técnicas aplicables.

1.2. Alcance

La presente especificación únicamente establece las siguientes condiciones técnicas: requisitos mecánicos de los elementos, pruebas, mantenimiento del equipo empleado y las obligaciones técnicas requeridas para llevar a cabo de forma adecuada el proyecto.

Las condiciones facultativas establecerán las funciones y competencias de los “agentes” que intervienen en la ejecución del proyecto y las relaciones entre ellos.

Las condiciones económicas por su parte, van a definir las relaciones económicas entre la Propiedad y Contratista, con respecto al abono y recepción de las obras, así como la función de control a cumplir por el Director de Obra.

Finalmente, con las condiciones legales se manifestarán los aspectos legales sobre el contratista, tipo de contrato, jurisdicción competente, accidentes y daños y causas de rescisión del contrato.

1.3.Documentos del proyecto

A continuación, se definen los documentos que constituyen el presente proyecto:

- Documento nº1: Resumen
- Documento nº2: Índice General
- Documento nº3: Lista de tablas, ilustraciones y acrónimos
- Documento nº4: Memoria
- Documento nº5: Cálculos
- Documento nº6: Estudio dinámica de fluidos computacional
- Documento nº7: Aspectos económicos
- Documento nº8: Conclusiones
- Documento nº9: Cálculos
- Documento nº10: Pliego de condiciones
- Documento nº11: Planos

El contenido detallado de cada documento vendrá definido en el primer documento, Índice General, con objeto de ofrecer al lector una visión específica de los contenidos estudiados.

Los documentos contractuales son aquellos documentos que están incorporados en el contrato y que serán de obligado cumplimiento, exceptuando modificaciones o actualizaciones debidamente autorizadas. Estos documentos son:

- Planos
- Pliego de condiciones
- Aspectos económicos

En cuanto al resto de documentos o datos que forman parte del proyecto, se tratan de documentos puramente informativos. Éstos representan básicamente una opinión fundamentada y los datos que se recogen en ellos se han de considerar únicamente como

un suplemento de la información que el contratista ha de adquirir. Por lo que únicamente los mencionados documentos contractuales forman la base del contrato.

1.4. Compatibilidad y relación entre documentos

Los documentos que conforman el proyecto son totalmente compatibles entre sí, además de complementarse unos con otros. Sin embargo, se debe procurar que únicamente con la ayuda de los Planos y del Pliego de Condiciones se pueda llevar a cabo la ejecución del proyecto.

En cuanto al orden de prioridad se han de atender las siguientes consideraciones:

- El documento PLANOS tiene prioridad sobre cualquier otro en cuanto a aspectos dimensionales se refiere, en caso de existir alguna contradicción entre los documentos.
- El documento PLIEGO DE CONDICIONES tendrá máxima prioridad sobre los demás en todo lo referente a materiales, forma de ejecución, medición y valoración de la obra.
- El documento ASPECTOS ECONÓMICOS será el de mayor prioridad en cuanto a valorización de las unidades de obra.

No obstante, habrá que tener en cuenta el aspecto a considerar. Es decir, si se mira desde el punto de vista técnico-teórico, el documento de mayor relevancia será la “Memoria” y especialmente el documento “Cálculos”, seguido del documento “Planos”. Ahora bien, si se mira desde el punto de vista jurídico-legal, habrá que tomar en consideración primeramente el documento “Pliego de Condiciones”.

Lo que se haya expuesto en el presente Pliego de Condiciones y omitido en los Planos, o viceversa, deberá de ser ejecutado como si hubiera encontrado citado en ambos documentos, siempre que, a juicio del Director, queden suficientemente definidas las unidades de obra correspondientes y éstas tengan precio en el Contrato.

1.5. Definición del diseño

Diseño de un sistema de captación energética fluvial para su instalación en el río Oria, concretamente en:

Estación y código	Lasarte C9Z1		
Cuenca	Oria		
Coordenadas U.T.M. en metros	X=579431.41	Y=4789117.58	Z=17.00

Tabla 10.1: Ubicación de la instalación.

1.6. Normativa de carácter general

A parte de todas las prescripciones que se encuentran en el presente Pliego de Condiciones, serán de obligado cumplimiento, todas aquellas normas que puedan afectar a la ejecución del proyecto, tanto en el ámbito técnico como laboral.

Por lo tanto, regirán durante la realización del proyecto las siguientes disposiciones:

- Ley 31/1995, de 8 noviembre, de prevención de Riesgos Laborales.
- Ley 4/2009, de 14 de mayo, de protección del medio ambiente
- Reglamentación General de Contratación del Estado.
- UNE-157001:2002: “Criterios generales para la elaboración de proyectos”.
- CTE-SE-EA-2006: “Código Técnico de la Edificación, Seguridad Estructural, Acero”.
- UNE 14010:1971: “Examen y calificación de los operarios destinados a trabajos de soldeo eléctrico por arco, en las estructuras de acero”.
- EHE-2008 Instrucción del Hormigón Estructural
- Directiva 2009/28/CE, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables y por la que se modifican y se derogan las Directivas 2001/77/CE y 2003/30/CE
- Plan de Energías Renovables 2011-2020

- UNE-5167: “Medición del caudal de fluidos mediante dispositivos de presión diferencial intercalados en conductos en carga de sección transversal circular. Parte 4: Tubos Venturi.”
- Normativas DIN, ISO y UNE necesarias para el cumplimiento de un proyecto de estas características.

Por último, cabe destacar que será responsabilidad única del contratista que los detalles constructivos, materiales y elección de componentes, estén de acuerdo con las vigentes normas de diseño, reglamentos y técnicas aplicables.

1.7. Legalización

El contratista es responsable de la legalización y homologación como equipos suministrados ante los organismos competentes, de acuerdo a las normas legales locales, comarcales, nacionales y comunitarias.

2. CONDICIONES TÉCNICAS

2.1. Funcionamiento

Los elementos en su conjunto se diseñarán y construirán para una vida útil de “por vida”.

2.2. Requisitos mecánicos

2.2.1. Tubo de Venturi

- Todos los elementos de los cuales se compone el tubo de Venturi serán de acero inoxidable AISI 304.
- Las uniones soldadas tendrán las mismas características en toda la estructura para facilitar el montaje al operario.

- Se deberá garantizar unas condiciones adecuadas exentas de golpes y polvo para asegurar unas uniones soldadas duraderas.
- La tobera y garganta irán unidas mediante soldadura a dos bridas, las cuales se unirán mediante tornillería.
- La garganta y el difusor irán unidos directamente mediante soldadura.
- La bocatoma está compuesta por una rejilla filtrante soldada a una brida que se unirá con la tobera, que también cuenta con otra brida de las mismas características, mediante una unión atornillada.

2.2.2. Sujeciones

- El material de las sujeciones será acero AISI 304.
- Las uniones soldadas tendrán las mismas características en toda la estructura para facilitar el montaje al operario.
- Se deberá garantizar unas condiciones adecuadas exentas de golpes y polvo para asegurar unas uniones soldadas duraderas.
- Tanto las dos sujeciones superiores como la inferior, irán soldadas al tubo de Venturi y mediante una unión atornillada fijarán la turbina.

2.2.3. Viga de soporte

- El material de la viga soporte será S275JR y el perfil calculado IPE160.
- Las uniones soldadas tendrán las mismas características en toda la estructura para facilitar el montaje al operario.
- Se deberá garantizar unas condiciones adecuadas exentas de golpes y polvo para asegurar unas uniones soldadas duraderas.
- La viga soporte se encontrará soldada al tubo de Venturi y unida a la zapata a través de una placa de anclaje mediante pernos de anclaje de acero S275JR.
- Deberá cumplir con las especificaciones necesarias expuestas en el Código Técnico de la Edificación Seguridad Estructural-Acero y la Instrucción Española de Hormigón Estructural.

2.2.4. Turbina

- La turbina empleada será el modelo *UnderWater 100* de la empresa *Ampair*.
- Se debe comprobar que todos los elementos de los cuales se compone se han recibido así como verificar su buen estado.

2.2.5. Montaje

Los soldadores que vayan a intervenir en la realización de las uniones soldadas a mano en taller y/o a pie de obra, estarán calificados aptos de conformidad con la norma UNE 14010:1971.

La realización en taller se llevará a cabo de acuerdo con los Planos y Pliego de Condiciones, según los cuales el contratista preparará los planos de taller precisos para la ejecución de las piezas. Estos planos de taller se someterán a juicio del ingeniero para su conformidad, antes de dar comienzo a la realización en taller.

2.3.Pruebas

Una vez finalizado el completo montaje del sistema, se debe realizar una verificación del cumplimiento de los parámetros de funcionamiento mediante una prueba de puesta en marcha en obra. Si el director facultativo del proyecto lo considera adecuado o conveniente, se exigirá un certificado de un Laboratorio Oficial que garantice la calidad del acero utilizado.

2.4.Mantenimiento

La mantención e inspección de los componentes que conforman el sistema de captación energética será necesaria con objeto de asegurar el correcto funcionamiento y la durabilidad de la instalación. Los trabajos de mantenimientos serán:

- Comprobación de la obstrucción de la rejilla.
- Comprobación de la corrosión de los materiales.
- Comprobación de la erosión en la zapata.
- Comprobación del correcto funcionamiento de la turbina.

Para la comprobación de la turbina será necesario emplear el manual de mantenimiento del fabricante de la turbina, el cual se adjunta al final del presente Pliego de Condiciones.

A su vez, será responsabilidad del contratista el asegurar la disposición de los materiales y maquinaria que fuesen necesarios, así como el uso de mano de obra suficientemente cualificada para la realización de estas tareas.

2.5.Seguridad laboral

Será plena responsabilidad del contratista suministrar los elementos de protección necesarias a los trabajadores para asegurar su completa seguridad. Además, el personal será el responsable de hacer un buen uso de éstos siendo motivo de despido directo cualquier irresponsabilidad o imprudencia que haga peligrar la integridad de un operario o de cualquier persona. El contratista se debe asegurar de que en todo momento se cumple con la normativa de seguridad haciendo uso de los elementos suministrados para su fin.

3. CONDICIONES FACULTATIVAS

La dirección facultativa de la instalación y de la obra será cargo de un titulado en Ingeniería previamente seleccionado. Las obligaciones que recaen sobre éste serán la dirección y comprobación de los trabajos realizados, con autoridad completamente legal e indiscutible sobre los objetos y el personal de la obra, así como vigilar que el contratista cumpla las pautas que marca el proyecto.

3.1.Jefe de obra

El contratista será el encargado de elegir el jefe de obra adecuado para la correcta realización del proyecto. El jefe de obra será el representante oficial del contratista durante todo el proceso teniendo la obligación de hacer cumplir de forma clara y con autoridad lo estipulado en el proyecto.

El jefe de obra deberá dirigir la obra, coordinándola con lo expuesto en el proyecto, redactar las modificaciones al proyecto que crea oportunas, personarse físicamente allí donde se esté llevando a cabo el proyecto cuantas veces se le requiera y consignar en el Libro de Órdenes las instrucciones e incidencias.

En caso de darse la necesidad de realizar el cambio del jefe de obra, el contratista deberá informar previamente a la dirección facultativa, quedando en manos de la dirección la decisión a tomar.

3.2.Obligaciones del contratista

El contratista tendrá la responsabilidad de la obra en caso de incumplimiento de algunas de las especificaciones marcadas en el presente pliego siendo el segundo responsable el jefe de obra

El contratista será el encargado de escoger sus representantes en la obra entre ellos, el jefe de obra. Por otro lado, el contratista tiene la obligación de facilitar al ingeniero encargado de la dirección toda la información que sea necesaria al igual que deberá informar de cualquier incidencia. Será el encargado de cumplir los plazos de fin de obra estipulados siendo su responsabilidad. En caso de atrasos en el cumplimiento deberá informar de a la dirección de obra, quedando en manos de la dirección la decisión final a tomar.

El contratista facilitaría si fuese necesario cualquier certificado de calidad de los materiales, maquinaria y equipo empleado en la fabricación y se encargará de su correcto almacenamiento.

Además, el contratista tiene la obligación de acudir a todas las reuniones que organice la dirección facultativa y en caso de no acudir, deberá justificar dicha falta de asistencia así como nombrar un representante que asista a la reunión.

3.3.Plazos y comienzo de la fabricación

Los plazos de realización así como la fecha de comienzo de la fabricación vendrán definidos en el contrato siendo éste de obligado cumplimiento por el contratista. Cuando

se de comienzo a la obra el contratista será el encargado de dar parte a la dirección facultativa y se hará cargo de los atrasos potenciales. En caso de imprevistos, el contratista tiene la obligación de informar a la dirección facultativa inmediatamente y como ya se ha mencionado anteriormente quedará en manos de ésta última la decisión a tomar.

Los plazos podrán sufrir determinadas modificaciones por el director de obra como consecuencia de las exigencias en la realización del proyecto y siempre que dichos cambios influyan realmente en los plazos señalados en el contrato

Si por cualquier circunstancia ajena por completo al contratista, no fuera posible el inicio de los trabajos en la fecha estipulada o tuvieran que ser suspendidos una vez comenzados, se concederá por el director de obra la prórroga estrictamente necesaria.

3.4.Fallos de fabricación o en el montaje

La responsabilidad de la ejecución de los trabajos y de las faltas o defectos que se puedan dar en éstos por su mala ejecución o por deficiencia de calidad en los materiales o en la colocación de los distintos elementos recae única y exclusivamente en el contratista.

Además, si se dieran indicios de defectos o fallos en la ejecución será responsabilidad directa del contratista y los gastos respectivos al fallo o consecuentes al mismo correrán a su cuenta.

3.5.Plazo de garantía

El plazo de garantía para el sistema de captación energética fluvial será de dos años a contar desde la fecha de recepción provisional.

Dentro de este periodo, todos los arreglos como consecuencia de una mala construcción o montaje atribuibles al contratista correrán a su cargo.

Si se diera el caso en el que el director de obra tuviera indicios de que el ensamblaje de los elementos se ha realizado de forma deficiente dictaminará la reconstrucción y los cambios que crea oportunos y necesarios. Los cargos consecuentes de este tipo de incidencias serán responsabilidad del contratista, siempre y cuando se haya

probado la existencia de tales imperfecciones, sino será la propiedad la encargada de hacer frente a estos cargos.

4. CONDICIONES ECONÓMICAS

A continuación, se examinarán los aspectos económicos que conlleva la materialización del proyecto.

4.1. Gastos e impuestos

La totalidad de los gastos e impuestos de cualquier orden, que por disposición del Estado, Provincia o Municipio deriven del contrato, y se encuentren vigentes en la fecha de la firma del mismo, correrán por cuenta del contratista con excepción del impuesto sobre el valor añadido (IVA).

Las alteraciones tributarias establecidas con posterioridad al contrato afectarán al sujeto pasivo directo, sin que ninguna de las partes pueda repercutirlas entre sí. Bajo ningún concepto podrá ser causa de revisión la modificación del sistema tributario vigente a la firma del contrato.

4.2. Fianzas

De forma previa al comienzo de los trabajos, el contratista deberá facilitar la documentación bancaria necesaria para poder justificar su solvencia antes de ser contratado. Posteriormente, se deberá abonar una fianza del 10% del coste total de la obra. Siendo el objeto de esta fianza la utilización del dinero para reparaciones de daños causados por la materialización de los trabajos, alquiler de maquinaria y compra de materiales necesarios, entre otros.

4.3.Devolución de la fianza

La fianza depositada será devuelta al contratista en un plazo de siete (7) días una vez se haya firmado el acta de recepción definitiva, siempre y cuando se haya demostrado que no exista ninguna reclamación contra su persona por daños y perjuicios, deudas o indemnizaciones por accidentes laborales.

4.4.Precios contradictorios

En caso que fuese necesario definir un nuevo precio, se procederá a su estudio de la siguiente forma:

- El Adjudicatario formulará por escrito, bajo su firma, el nuevo precio que, a su juicio, deberá aplicarse
- La dirección técnica estudiará el que, según su criterio, deba emplearse.

En caso de acuerdo, se levantará un acta quedando de este modo formalizado el precio contradictorio. Si no hubiese acuerdo entre las dos partes, se propondrá a la propiedad que adopte la resolución que estime conveniente, que podrá ser aprobatoria del precio exigido por el Adjudicatario, o en otro caso, la segregación de la obra o instalación nueva, para ser ejecutada por la administración o por otro adjudicatario distinto.

La fijación del precio contradictorio habrá de proceder necesariamente al comienzo de la nueva unidad, puesto que, si por cualquier motivo, ya se hubiese comenzado, el Adjudicatario estará obligado a aceptar el que buenamente quiera fijarle el responsable, y a concluirla a satisfacción de éste.

4.5.Reclamación por aumento de precios

Si el Contratista, antes de la firma del contrato no hubiese hecho la reclamación u observación oportuna, no podrán bajo ningún pretexto de error y omisión reclamar aumento de los precios fijados en el cuadro correspondiente del presupuesto que sirve de base para la ejecución de las obras.

Tampoco se le admitirá reclamación de ninguna especie fundada en indicaciones que, sobre las obras, se hagan en la Memoria, por no servir este documento de base a la

Contrata. Las equivocaciones materiales o errores aritméticos en las unidades de obra o en su importe, se corregirán en cualquier época que se observen, pero no se tendrán en cuenta a los efectos de la rescisión de contrato. Las equivocaciones materiales no alterarán la baja proporcional hecha en la Contrata, respecto del importe del presupuesto que ha de servir de base a la misma, pues esta baja se fijará siempre por la relación entre las cifras de dicho presupuesto, antes de las correcciones y la cantidad ofrecida.

4.6.Revisión de precios

Como consecuencia de cambio de precio de los materiales, sueldos y demás gastos indirectos, se podrán realizar revisiones de precios a lo largo de la obra.

En el caso de dichos precios sean mayores, el contratista podrá exigir subidas de contrato para poder hacer frente a dichos gastos. Por lo que se deberá de llegar a un acuerdo antes de proceder con el uso del material o equipo en la obra teniendo en consideración las fechas de entrega.

Si se diera el caso en el que el contratista propone la utilización de otros materiales con un precio más ajustado al estipulado al inicio del contrato, deberán ser aceptados por la dirección facultativa.

4.7.Pagos

Los sueldos de los trabajadores que formen parte de la obra se realizará por horas y en caso de la maquinaria de alquiler se realizará por días.

4.8.Formas de pago

El pago se efectuará mediante transferencia bancaria a la cuenta que a tal efecto designe el contratista, previa presentación de la correspondiente factura y aceptación de la misma. Los pagos se realizarán de la siguiente manera:

1. Tras firmar del contrato.
2. Tras entregar el material.

3. Tras finalizar el montaje.
4. Tras la entrega y certificación correspondientes del presente proyecto.

4.9. Indemnización por retraso de los trabajos

El importe de la indemnización que debe abonar el Contratista por causas de retraso no justificado, en el plazo de terminación de las obras del contratista, será: el importe de la suma de perjuicios materiales causados por imposibilidad de ocupación del inmueble, debidamente justificados.

5. CONDICIONES LEGALES

5.1. Contrato

Se formalizará un contrato como documento administrativo dentro del cual se especificarán las particularidades que convengan ambas partes completando o modificando lo señalado en el presente Pliego de Condiciones que quedará incluido al contrato como documento integrante del mismo.

5.2. Marco jurídico

El Contratista quedará obligado a cumplimentar cuantas disposiciones, ordenanzas y normativas oficiales sean de aplicación a las obras de este Proyecto, aunque no hayan sido mencionadas en los artículos de este Pliego y a aceptar cualquier Instrucción, Reglamento o Norma que pueda dictarse por Ente Público, Comunidades Autónomas, etc. durante la ejecución de los trabajos.

5.3. Medidas de seguridad

El contratista tendrá la responsabilidad de adoptar las medidas de seguridad que las disposiciones vigentes normalizan para prevenir, en la medida de lo posible, accidentes bien de los trabajadores o viandantes en todos los lugares potencialmente peligrosos de la obra.

5.4. Permisos y licencias

El contratista deberá obtener todos los permisos y licencias necesarias para la ejecución de los trabajos.

Además, el pago de los arbitrajes y de impuestos en general, municipales u otro origen, cuyo abono debe realizarse durante el periodo de ejecución de la obra correrán a cargo del contratista, siempre que no se estipule lo contrario.

5.5. Accidentes y daños a terceros

Si se diera el caso de accidentes ocurridos con motivo y en el ejercicio de los trabajos para la ejecución de las obras, el Contratista se atenderá a lo dispuesto a estos respectos en legislación vigente y, siendo en cualquier caso, único responsable de su cumplimiento y sin que, bajo ningún concepto, pueda quedar afectada la Propiedad por responsabilidades en cualquier aspecto.

El Contratista tendrá la responsabilidad de todos los accidentes que, por inexperiencia o descuido, sobrevinieran tanto en las obras como en las contiguas. Será, por lo tanto, de su cuenta el abono de las indemnizaciones a quien corresponda y de todos los daños y perjuicios que puedan causarse en las operaciones de ejecución de las obras.

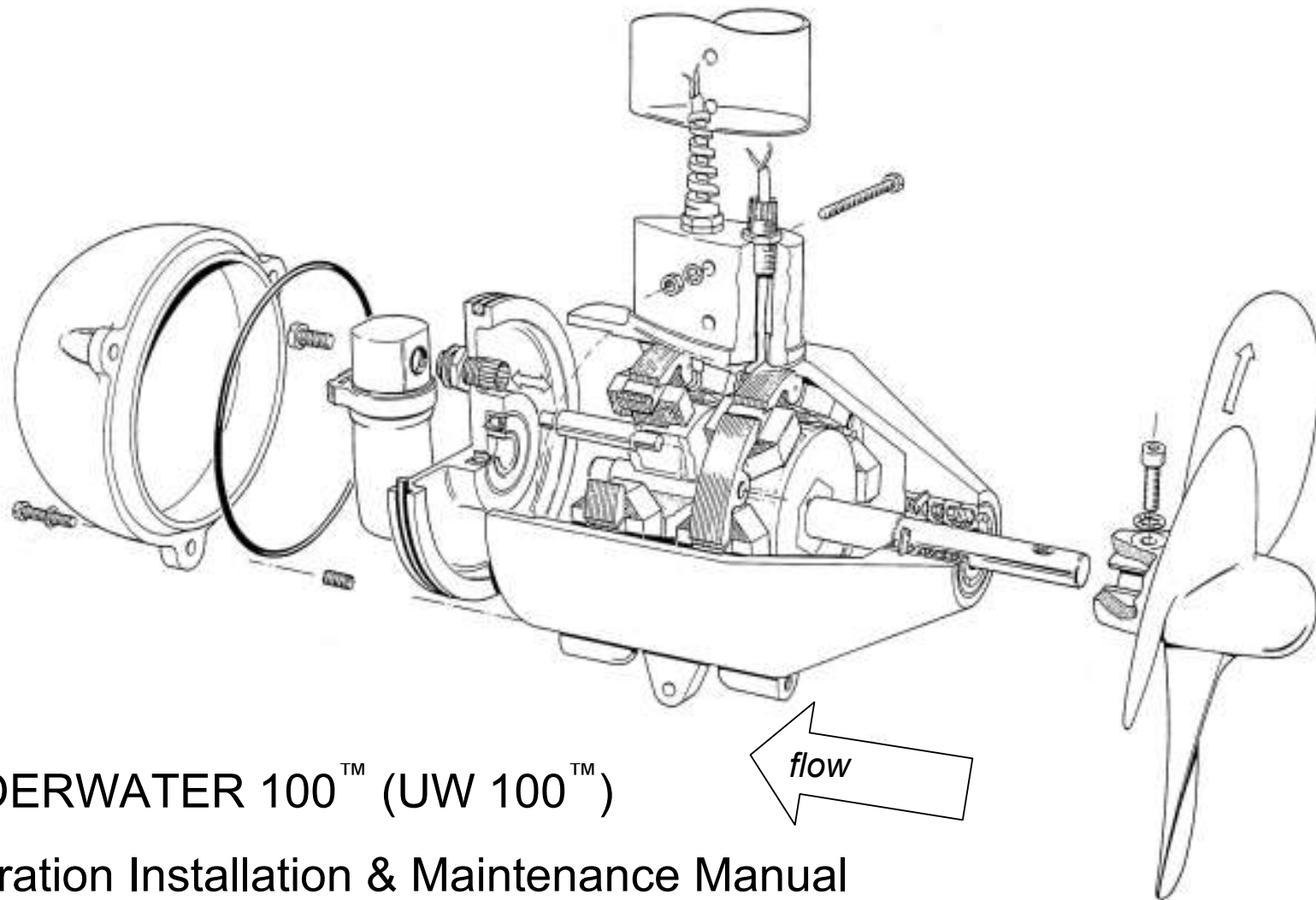
5.6. Rescisión del contrato

Las siguientes causas se consideran motivo suficiente para la rescisión del contrato:

- La muerte o incapacidad del Contratista.

- La quiebra del Contratista. En estos casos, si los síndicos proponen llevar a cabo la ejecución de la obra, bajo las mismas condiciones estipuladas en el contrato, la propiedad puede aceptar o rechazar la oferta, sin que en este último caso tengan aquéllos derecho a indemnización alguna.
- Abandono de la obra sin causa justificada.
- Ejecución de los trabajos a mala fe.
- Conclusión del plazo de ejecución de obra sin haberse llegado a ésta.
- La violación de las condiciones del contrato, cuando suponga descuido o mala fe, con perjuicio de los intereses de la obra.
- Suspensión de la obra comenzada, y en todo caso, siempre que por causas ajenas al contratista, no sea posible dar comienzo a la obra adjudicada, dentro del plazo de cuatro (4) meses, a partir de la fecha de adjudicación.

6. ANEXO I: MANUAL DE MANTENIMIENTO DEL FABRICANTE



UNDERWATER 100™ (UW 100™)

Operation Installation & Maintenance Manual

Manufactured by Ampair®

SAFETY: READ BEFORE ASSEMBLING OR USING	3
Use	3
Connection.....	3
Protection.....	3
PACKING LIST: PRE-INSTALLATION CHECK	3
SYSTEM DESCRIPTION.....	4
Introduction	4
Name –Aquair; Aquair UW; Underwater; and UW	4
The alternator	4
Sealing.....	4
Additional internal protection	4
Rectification	4
Figure 1: Circuit diagram.....	4
INSTALLATION	5
Pre installation	5
Installation of UW (general).....	5
Mechanical installation	5
Figure 2: Dimensional drawing.....	5
Mounting	5
Protection.....	6
Figure 3: Protection options	6
Electrical installation	7
Electrical fault finding	8
OPERATION.....	8
Figure 4: Performance curves.....	9
CHARGE CONTROL REGULATOR.....	10
Installation of charge control regulator	10
Figure 5: Charge control regulators.....	12
UW MAINTENANCE.....	13
Preventative maintenance.....	13
Propeller removal.....	13
Seal change.....	13
UW disassembly	13
Removal of stators	14
Reassembly	14
Testing	15
COMPONENT PARTS DRAWING.....	16
Figure 6: Component parts drawing	16
Key to component parts drawing	17
WARRANTY	17
SERVICING & REPAIRS	17

SAFETY: READ BEFORE ASSEMBLING OR USING

Use

On sail boats, avoid sailing through coral or weed with the UW lowered.

Connection

NEVER CONNECT WITHOUT RECTIFIERS

The generator must never be connected to a system without its rectifiers in circuit, to do so risks discharging the battery to which it is connected.

CORRECT CONNECTION

It is important to connect the system in such a way that the generator cannot feed any electrical load without the battery being connected. The generator output should therefore go to the battery side of any isolator switch. Failure to observe this point could place over-voltage on the system and damage sensitive electronic equipment.

Protection

PROTECTING THE SYSTEM

Do not omit the fitting of fuses, simple in-line fuse carriers maybe used in the battery line.
Fuses = 10 Amp - 12V systems: 5 Amp - 24V systems

OBSERVE POLARITY

Reverse polarity will blow the battery fuse or destroy the rectifiers if no fuse is fitted.

DISCONNECTING THE GENERATOR

When disconnecting the generator please be aware that when it is spinning, the output voltage, in the absence of a battery, will rise. This can give a mild electric shock to a person handling the connections.

WHEN TO FIT A REGULATOR

It is advisable to fit a voltage regulator if the UW is regularly left to charge batteries when no loads are present. Under these conditions overcharge will slowly drive off the battery electrolyte, which, if not topped up, will eventually damage the batteries.

CAUTION

When planning your installation, observe the following:

1. Avoid operating the UW generator continuously at maximum output. Try to judge a suitable power level, which takes account of seasonal flow variations, storm effects and possible short-term surges. Higher water speeds generate little additional power, but put excessive force on the propeller, generator and its mounting and can cause vibration and fatigue damage. If left running continuously at excessive speed the propeller can be shaken free and may damage the shaft and shaft seals.
2. Regularly inspect a newly installed system to check that all is well. Do not limit this to monitoring the electrical output, but also check for smooth mechanical operation with propeller aligned to face the flow. Also check for propeller wobble and generator vibration. Any defects need to be remedied immediately.
3. Finally, connect a safety line (well clear of the propeller) to save the generator should it become detached from its mounting.

PACKING LIST: PRE-INSTALLATION CHECK

Have you received the correct voltage rating, 12V or 24V?

CHECK THAT YOU HAVE:

1 x UW generator	1 x rectifier/heat-sink assembly
1 x propeller either standard type or low RPM for fast flows	1 x propeller guard (if ordered)
1 x M8 stainless steel socket cap screw with shake-proof washer	1 x mounting pole c/w fasteners (if ordered)
1 x 6mm hex socket wrench	1 x regulator, 12V or 24V (if ordered)
	spares as specified (if ordered)

SYSTEM DESCRIPTION

Introduction

The UW is a submersible water-driven generator, capable of supplying in excess of 100 watts of electrical power for battery charging. Both 12 Volt and 24 Volt units are available.

Name –Aquair; Aquair UW; Underwater; and UW

The UW100 was introduced to service in about 1988. At the time it was called the Aquair UW because it was viewed as being a variant of the Aquair hybrid wind and water powered generator. Unfortunately clients were often confused by the very similar names (Aquair and Aquair UW) and as a result often ordered the wrong spares. So in 2006 we dropped Aquair from the name of the UW which we now term either the 'Underwater' or the 'UW'.

The alternator

The two-phase alternator incorporates two stator windings and two permanent magnet rotors, on a common shaft, running in two sealed and grease-packed ball bearings. The rotors are staggered at 30 degrees to each other to minimise starting torque due to magnetic "cogging".

Sealing

The front bearing is protected by three, in-line, shaft seals. The rear dome of the alternator is protected by two, independent, "O" rings. The cable exit is protected by a cable gland backed up by a feed-through sealing plug with "O" ring seal.

Additional internal protection

The main body of the alternator is filled with hydraulic fluid as a final line of defence against water intrusion. A part-filled rubber reservoir in the space between the main body and rear cover allows for expansion and contraction of the fluid with changing temperature and pressure.

Rectification

The alternator produces AC, which has to be rectified to DC externally. The UW output requires two bridge rectifiers, one for each phase, with the rectifier outputs parallel.

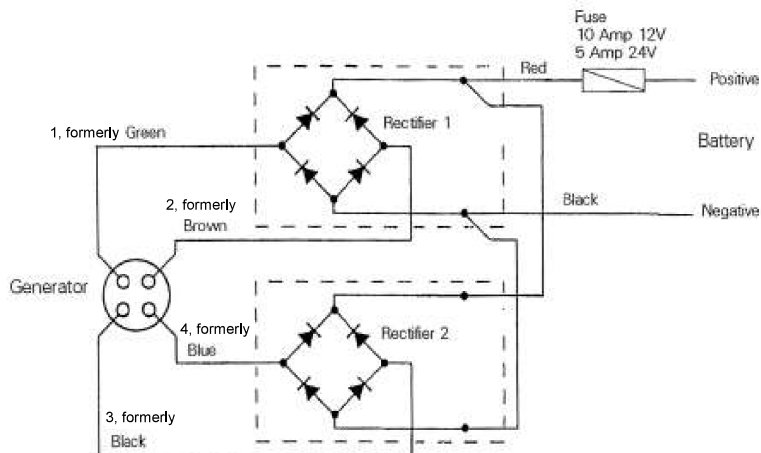


Figure 1: Circuit diagram

INSTALLATION

Pre installation

Check that your UW has been received undamaged and is complete with rectifier heat-sink. The shaft of the UW generator does not spin freely due to internal magnetic forces and seal friction. The latter will diminish with use. This friction is particularly noticeable before the propeller is fitted.

Installation of UW (general)

Make sure the propeller socket screw is securely tightened and the propeller is free to revolve. A thread sealant may be used.

For optimum output, mount the unit in non turbulent flow and at a depth where the propeller remains fully submerged. UW generators have been successfully operated at a depth of 10 metres.

Careful attention must be paid to the structural integrity of the mounting. This should be capable of withstanding horizontal loads in excess of 50Kg. The propeller is designed to operate facing forwards and directly into the water flow. Since the propeller spins at over 1,000 RPM in use, it must be treated with similar caution to a propulsion propeller. The propeller will function in reverse flows e.g. in tidal estuaries, but generator output is then reduced by approximately 1 Amp for 12 Volt systems.

Mechanical installation

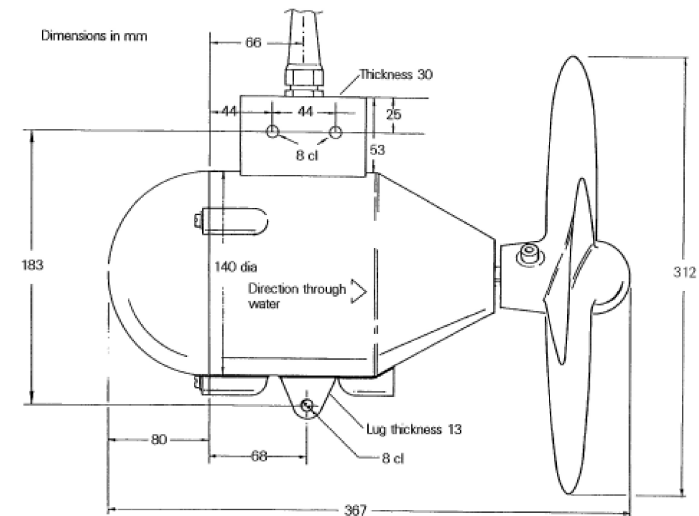


Figure 2: Dimensional drawing

Mounting

The UW has an upper mounting boss with 2 x M8 clearance holes, one either side of the cable exit. A lug on the casing underside, also having an M8 clearance hole provides a third

mounting position. Allow some adjustment (+/- 5mm) in the mounting structure to cater for alignment.

1 metre and 1.5 metre long mounting poles are available. They fit the UW mounting boss, protecting the cable and cable gland. The pole can be used to lower the generator into the flow as part of a raising/lowering mechanism.

Protection

Operating problems can be caused by floating objects such as tree branches, weed, rope or fishing line. Two protection options are available as shown in Figure 3.

1. A stainless steel propeller guard, which fits outside the mounting pole.
2. A shrouded propeller.

The propeller guard gives protection from large objects whilst the shrouded propeller prevents fine rope or fishing line being wound along the propeller shaft and through the seals, allowing water to enter or causing the shaft to jam. The mounting pole also protects the cable.

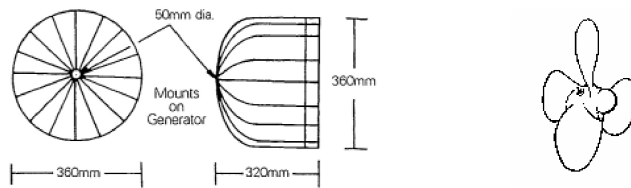


Figure 3: Protection options

BOATS: Use stainless steel for fabrications (preferably 316 grade) and fasteners (A4 grade) in marine applications. Be sure to separate dissimilar metals with plastic bushing and consider rubber anti-vibration mounts between structure and generator.

REMOTE HOMES: Fabrications can be made of steel. Side plates or angle brackets can be made to suspend the UW from an overhead beam or a sliding pole arrangement.

HIGH SPEED FLOW: Very fast flowing water requires a special low RPM propeller with fine blades. Care must be taken to protect the blades from damage.

WATERSPEED: Accurate water speed data is not normally available. With care speed can be estimated by timing a float along a measured distance, taking seasonal variations into account. The resultant flow range in metres/sec or knots will yield the UW output charge.

Flow rates can be calculated for discharges of known volume flowing in pipes or channels.

Convert UK Gallons to cubic ft. (x 0.16) or litres (x 4.55)

(Note. 1 US Gallon = 0.83 UK Gallons)

Calculate pipe/channel cross-section area in square ft. or square cm.

Flow rate is calculated from:

cubic ft./sec divided by area in square ft. to equal flow in ft/sec.

or,

10x litres/sec divided by area in square cm. to equal flow in m/sec.

UW outputs can be read from the curves on the performance graph:

1 ft./sec. = 0.305 m/sec

1m/sec = 1.94 knots

Electrical installation

4m of 4-core cable is fitted to the UW. Tinned copper multi-stranded wire of 1.5 square mm area is used for each core, (16AWG)

Number and previous colour codes for wiring.

Generator output phase 1	1 (green) and 2 (brown) to rectifier 1
Generator output phase 2	3 (black) and 4 (blue) to rectifier 2
Rectifier outputs parallel	red = positive
	black = negative

CAUTION: The generator must never be connected to a system without its rectifiers in circuit, as this risks discharging the battery to which it is connected.

When wiring the unit the following points should be observed:

- The UW is supplied with cable of 1.5 sq. mm conductors. This size is adequate for wiring the UW to the battery, provided the cable run does not exceed 10 metres. For longer runs, refer to table. It is preferable to locate the rectifiers (and regulator if fitted) at the battery site. Four-core cable can be used for interconnections. Each AC phase carries only half the output current giving twice the cable run of a two wire DC system for the same power loss. Two twin core cables can be used if more readily available, allocating one cable to each phase to assist future maintenance. Cable faults may well short out the generator, but the battery is safe, being isolated by the reverse current blocking of the rectifiers.

CABLE LENGTHS IN METRES FOR 10% MAXIMUM POWER LOSS WHEN CONNECTING THE UW TO A BATTERY (1m = 3.28 ft.)

Cable length		Cable cross section	
2-core DC (metres)	4-core DC (metres)	Metric (mm ²)	Nearest AWG
6	12	1.5	16
10	20	2.5	14
16	32	4.0	12
25	50	6.0	10
40	80	10.0	8
64	128	16.0	6
100	200	25.0	4

- Any connector must have four contacts rated at 5 amps minimum and should be fitted with watertight caps when disconnected.
- Any connectors in the DC line should have the pins on the wire from the alternator and the sockets on the wiring to the battery.
- The rectifier unit should be mounted with the heat-sink fins vertical since it will run warm.
- It is vital to observe correct polarity throughout since damage can result from wiring errors.
- We recommend a 0-10A (0-5A) ammeter be fitted in the line to the 12v (24v) battery to allow monitoring of the output.
- A fuse, rated at 10A for 12v or 5A for 24v, should be placed next to the battery connection. This will protect the cable in the event of a fault or damage in the generator circuits.
- It is important that the system is connected in such a way that the generator cannot feed any electrical load without the battery being connected. The generator output should therefore go to the battery side of any isolator switch. Failure to observe this point could place over-voltage on the system and damage sensitive electronic equipment.

NOTE: There is no leakage from the battery to the UW generator when the propeller is not turning since the rectifiers prevent reverse current flow.

CAUTION: When disconnecting the alternator, be aware that if it is spinning, the output voltage, in the absence of a battery, will rise. This can give a mild electric shock to anyone handling the connections.

Electrical fault finding

NOTE. By far the most common cause of reduced output is corroded wiring between UW and battery. Before suspecting the machine, check any screw terminal or crimp connections and all cable runs to the battery.

POSSIBLE FAULTS TO CONSIDER IF REDUCED OUTPUT IS SUSPECTED:

- a) **Poor wiring connections.** Inspect all the screw terminals in the circuit for signs of fatigue or corrosion.
- b) **Faulty rectifiers.** The rectifiers should last the life of the machine. The most likely cause for their demise is accidental reverse polarity connection to the battery. If this is suspected the rectifier diode bridges must be checked.
A simple method of checking the machines output is to disconnect it from the battery and short together its output leads whilst turning the shaft by hand. A marked increase in resistance to turning should be felt as the shorting occurs.

DIODE TEST:

This test will show if the rectifier diodes are either open or short circuit. If your multi-meter has a diode check feature, select this (if not select the highest resistance range). Connect the meter leads to the DC output and note the reading. Now reverse the connections.

METER LEAD POSITION	MULTIMETER SETTING		CONCLUSION
	DIODE TEST	OHMS x 100	
RED meter lead to positive	No reading	or Many Megohms*	OK
	Reading	or Low resistance	Failed
BLACK meter lead to positive	1.2V (two diode drops)	or Markedly less*	OK
	No reading	or High resistance	Failed

*This test is not as conclusive as the diode test method, however, provided the first reading is a very high resistance and the second reading far lower, then the test is valid. Actual values will depend on the voltage supplied by the particular meter for its resistance ranges and some meters cannot check 2 diodes in series.

- c) **Faulty stator.** Check AC input to rectifiers or check for coil continuity and isolation from the case. The resistance should be less than two ohms at 12v (approx. 8 ohms for 24V units).

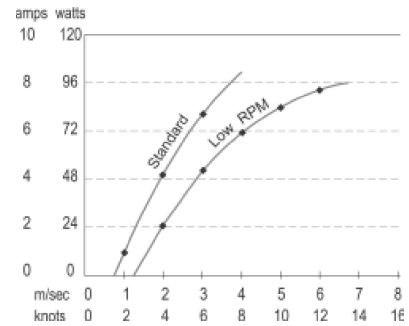
NOTE. Do not attempt to modify a 12V machine to 24V. Whilst at first sight this may appear possible by connecting the outputs of the stators in series, greatly reduced output will be encountered since they are not in phase. A 24V machine with 24V windings is available.

OPERATION

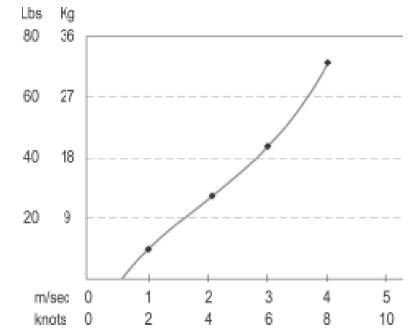
Once the UW has been installed and commissioned, the unit may be lowered into the operating position at any time the flow is over 2 knots or 1 m/sec. (below this speed little output is obtained).

CAUTION. On a sailboat, avoid sailing through coral or weed with the UW lowered.

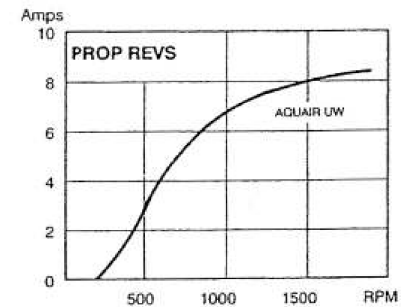
PERFORMANCE



Power production



Mounting forces



Propellor speed

Figure 4: Performance curves

CHARGE CONTROL REGULATOR

AMPAIR manufactures 3 Charge Control Regulators for protecting lead acid batteries from overcharge. They are not "shunt" type regulators, which dissipate excess charge as heat, but an electronic power switch, which disconnects the generator from the battery at the regulation voltage.

Regulators S1B & S3B have a single 100-watt input (Ampair, Aquair or UW) and 2 level sensing. The lower voltage (Lo) connection regulates at 0.4 Volts below the high (Hi) connection for 12V systems (0.8V for 24V systems).

"Hi" connection is appropriate for liquid electrolyte batteries and/or live aboard situations. "Lo" connection for gel batteries and/or infrequent use.

The battery voltage is sensed at the regulator output connection, therefore install the regulator as near the battery as practicable and keep the connecting cables short.

Regulator type S1B has one output battery connection. Regulator S3B has three output connections to serve up to three battery banks with a common negative. The third regulator D1B has two 100 watt inputs (any two from Ampair, Aquair, UW or solar panels), supplying a single battery bank at a fixed regulation voltage.

All regulators feature the same multi-stage regulation programme which has regulation voltages of Lo = 13.6V. Hi = 14.0V for 12V systems (27.2V & 28.0V for 24V systems).

Charging is continuous until the Lo or Hi voltage is reached, depending on the battery output used. The generator is now disconnected from the battery. Off-charge, the battery voltage will fall. At a voltage of 0.5V below the regulation voltage a 30-second time delay is activated. This delay prevents the regulator from oscillation (hunting) when charging batteries under load. After 30 seconds has elapsed, the generator-to-battery connection is remade and charging continues to the regulation cut-out voltage.

A cycle counter counts the charge/disconnect cycles and at the tenth cycle increases the regulation voltage for one cycle only by 0.4 volt to Lo 14.0V or Hi 14.4V for 12V systems (0.8V for 24V systems Lo = 28.0V, Hi = 28.8V). This provides an equalisation charge for the battery. Subsequent cycles return to the lower settings until a further 9 cycles are completed.

Ammeter: We recommend fitting an ammeter to monitor charging. Use 10A for 12v, 5A for 24v. Fit an ammeter with a linear scale (moving coil type) or low outputs will be indiscernible.

Fuses: Battery protection fuses should be fitted. Use 10A in 12v system, 5Amp for 24v.

Wiring: Use suitably insulated cable of 1.5 sq. mm (16 A.W.G.) between regulator and battery in single source systems; 2.5 sq. mm (14 A.W.G.) for dual source. For input wiring to the regulator see appropriate generator wiring section. The use of screened cables is recommended if the cables run close to equipment radiating strong electrical fields e.g. radio transmitters or aerials.

Installation of charge control regulator

Make sure the generator is not operating whilst connecting to the regulator. Connecting with live wires can damage the electronic regulation circuit.

At initial start-up, allow a time of 1-2 minutes for circuit timing functions to become active.

Protecting the system:

Fuse warning - never omit fuses, simple in-line fuse carriers may be used, they protect your system from excessive battery currents in the event of a serious electrical fault. If they keep blowing, find out why.

Fuses = 10A for 12V systems; 5A for 24V systems.

The regulators are internally protected by SAE fuses, which are not substitutes for battery protection fuses. The fuses must be next to the battery terminals since, in the event of a fault, the batteries would source the fault current. Check and double-check polarities before making connections, insert the fuses in the fuse carriers last of all.

Corrosion:

This is the enemy of all electrical connections, especially in marine environments. Site regulators in a weather proof location, as dry as possible, and splash proof. Inspect all terminations and connections for signs of corrosion. Rectify by cleaning, remaking etc. Use tinned copper wire for extension leads to prevent corrosion spreading inside cable insulation.

Operating problems:

A digital multi-meter is useful for checking operational faults, if no permanent monitoring instruments are used. Battery voltage levels and those of the charging source can be read directly. Charging current readings will require the multi-meter to be installed in line. In this way currents into and out of the regulator can be observed. Do not remove battery connections since regulator operation depends on a very small supply current. If the regulator is suspect then it can be temporarily bypassed by connecting the source positive direct to a battery positive. The negative connections are common and do not need disturbing unless regulator replacement is necessary. Use the multi-meter continuity range to confirm all cable runs are low resistance.

Operation:

When installed, the generator and regulator will run and maintain the batteries automatically. The unit may be run in conjunction with any other charge-source with no known interactive problems. Regular battery inspection and topping up must still be carried out to obtain maximum battery life.

Faulty regulator:

Each regulator is individually tested and a chart recording kept of its operation. Each regulator has a unique serial number and a test date. Please provide these with any queries. If the regulator is suspect, then it can be temporarily bypassed i.e. connect the UW rectifiers directly to the battery terminals observing correct polarity. If this reinstates correct charging, then the regulator must be serviced or replaced. Regulators draw a small current (typically 1mA at 12V) from the battery to activate the sense and control circuits. **Without this connection the regulator will be inoperative.**

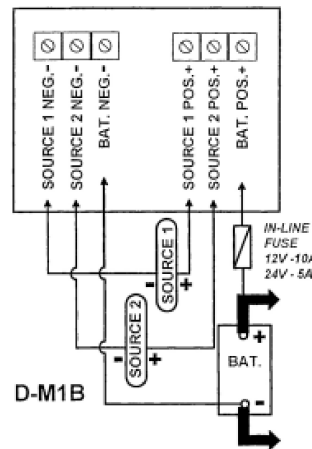
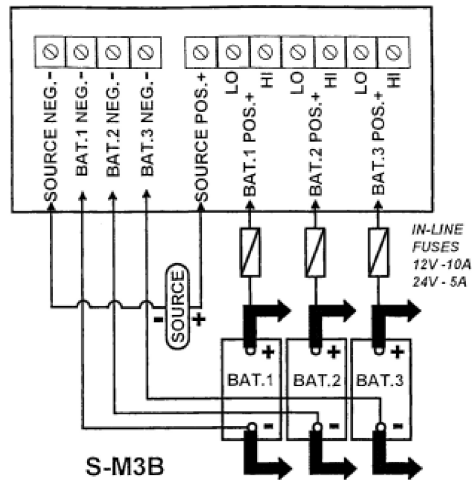
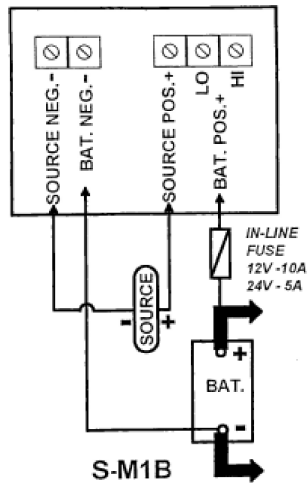
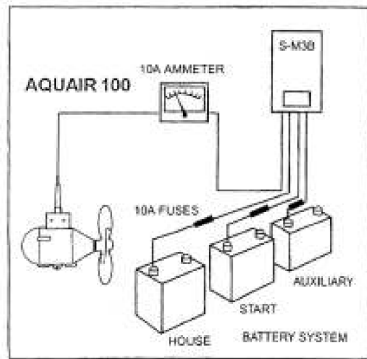


Figure 5: Charge control regulators

UW MAINTENANCE

Preventative maintenance

Practical problems, which will cause faults if not corrected are:

- Abrasion or stress of output cable resulting in loss or part loss of output due to cable breakage.
- Loose propeller fasteners. This will eventually cause shaft wear requiring factory replacement!
- Fouling of propeller by rope or fishing line small enough to be drawn into the generator through the seals causing a leakage path. A shrouded propeller is recommended to prevent this.
- The shaft seals should periodically be changed to prevent worn seals leaking. Periods of 2 - 3 years, dependent on use, can elapse between servicing.
- The paint on the housing and propeller should be examined and any damage repainted, especially if the water has a salt content.

Propeller removal

The use of adhesive on the cap screw during installation may make it difficult to remove. An extension tube on the key may be necessary to free this screw. To remove the propeller from the shaft, gently tap the boss to ease it off. Do not hammer the blades. If the prop is stuck on the shaft, drill and tap an M10 hole through the prop boss centre on the shaft axis and, using a suitable length of bolt, draw the prop off the shaft. In severe cases the threads may strip and the propeller will have to be cut away with a hacksaw and replaced.

Seal change

In all units manufactured from September 1996 onwards 3 seals are arranged in-line, on the alternator shaft, with the seal faces outwards. Both front and middle seals can be changed without stripping the machine.

- Remove slit cover washer from groove in housing. A sharp edge will help to lift the cover away from the groove.
- Carefully lever out the front seal with the blade of a screwdriver, taking care not to damage the casting or shaft.
- To remove the middle seal, drill two small diametrically opposing holes through the middle seal taking care not to over-travel to the inner seal. Improvise a wire coat hanger puller.
- Thoroughly clean the housing of all traces of old grease and swarf from the drill.
- Part-fill the gaps between the new seals with water repelling grease.
- Identify outer seal with stainless steel spring and separate from remaining seals with steel springs.
- Slide the seals into place. If necessary, use a thin wire laid axially along the shaft to allow air to escape from the housing through the seal as it is pressed into place. Remove the wire. The middle seal may need tapping home, press on the outer seal rim only.
- Refit seal cover washer by overlapping the ends and springing into groove.

NOTE: All UW generators manufactured prior to Sept. 1996 have outer seal facing inwards to protect steel spring.

UW disassembly

Before commencing work, prepare a stand for the UW. This can be a simple block of wood with a hole drilled to take the alternator shaft such that the alternator rests vertically with hemisphere uppermost. Stand the block and generator in a tray to catch any fluid spill.

Make a cable feed-through seal extractor tool as follows:

Obtain a piece of metal tube 14 -16mm diameter and at least 100mm long with a bore large enough to take the cable. Cut and file one end to produce two prongs of size 3 x 3mm, 180 degrees apart.

- a) Undo the cable gland tail, extract the clamp ring and rubber seal and slide off the cable.
- b) Undo the gland body. This has been fitted using polyurethane sealant (Sika-Flex 221) on the thread and will be stiff to turn. Pick out any sealant residue from the cable hole thread.
- c) Unscrew the three fasteners and remove the hemisphere and '0" ring. A small residue of fluid will be present.
- d) Undo filler screw and invert the machine to drain fluid into suitable container for careful disposal. Any water present will be emulsified within the oil (very little oil will emerge until the next step).
- e) Take the extractor tool described above and thread over the cable, prongs first. Insert the tool into the cable hole, locating the prongs in the threaded sleeve. Make sure the machine is over the oil container and undo the sleeve 4 to 5 turns and gently pull the cable. This will allow air into the body and allow the oil to fully drain.
- f) Tap the shaft through the body with a hide mallet. Do not damage the shaft face by using a steel hammer. When the shaft face is flush with the body nose, use a suitable drift to complete the withdrawal of the back-plate and shaft assembly.
- g) Thoroughly clean the shaft and rotors, checking that the two rotors are arranged on the shaft with their magnetic poles 30 degrees apart.
NOTE: Rotor removal requires a high tonnage press. We suggest the shaft assembly be returned to the factory if the rotors or shaft are damaged. Do not disturb cable or stator wiring unless replacement is necessary.
- h) Inspect both stator windings, especially all soldered joints between the coils. Corrosion can only be the result of water ingress. Bad corrosion will cause irreparable damage.
- i) Inside the body, locate four wire tails: 1 (formerly green), 2 (formerly brown), 3 (formerly black) & 4 (formerly blue). Gently manoeuvre them to allow their connections to the stator output wires to be dc-sleeved and dc-soldered.
- j) Undo the threaded sleeve. Withdraw cable, sleeve, feed-through seal and "0" ring. Inspect the connections on the feed-through seal.
- k) Press or drift the front bearing out into the body.

NOTE: The stators are retained in the body using Loctite 648 adhesive. If the unit cannot be returned to Ampair, and stator replacement is necessary, proceed as follows:

Removal of stators

Place a block of wood on a concrete floor. Holding the generator body nose up, in both hands, bring it down sharply on the block to strike it squarely. Proceed carefully, collecting two stators and taking particular care not to distort the body casting. In case of difficulty it may be necessary to bake the UW housing in an oven to break the adhesive bond.

Reassembly

All components to be reassembled must be clean and free of grease. Adhesive bonding is used throughout. We specify Loctite products, but equivalents are acceptable. Activators to suit these adhesives should be used if available. The three shaft seals should always be replaced after servicing the machine.

Use Loctite 641 between bearing and housing
Loctite 648 with activator T for the stators
Loctite 641 between shaft & bearing

- a) Insert inner seal flat side inward and press tight to the front bearing circlip. It may need tapping home, press on the outer rim only.
- b) Prepare the body to accept the stators by removing old adhesive residue. Remove any traces of oil using solvent on a cloth
- c) Fit the front stator, lowering it into the body as far as it will go making sure the output wires are adjacent to the cable exit hole. Leave the body nose down while the adhesive cures.

- d) With a new '0" ring on the feed-through seal, gently push the tails through the cable hole until the seal is fully seated. Screw the threaded sleeve into place and tighten fully.
- e) Fit the gland body using a little polyurethane sealant on the thread.
- f) Fit its rubber seal, clamp ring and tail, tighten cautiously.
- g) Solder and sleeve the connections from tail 1 (formerly green) and tail 2 (formerly brown) to the front stator output wires. The polarity is unimportant as the rectification is external.
- h) Insert the stator spacer.
- i) Fit the rear stator, lowering it onto the spacer, making sure the output wires are aligned with the cable hole and in line with those on the front stator. Allow the adhesive to cure. Solder and sleeve the connections to tail 3 (formerly black) and tail 4 (formerly blue).
- j) Refit the back-plate with a new "0" ring and, if necessary, the bearing. Use Loctite 641 for bearing to plate and bearing to shaft bonding.
- k) Push shaft assembly back into the body having first run a ring of adhesive around shaft at start of bearing position. A smear of hydraulic oil on the plate seal will assist.
- l) Return alternator to its stand and immediately fill with approx. 1 litre of mineral oil, viscosity 1500 centistokes (I.S.O. 15). The use of a small funnel is advisable. UW generators manufactured from the end of 2005 onwards, are filled with a 'food grade' liquid paraffin of the same viscosity.
- m) Wind some PTFE tape around the threads of the filler screw. Squeeze the rubber reservoir to expel air until filling is complete. At this point insert and tighten the screw whilst still squeezing the reservoir. The idea is to leave the reservoir approx. half full at room temp. Make sure the plate is fully pressed in before finally tightening the filler screw.
- n) Leave oil spillage inside rear housing for added corrosion protection. Replace "0" ring beneath hemisphere and screw it down evenly until it bottoms. This leaves a uniform gap between the hemisphere and body of 1.0 - 1.5mm.
- o) Invert alternator and fit new middle and front seals as above adding a small quantity of hydraulic fluid to the inner seal and a quantity of PTFE grease to the middle seal. Fit seal cover washer into groove of body. Overlap ends of washer to spring into place.

Testing

When the machine is bench tested, the output should typically be as follows for 12V units (for 24V, double the volts; half the amps):

RPM	250	500	750	1000	1250	1500
No load Volts	9	17	25	32	40	47
Amps per phase	0.5	2.2	3.4	4.1	4.3	4.6

Notes: The no load volts readings are taken with a digital voltmeter set to AC volts, with no rectification in circuit. The Amps per phase readings are taken with an AC ammeter before the bridge rectifier for that phase. The charge from both phases is not equal to the sum of the two phases since there is a phase difference between them.

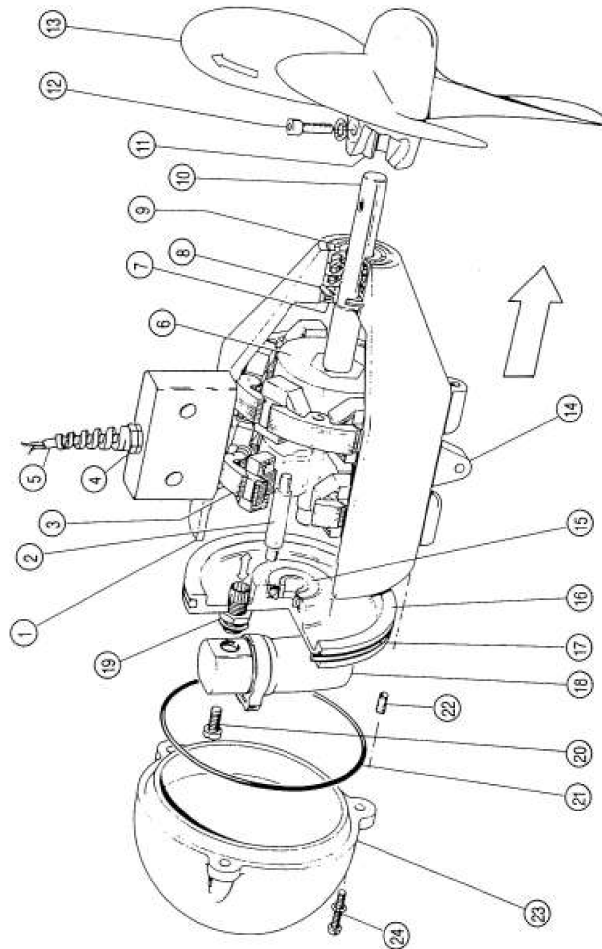
COMPONENT PARTS DRAWING

Figure 6: Component parts drawing

Key to component parts drawing

1. Body Casting
2. Stator Spacer
3. Stator Winding
4. Cable Gland
5. Output Cable, 4 metres 4 core 1.5 sq. mm cores
6. Permanent Magnet Rotor
7. Front Bearing, 17 x 40 x 12mm Type 6203
8. Internal Circlip, 40 x 1.75mm
9. Shaft Seal, rubber plain lip, 17 x 40 x 7mm (3 required) & cover washer
10. Shaft, stainless steel, grade 316
11. Propeller Bush stainless steel
12. Propeller Fastener M8 x 30mm grade A4 stainless steel cap screw complete with M8 shake-proof washer
13. 3-Blade propeller casting
14. Base Mounting Lug, M8 clearance hole
15. Rear Bearing, 15 x 35 x 11mm Type 6202
16. "O" Ring Retaining Plate
17. "O" Ring, metric size 351
18. Oil Reservoir, Nitrile (synthetic rubber) moulding
19. Plastic Reservoir Attachment
20. Oil Filler Screw, M8 x 12mm
21. Water Seal "O" Ring, Metric size 351
22. Helicoil, M6 x 15mm stainless steel (3 required)
23. Hemisphere Casting
24. Hemisphere Fastener, M6 x 25mm stainless steel grade A4 & Shake-proof washer (3 of each required)

Cable seal components, not shown:

- a) a Threaded sleeve
- b) b. Feed-through seal body
- c) c. Feed-through seal "O" ring size 614

WARRANTY

Please see Ampair terms and conditions, available on request. Please keep your invoice as proof of purchase.

SERVICING & REPAIRS

UW's should be returned to:

Ampair
Park Farm
West End Lane
WARFIELD
Berkshire RG42 5RH
United Kingdom
Tel +44 (0) 1344 303 313
Fax +44 (0) 1344 303 312
Email: service@ampair.com
Web: www.ampair.com

Ampair reserves the right to change specifications, without prior notice, in the interest of product development.

GRADO EN MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA
FLUVIAL***

DOCUMENTO 11- PLANOS

Alumno/Alumna: Ramón Rodríguez, Josu

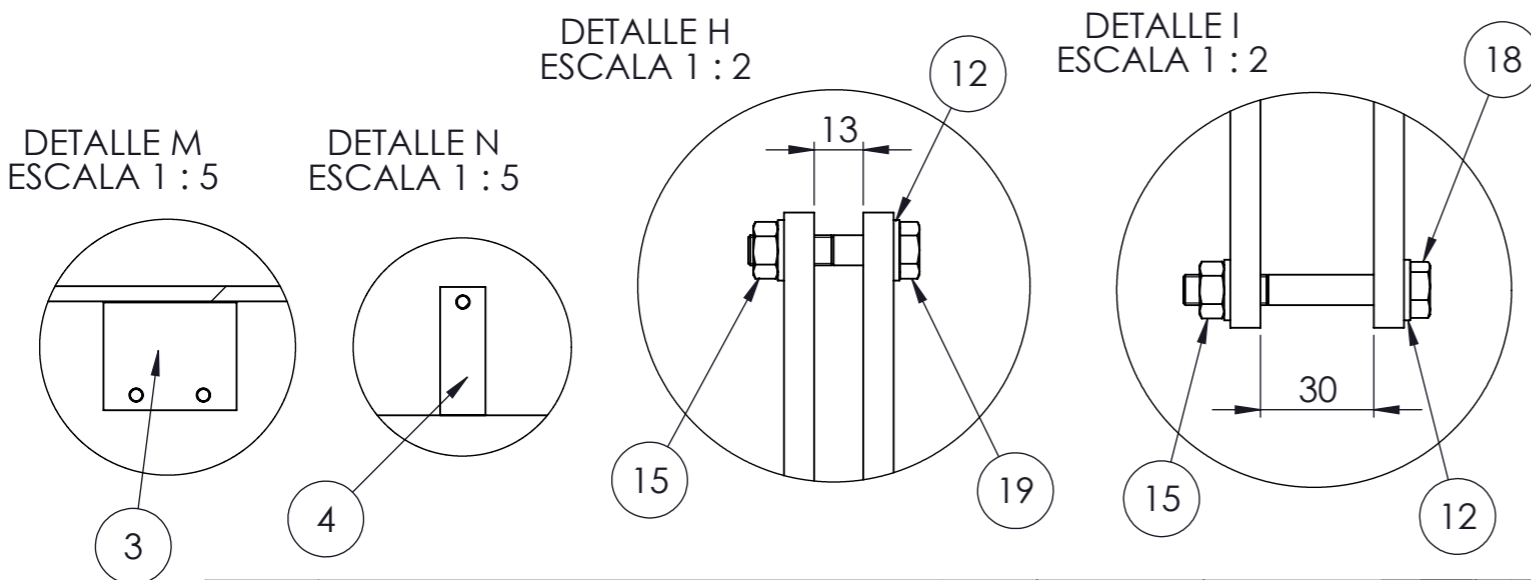
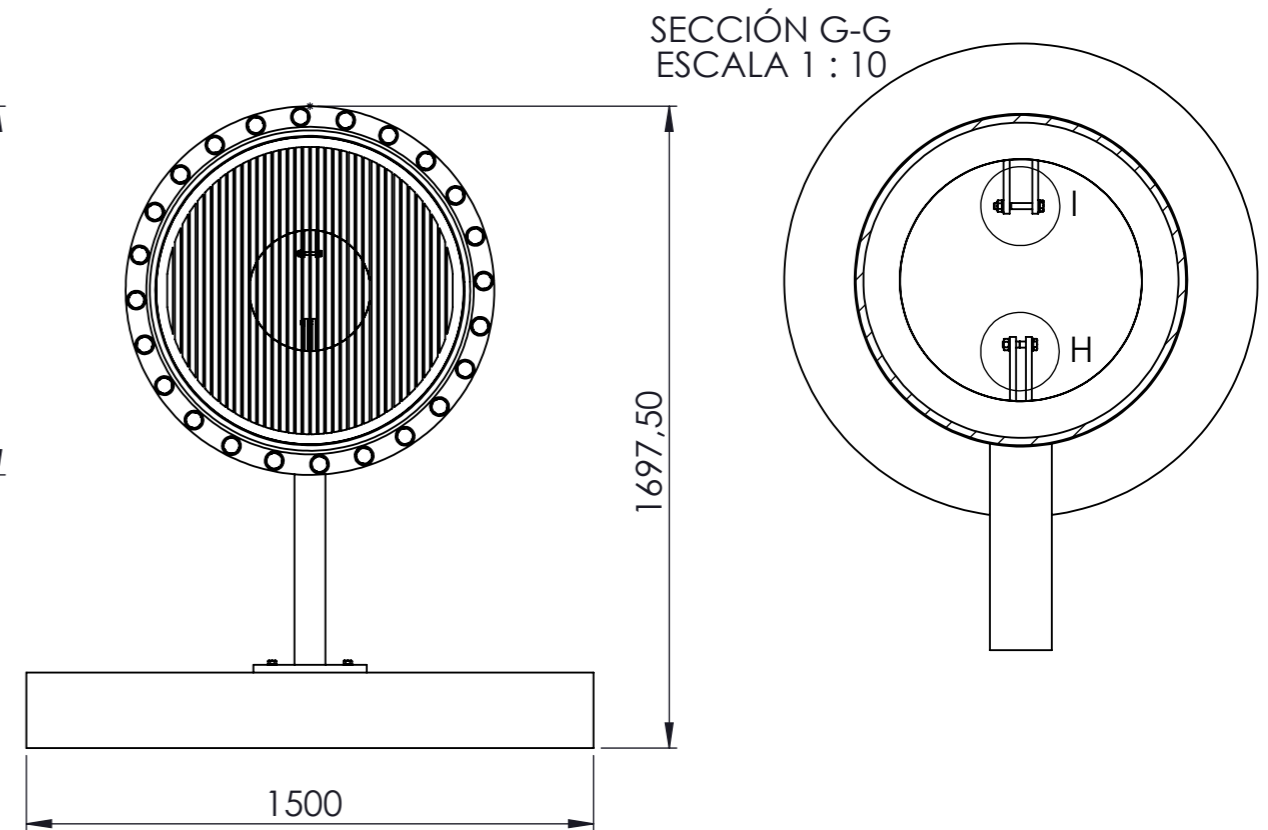
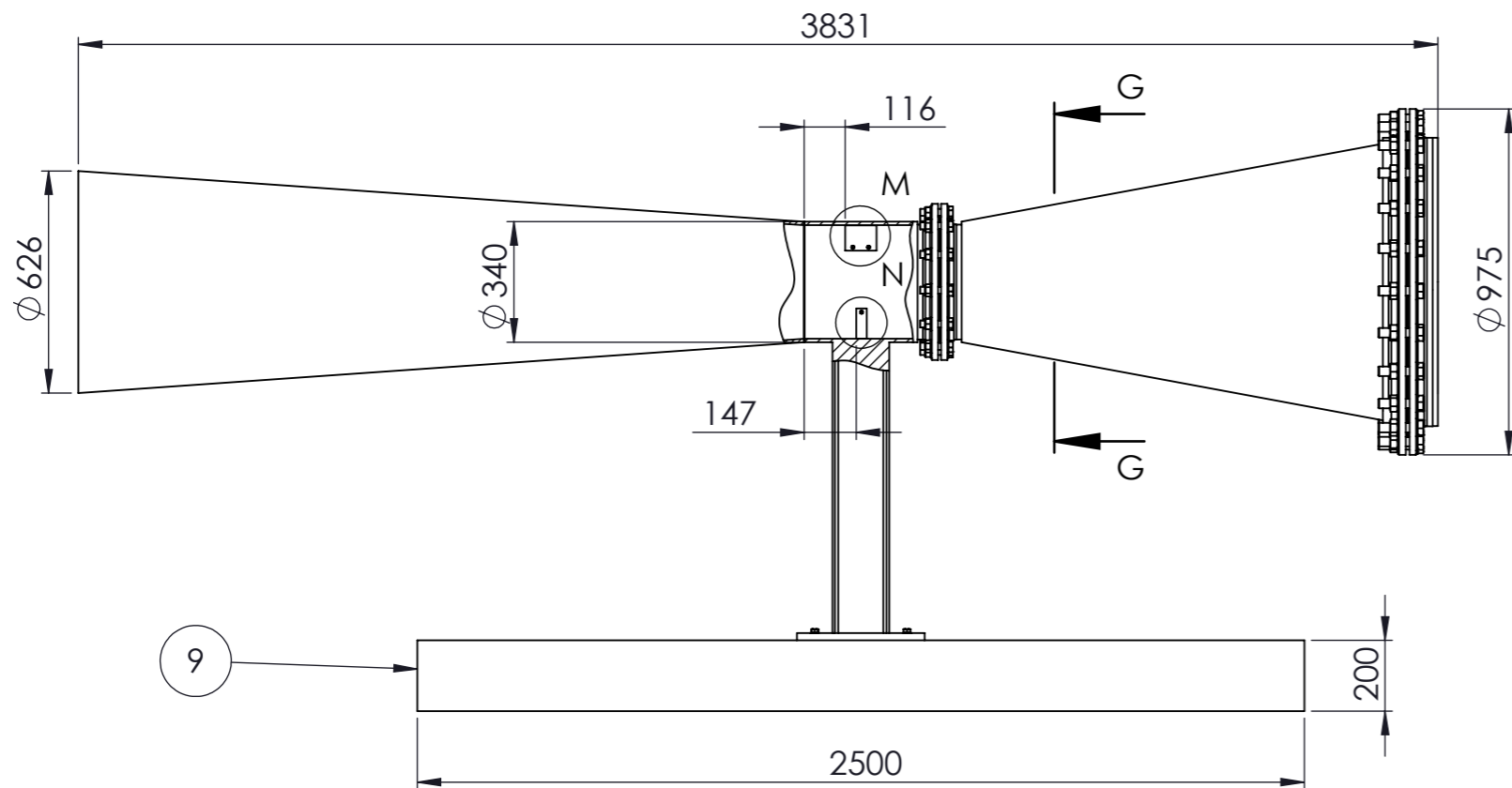
Director/Directora: Arriaga Bayo, Pedro

Curso: 2017-2018

Fecha: lunes, 18 junio 2018

ÍNDICE DE PLANOS

Plano N°	Título	Formato
P-1	Conjunto-1	A3
P-2	Conjunto-2	A3
P-3	Brida DN320	A4
P-4	Tobera	A4
P-5	Soporte Superior	A4
P-6	Soporte Inferior	A4
P-7	Rejilla	A3
P-8	Garganta	A4
P-9	Difusor	A4
P-10	Brida DN760	A3
P-11	Zapata	A3
P-12	Placa de Anclaje	A3



DETALLE M
ESCALA 1 : 5

DETALLE N
ESCALA 1 : 5

DETALLE H
ESCALA 1 : 2

DETALLE I
ESCALA 1 : 2

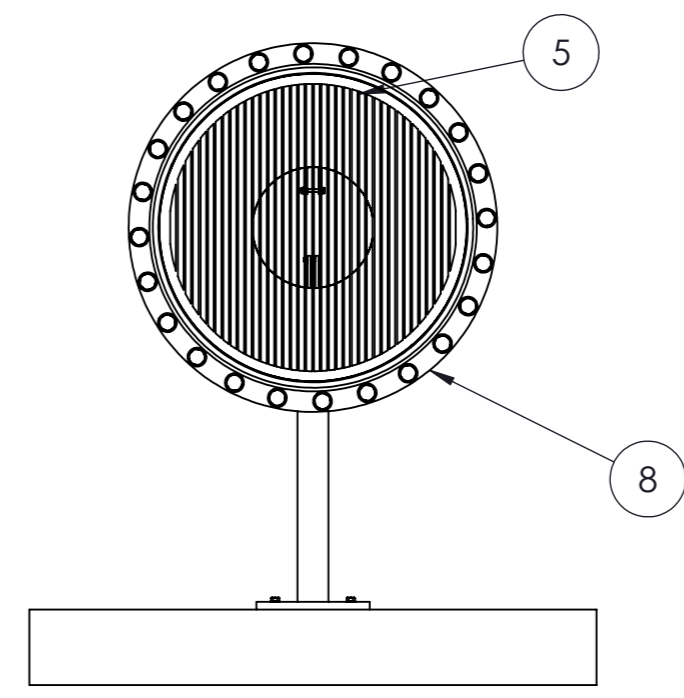
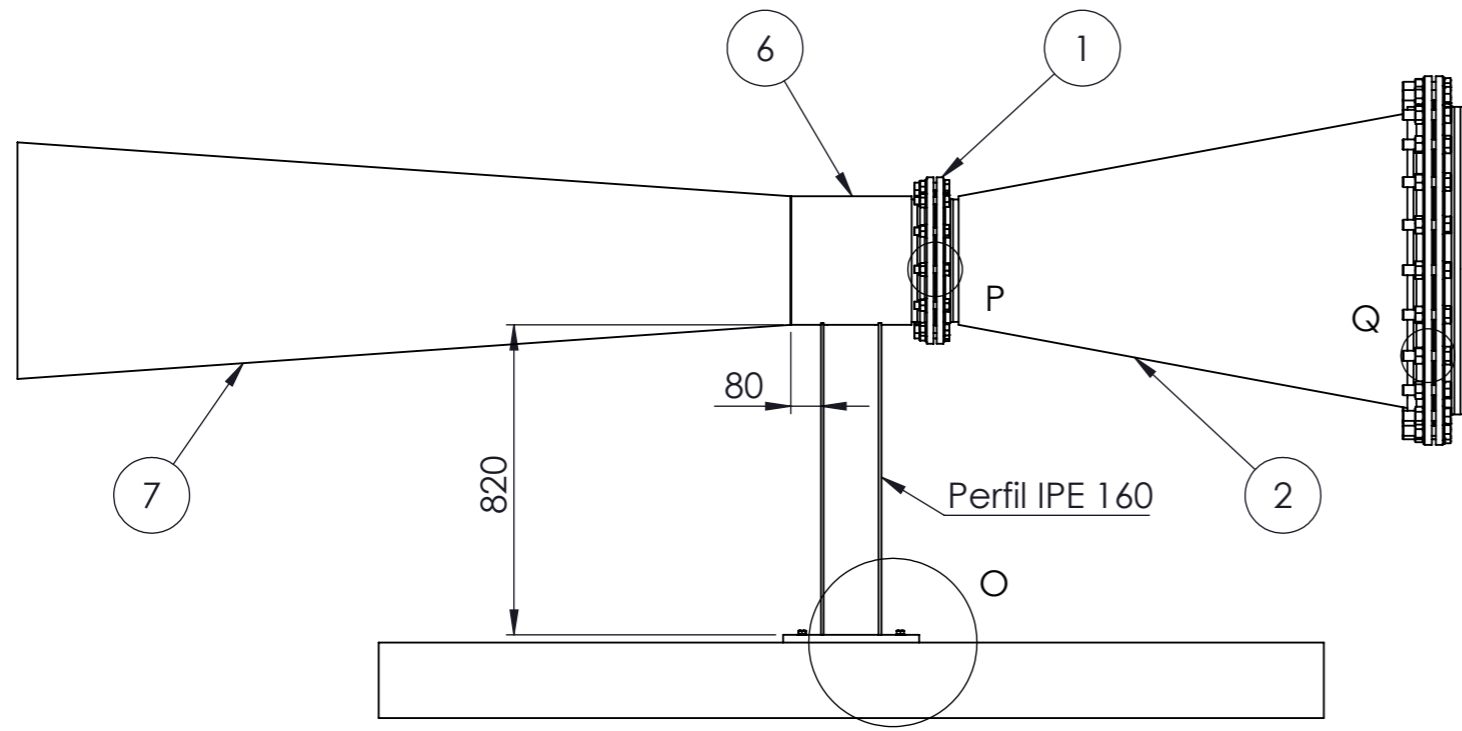
24	Tornillo cabeza hexagonal M27x160	20	DIN 931			
1	Tornillo cabeza hexagonal M8x40	19	DIN 931			
2	Tornillo cabeza hexagonal M8x60	18	DIN 931			
12	Tornillo cabeza hexagonal M20x80	17	DIN 931			
24	Tuerca M27	16	DIN 934			
3	Tuerca M8	15	DIN 934			
12	Tuerca M20	14	DIN 934			
48	Arandela plana $\phi 27$	13	DIN 125			
6	Arandela plana $\phi 8$	12	DIN 125			
24	Arandela plana $\phi 20$	11	DIN 125			

1	Placa de anclaje	10	P-12	S275JR	16,95	16,95
1	Zapata	9	P-11	HM-30	1875	1875
2	Brida DN760	8	P-10	AISI 304	88,27	176,5
1	Difusor	7	P-9	AISI 304	243,1	243,1
1	Garganta	6	P-8	AISI 304	26,54	26,54
1	Rejilla	5	P-7	AISI 304	21,43	21,43
2	Soporte Inferior	4	P-6	AISI 304	0,15	0,30
2	Soporte Superior	3	P-5	AISI 304	0,38	0,76
1	Tobera	2	P-4	AISI 304	164,07	164,07
2	Brida DN320	1	P-3	AISI 304	12,44	24,88
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total Peso

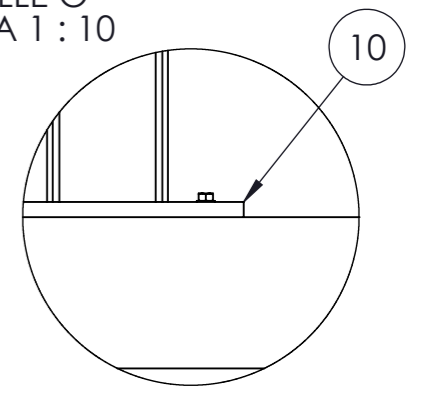
	Fecha	Nombre	Firma
Dibujado:	06-04-2018	Josu Ramón Rodríguez	
Comprobado:	06-04-2018	Pedro Arriaga Bayo	



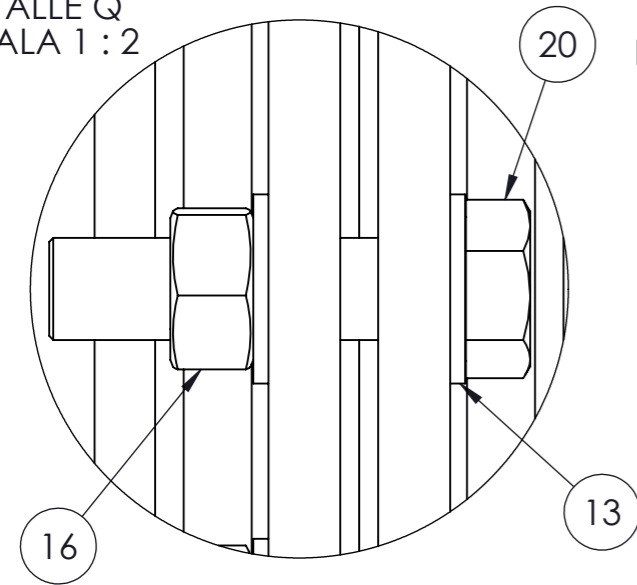
	Escala	<p style="text-align: center;">CONJUNTO-1</p>	SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA FLUVIAL
	Tol. gen.		Plano N°. 1
			N° Planos. 12



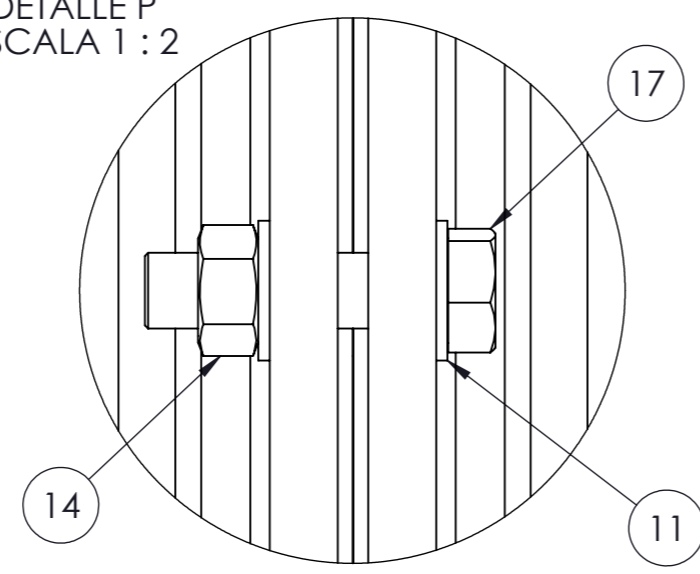
DETALLE O
ESCALA 1 : 10



DETALLE Q
ESCALA 1 : 2



DETALLE P
ESCALA 1 : 2



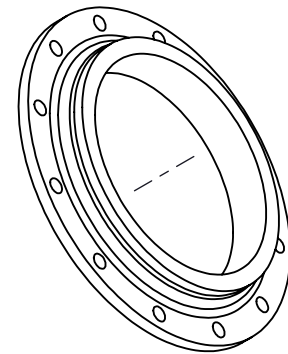
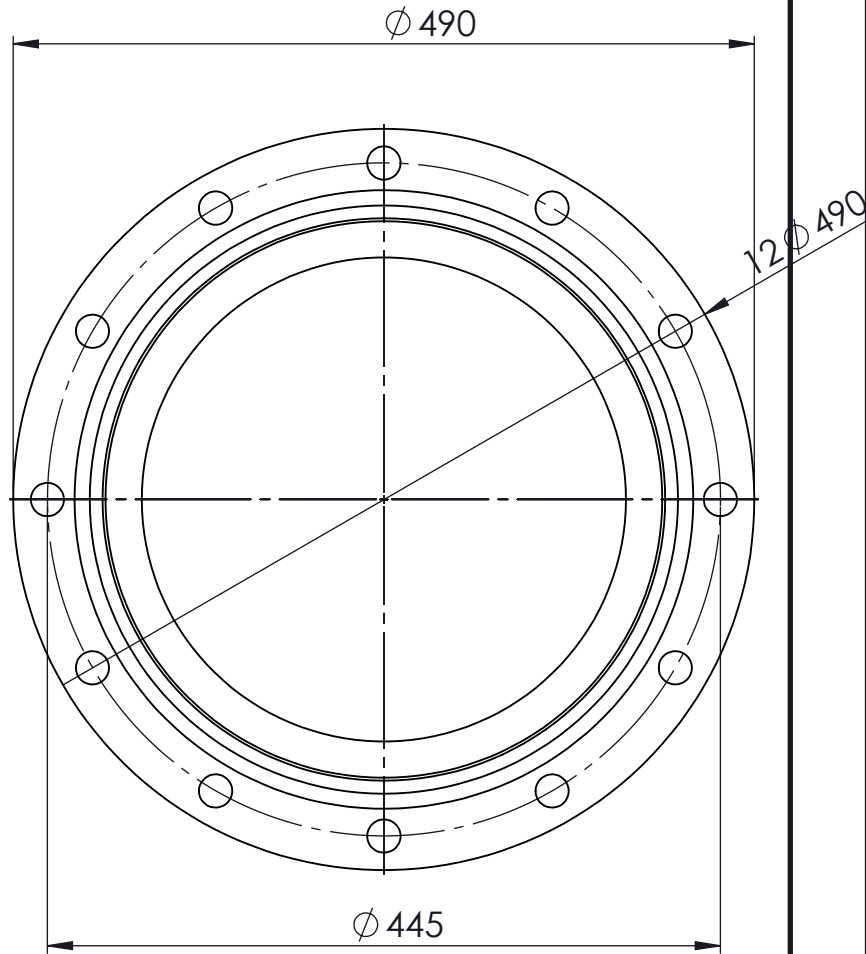
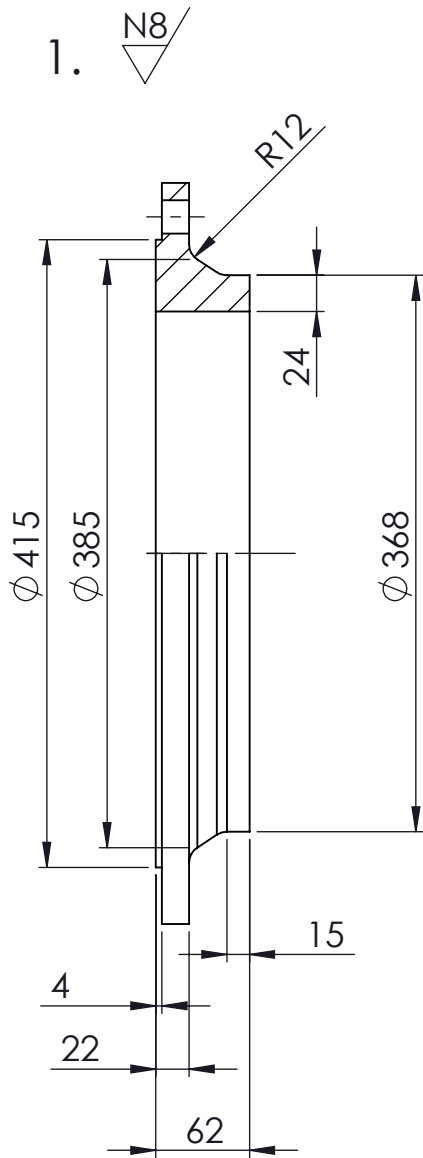
24	Tornillo cabeza hexagonal M27x160	20	DIN 931		
1	Tornillo cabeza hexagonal M8x40	19	DIN 931		
2	Tornillo cabeza hexagonal M8x60	18	DIN 931		
12	Tornillo cabeza hexagonal M20x80	17	DIN 931		
24	Tuerca M27	16	DIN 934		
3	Tuerca M8	15	DIN 934		
12	Tuerca M20	14	DIN 934		
48	Arandela plana $\phi 27$	13	DIN 125		
6	Arandela plana $\phi 8$	12	DIN 125		
24	Arandela plana $\phi 20$	11	DIN 125		



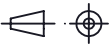
1	Placa de anclaje	10	P-12	S275JR	16,95	16,95
1	Zapata	9	P-11	HM-30	1875	1875
2	Brida DN760	8	P-10	AISI 304	88,27	176,5
1	Difusor	7	P-9	AISI 304	243,1	243,1
1	Garganta	6	P-8	AISI 304	26,54	26,54
1	Rejilla	5	P-7	AISI 304	21,43	21,43
2	Soporte Inferior	4	P-6	AISI 304	0,15	0,30
2	Soporte Superior	3	P-5	AISI 304	0,38	0,76
1	Tobera	2	P-4	AISI 304	164,07	164,07
2	Brida DN320	1	P-3	AISI 304	12,44	24,88
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total Peso

	Fecha	Nombre	Firma
Dibujado:	06-04-2018	Josu Ramón Rodríguez	
Comprobado:	06-04-2018	Pedro Arriaga Bayo	

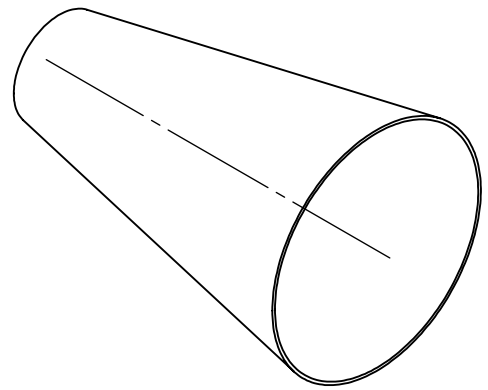
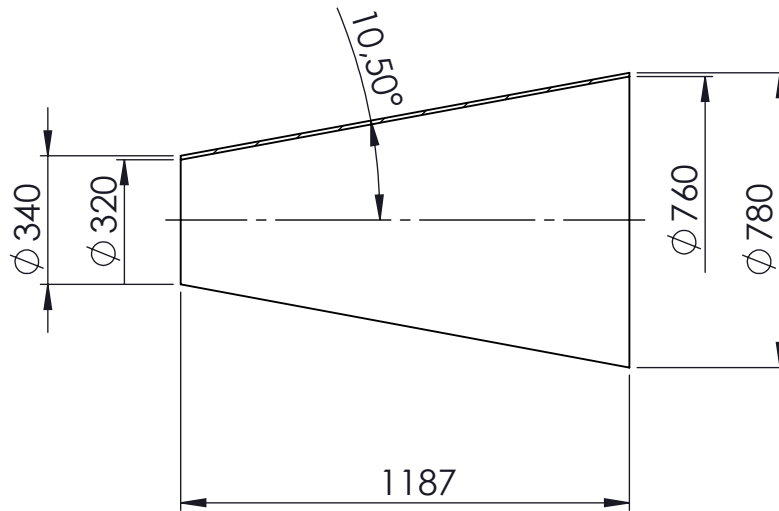




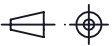
	Escala 1:20 (1:2) (1:10)	CONJUNTO-2	SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA FLUVIAL
			Plano N°. 2
			N° Planos. 12



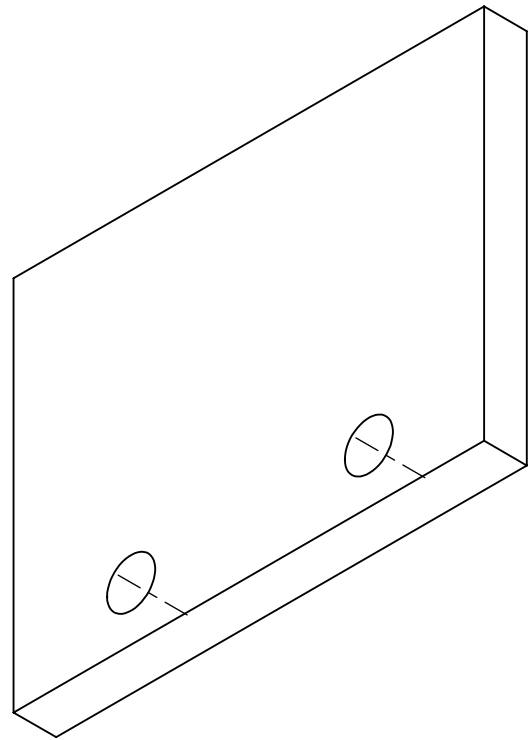
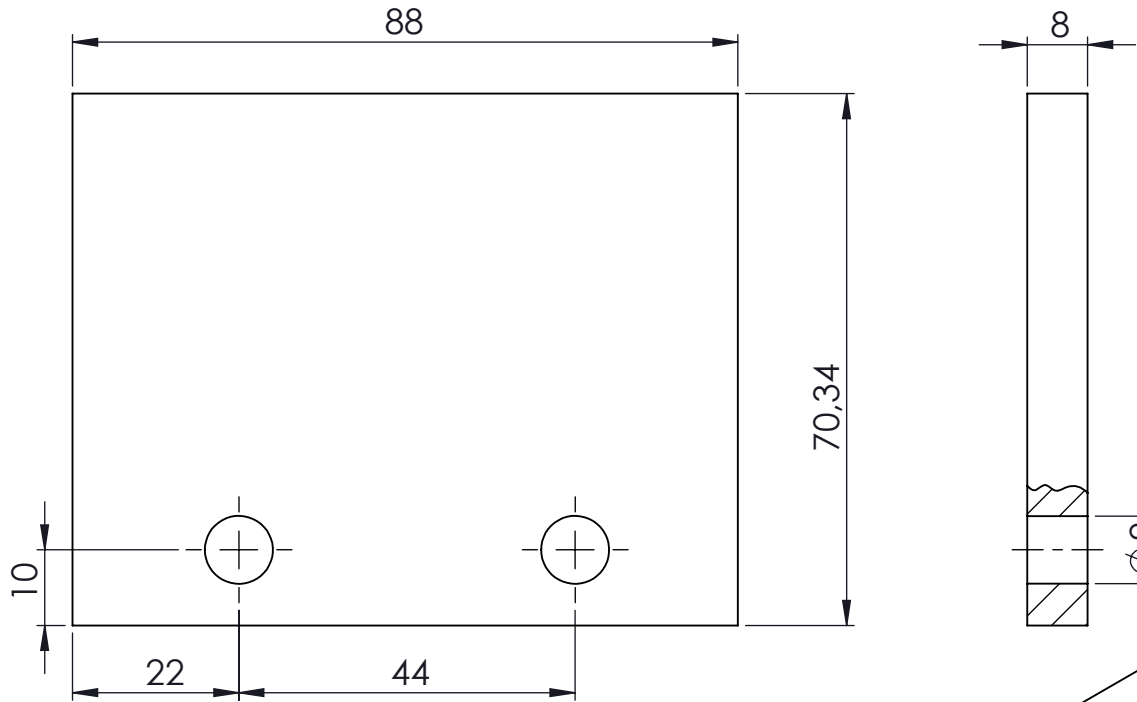
2	Brida DN320	1		AIISI 304	12,44	24,88
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	Peso
		Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO 	
Dibujado:	06-04-2018	Josu Ramón Rodríguez				
Comprobado:	06-04-2018	Pedro Arriaga Bayo				
	Escala	BRIDA DN320			SISTEMA DE CAPTACIÓN ENEGÉTICA FLUVIAL	
Tol. gen.	1:5					
					N° Planos. 12	

2. $\nabla \frac{N8}{}$



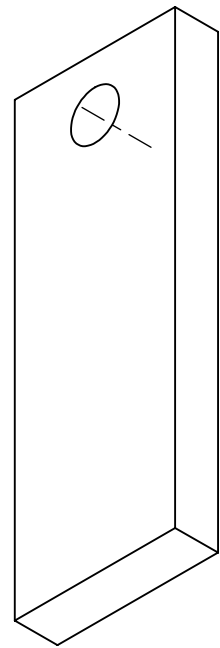
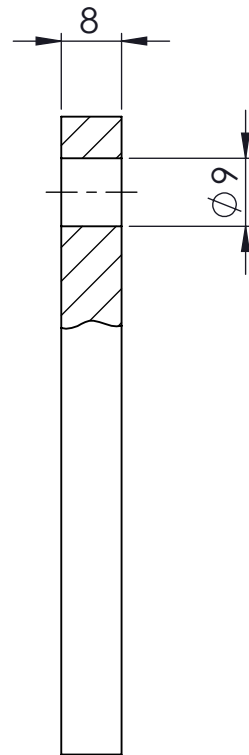
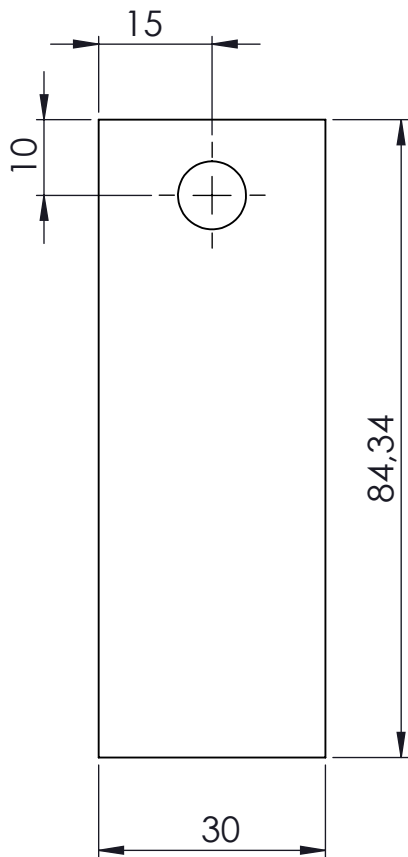
1	Tobera	2		AIISI 304	164	164
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO 		
Dibujado:	06-04-2018	Josu Ramón Rodríguez				
Comprobado:	06-04-2018	Pedro Arriaga Bayo				
	Escala	TOBERA		SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA FLUVIAL Plano N°. 4 N° Planos. 12		
Tol. gen.	1:20					




3. $\frac{N8}{\nabla}$



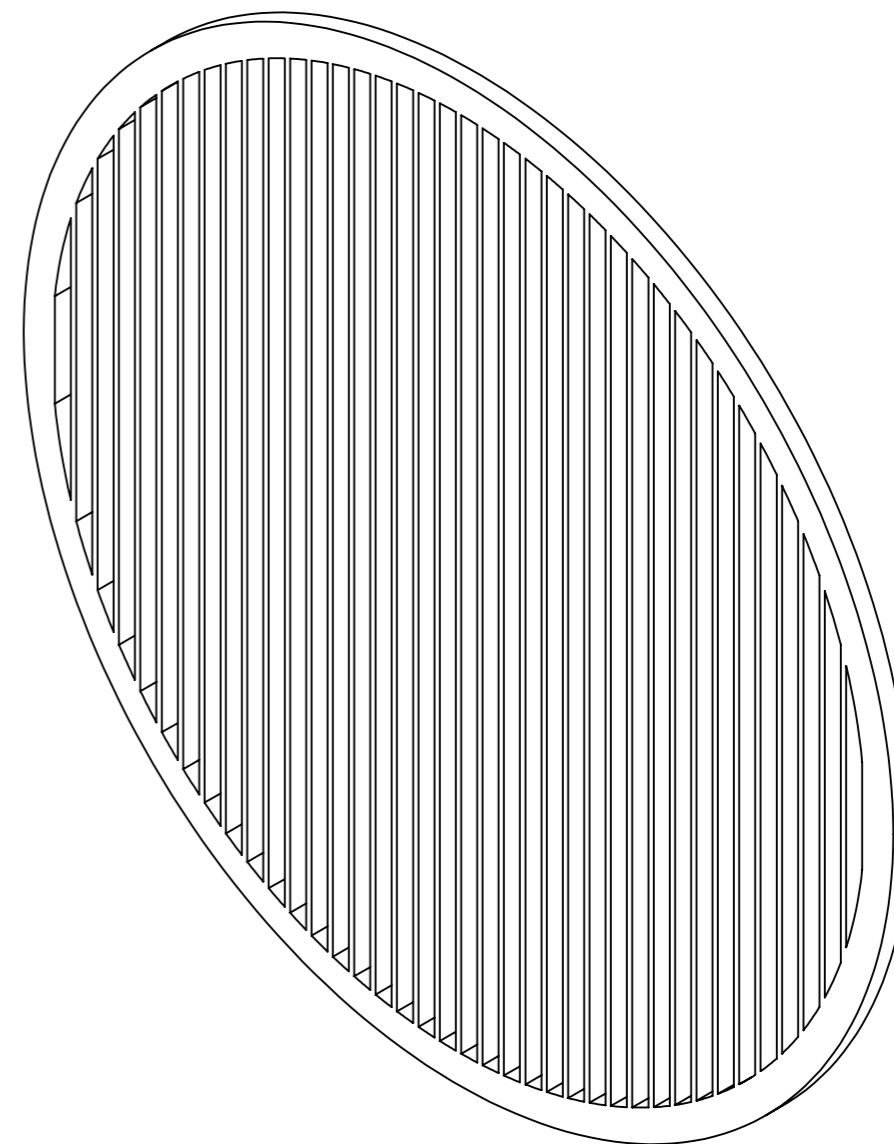
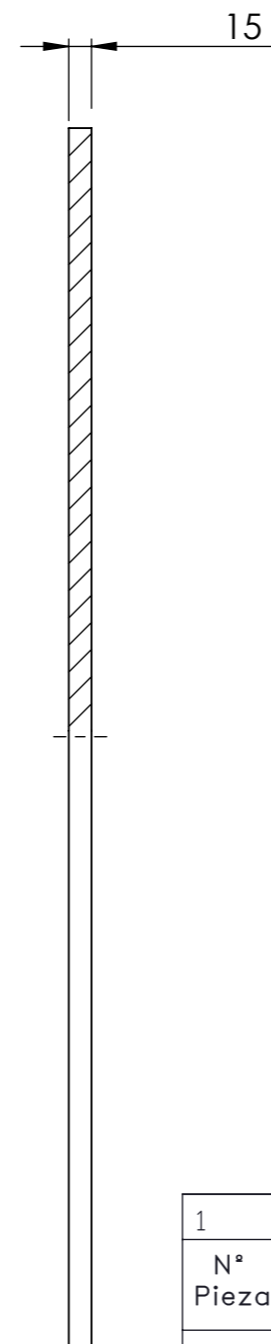
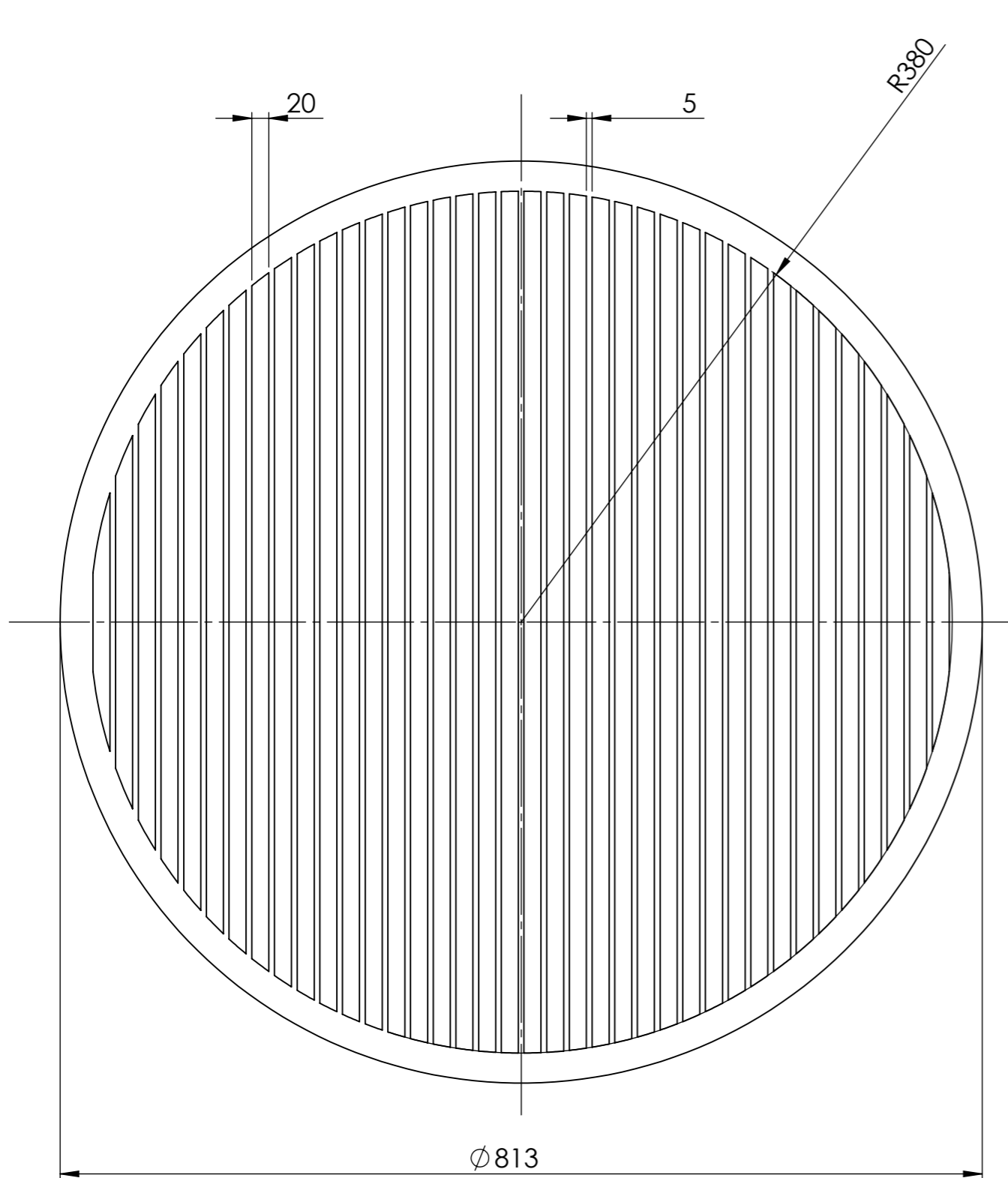
2	Soporte superior	3		AIISI 304	0,38	0,76		
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit. Total			
					Peso			
		Fecha	Nombre	Firma				
Dibujado:	06-04-2018	Josu Ramón Rodríguez						
Comprobado:	06-04-2018	Pedro Arriaga Bayo						
	Escala	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO			SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA FLUVIAL Plano N°. 5 N° Planos. 12			
Tol. gen.	1:1						SOPORTE SUPERIOR	

4. ∇ N8



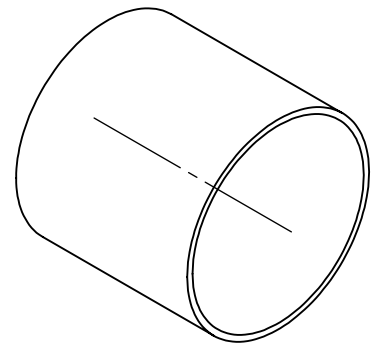
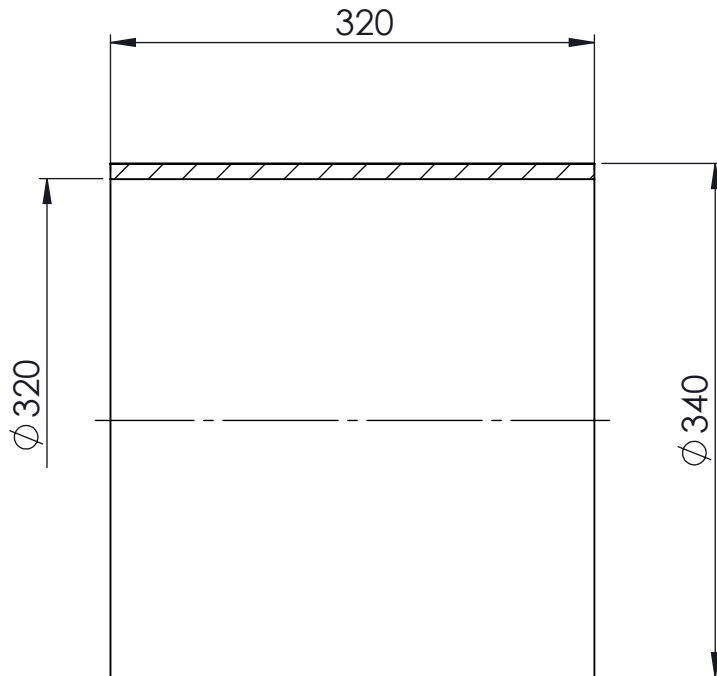
2	Soporte inferior	4		AIISI 304	0,15	0,30
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO 		
Dibujado:	06-04-2018	Josu Ramón Rodríguez				
Comprobado:	06-04-2018	Pedro Arriaga Bayo				
	Escala	SOPORTE INFERIOR		SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA FLUVIAL Plano N°. 6 N° Planos. 12		
Tol. gen.	1:1					

5. N8



1	Rejilla	5		AISI 304	21,43	21,43
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL BILBAO		
Dibujado:	06-04-2018	Josu Ramón Rodríguez				
Comprobado:	06-04-2018	Pedro Arriaga Bayo				
	Escala	REJILLA			SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA FLUVIAL	
Tol. gen.	1:5				Plano N°.	7
		N° Planos.	12			

6. $\nabla \frac{N8}{}$



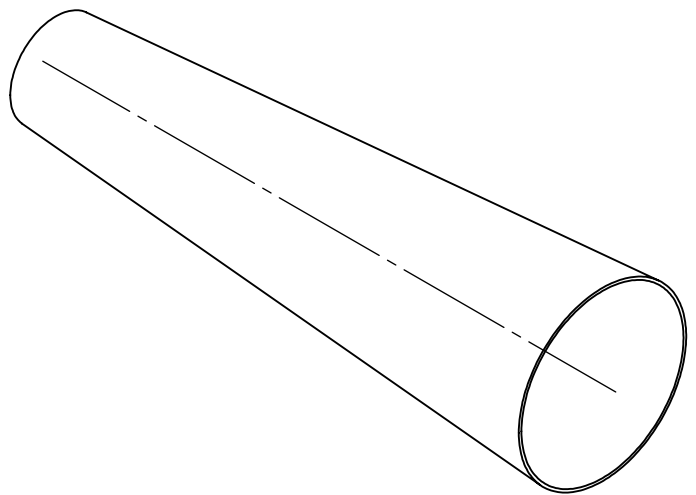
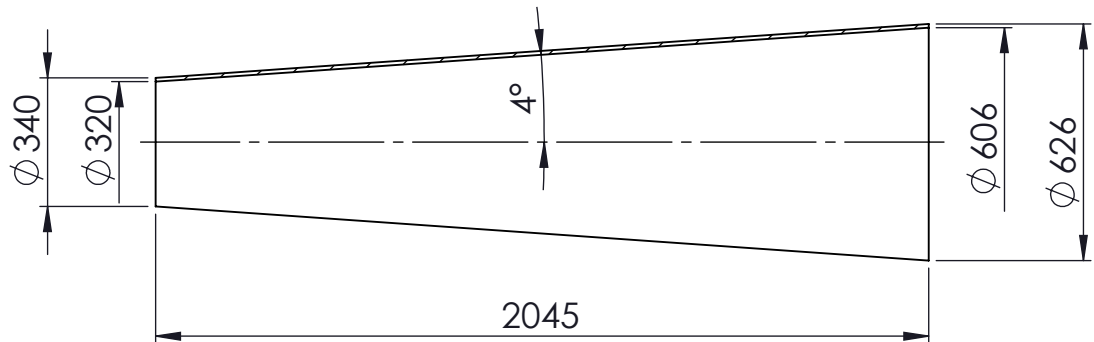
1	Garganta	6		AI SI 304		26,54
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit. Total	
					Peso	
		Fecha	Nombre	Firma		
Dibujado:	06-04-2018	Josu Ramón Rodríguez				
Comprobado:	06-04-2018	Pedro Arriaga Bayo				
	Escala	GARGANTA			SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA FLUVIAL	
Tol. gen.	1:5				Plano N°. 8	
					N° Planos. 12	



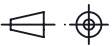


UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO
ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA
TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO

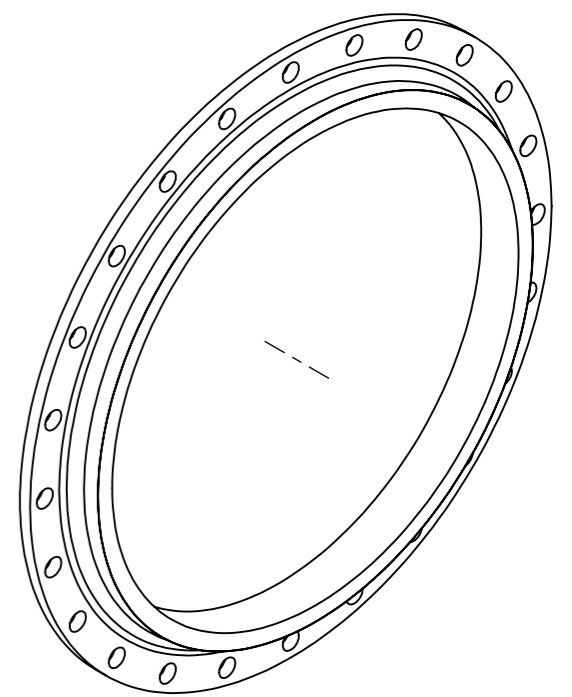
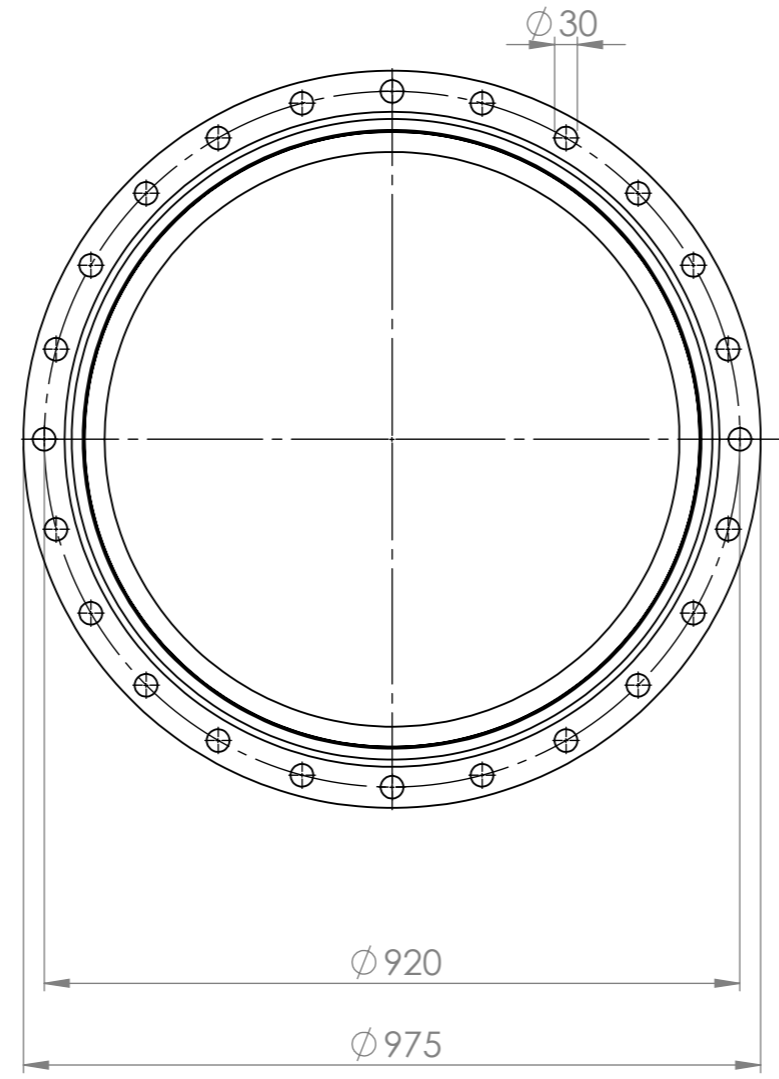
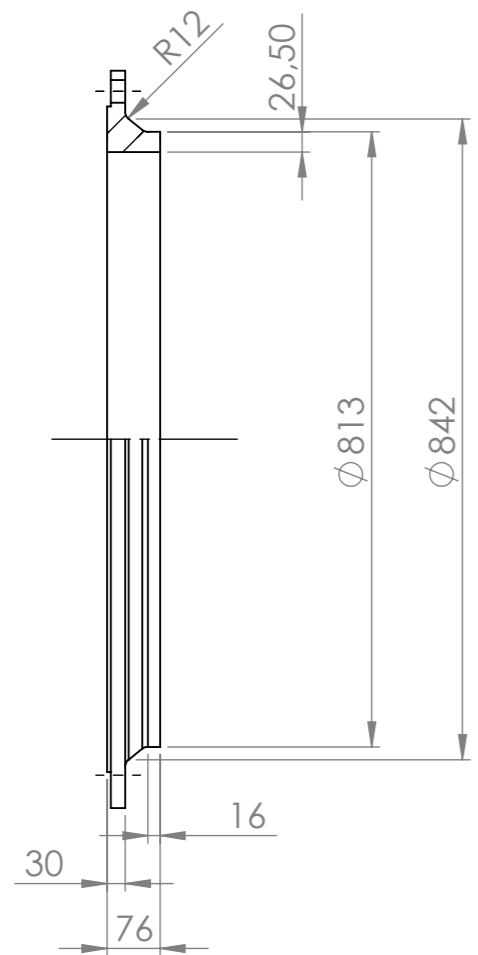


7. $\nabla \frac{N8}{}$



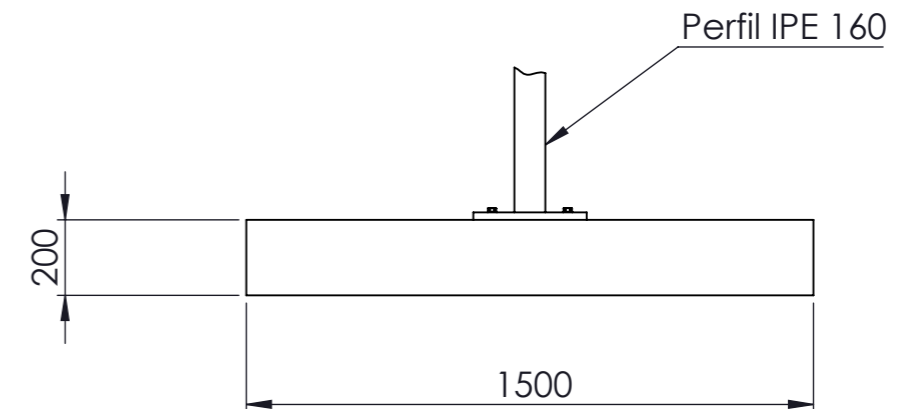
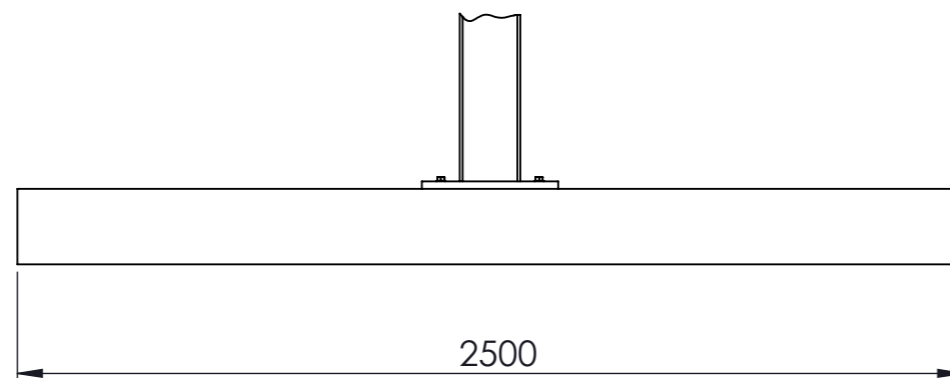
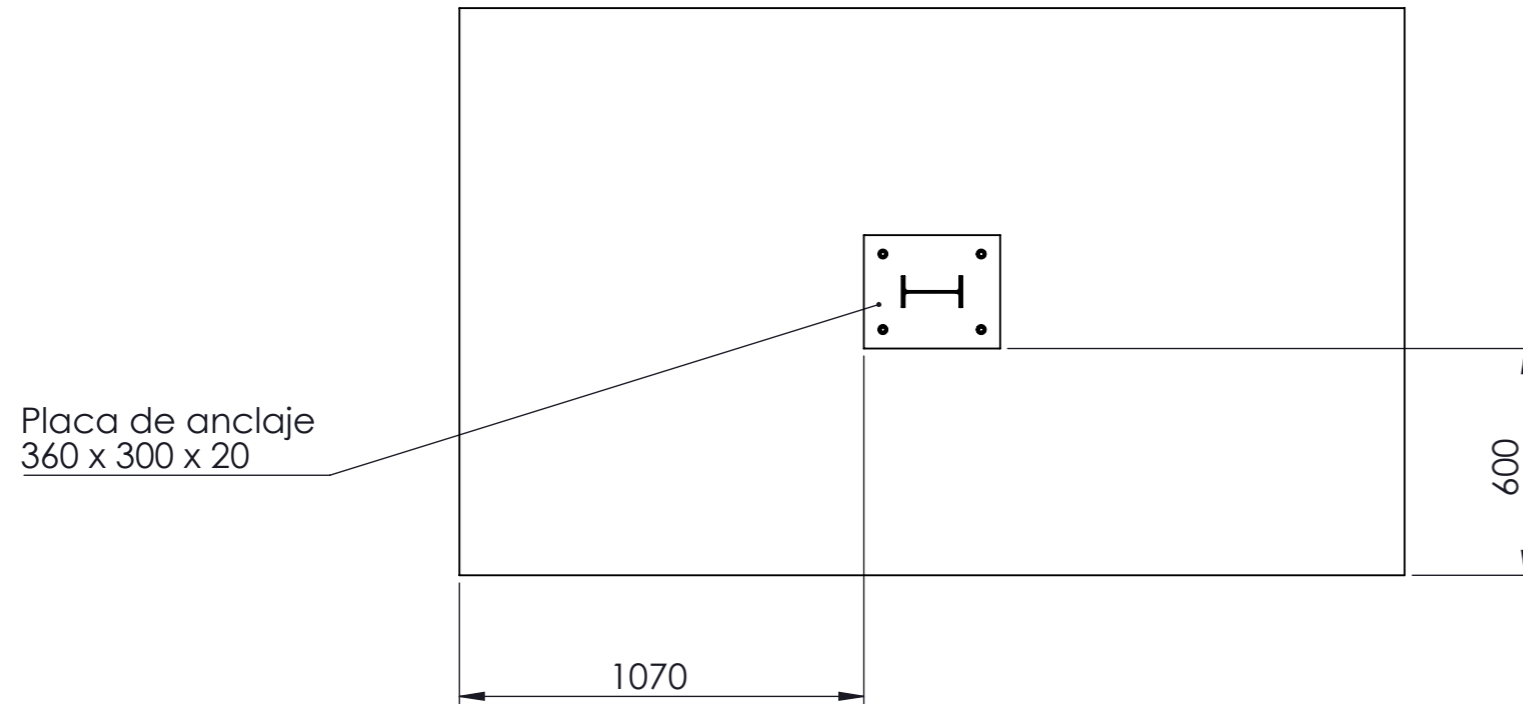
1	Difusor	7		AIISI 304	243,1	243,1
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO 		
Dibujado:	06-04-2018	Josu Ramón Rodríguez				
Comprobado:	06-04-2018	Pedro Arriaga Bayo				
	Escala	DIFUSOR		SISTEMA DE CAPTACIÓN ENEGÉTICA FLUVIAL		
Tol. gen.	1:20			Plano N°. 9		
				N° Planos. 12		

9. ∇ N8



2	Brida DN 760	8		AISI 304	88,27	176,5
N° Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL BILBAO		
Dibujado:	06-04-2018	Josu Ramón Rodríguez				
Comprobado:	06-04-2018	Pedro Arriaga Bayo				
	Escala	BRIDA DN 760		SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA FLUVIAL		
Tol. gen.	1:10					
				Plano N°.	10	
				N° Planos.	12	

10.



1	Zapata	10		HM-30/B/20/IIIb	1875	1875
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL BILBAO		
Dibujado:	06-04-2018	Josu Ramón Rodríguez				
Comprobado:	06-04-2018	Pedro Arriaga Bayo				
	Escala	ZAPATA			SISTEMA DE CAPTACIÓN ENERGÉTICA FLUVIAL	
Tol. gen.	1:20				Plano N°. 11	
					Nº Planos. 12	

