

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

Diseño de una microcentral hidroeléctrica para las zonas rurales de la
parroquia Zapotal de la provincia de Los Ríos.

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

María Fernanda Carrasco Idrovo

Manuel Enrique Morocho López

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a los tutores Juan Peralta, Ph.D.; Héctor Espinoza, Ph.D.; Emérita Delgado, Ph.D. y a los colaboradores Juan Carlos Pindo, M.Sc.; Efraín Terán, M.Sc.; Ing. Ernesto Martínez e Ing. Fernando Vaca, por su acertada ayuda a lo largo de este proyecto. De igual manera agradecemos a las personas que directa o indirectamente nos ayudaron a culminar este proyecto.

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

María Fernanda Carrasco Idrovo

Manuel Enrique Morocho López

Héctor Gabriel Espinoza Román, Ph.D.

Juan Manuel Peralta Jaramillo, Ph.D.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL".



María Fernanda Carrasco Idrovo

Estudiante



Manuel Enrique Morocho López

Estudiante



Héctor Gabriel Espinoza Román, Ph.D.

Director



Juan Manuel Peralta Jaramillo, Ph.D.

Director

RESUMEN

En los últimos años el estado ecuatoriano se ha enfocado en el desarrollo de ocho nuevas centrales hidroeléctricas que buscan brindar al país alrededor de 2.822 MW. A pesar de esto, se evidencia que aún existen zonas con desabastecimiento energético: tal es el caso de la parroquia Zapotal en la que el 7,03% de su población no cuenta con servicio eléctrico. Por lo tanto, ya que el país cuenta con innumerables recursos hídricos que no han sido debidamente utilizados, se plantea como posible solución parcial al desabastecimiento eléctrico de la parroquia Zapotal, el diseño de una *microcentral hidroeléctrica*.

El presente trabajo tiene como objetivo principal diseñar una microcentral hidroeléctrica con capacidad nominal de 150 kW, para tal efecto se deben evaluar los recursos hidroenergéticos del lugar, así como también seleccionar la turbina considerando el *caudal mínimo aprovechable* y el *salto disponible* en el sitio; además de ello, se deben seleccionar los accesorios y componentes periféricos de la microcentral. Finalmente, se realiza un análisis de costos de la implantación de la microcentral para evaluar la viabilidad del proyecto.

Siguiendo la metodología de los manuales de *Diseño, Estandarización y Fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas Vol. 1: Diseño, estandarización y fabricación de turbinas Mitchell-Banki* y *Estandarización para turbinas Mitchell-Banki*, se diseñó la turbina a utilizar en la central. El diseño hidráulico de la turbina permitió definir la geometría del rodete, de los álabes, del inyector y demás componentes de la turbina; mientras que el diseño mecánico permitió determinar sus espesores y materiales necesarios para que resista la carga del fluido.

Los materiales que se seleccionaron para el diseño mecánico se encuentran disponibles en el mercado local, siendo estos acero AISI 4140, A-36, acero inoxidable AISI 316, perfiles estándar UPN, tuberías de acero sin costura API 5L Gr. 500 y un tubo de 3" ASTM 500. Para la conversión de energía se seleccionó

un generador síncrono de cuatro polos y un sistema de bandas y dos poleas para la transmisión de la potencia entre la turbina y el generador.

La validación del diseño hidráulico se realizó a través del software ANSYS CFX, en el cual se analizó de forma bidimensional y transiente, el flujo en la sección media de la turbina. De la simulación se obtuvo un valor de torque ejercido por el flujo sobre el rodete respecto a su eje de giro, el cual tuvo un 7,3% de desviación porcentual relativa respecto al valor teórico, es decir al valor del *momento torsor máximo en el eje del rodete*.

Palabras clave: ANSYS CFX, caudal mínimo aprovechable, desabastecimiento energético, microcentral hidroeléctrica, turbinas Michell-Banki

ABSTRACT

In recent years, Ecuadorian state has focused on the development of eight new hydropower plants to provide the country around 2,822 MW. Despite this, it is evident there are still areas with energy shortages: such as the case of Zapotal community in which 7.03% of its population has no electricity. Therefore, since the country has many water resources which are not properly used, it is proposed as a possible partial solution to power shortages of Zapotal, designing a *micro-hydropower plant*.

This document's main objective is to design a micro-hydropower plant with a rated capacity of 150 kW. For this, the place's hydropower resources should be evaluated, as well as selecting the turbine considering the *usable minimum flow* and *the available height* on the site; also, the micro-hydropower's accessories and auxiliary components should be selected. Finally, a costs analysis of the plant's implementation is performed to evaluate the feasibility of the project.

Following the standard methodology of *Diseño, Estandarización y Fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas Vol. 1: Diseño, estandarización* and *Estandarización para turbinas Michell-Banki*, the plant's turbine was designed. The hydraulic design of the turbine allowed to define the geometry of the impeller, the blades, nozzle and other components of the turbine; while the mechanical design allowed to determine all plant component's thickness and material to resist the fluid's load.

The selected materials from the mechanical design are available in the local market, and these are: AISI 4140 steel, A-36 steel, AISI 316 stainless steel, standard UPN profiles, seamless steel API 5L Gr. 500 pipes and a ASTM 500 3" tube. For the energy conversion system, a four-pole synchronous generator power and a belts and pulleys system were selected.

Hydraulic design validation was performed using ANSYS CFX software, in which a transient two-dimensional analysis for the flow in the turbine's midsection was made. A torque exerted by the flow over the impeller value, respect its axis of

rotation, was obtained from the simulation which had a 7.3% relative percentage deviation from the theoretical one, i.e., the *maximum torque value respect impeller axis*.

Keywords: ANSYS CFX, energy shortages, micro-hydropower plant, Michell-Banki turbine, usable minimum flow.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	III
ÍNDICE.....	V
ABREVIATURAS	VIII
SIMBOLOGÍA	IX
ÍNDICE DE TABLAS	X
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Definición de problema	1
1.2. Objetivos.....	2
1.2.1. Objetivos Generales	2
1.2.2. Objetivos Específicos	2
1.3. Marco teórico	3
1.3.1. Microcentrales hidroeléctricas: Componentes y clasificación.....	3
1.3.2. Diseño de Turbinas hidráulicas: Clasificación y selección	7
CAPÍTULO 2.....	13
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO DE TURBINA.....	13
2.1. Evaluación de la demanda del sector y selección de la capacidad de la microcentral	14
2.2. Evaluación del recurso hidroenergético	15
2.2.1. Análisis estadístico de caudales registrados del río Zapotal	15
2.2.2. Salto bruto disponible	16
2.3. Selección de tipo de microcentral hidroeléctrica y tipo de turbina ...	18
2.3.1. Matriz de decisión del tipo de microcentral hidroeléctrica	18
2.3.2. Matriz de decisión del tipo de turbina	20
2.4. Diseño conceptual de la central hidroeléctrica y sus componentes..	22
2.5. Metodología del diseño hidráulico y mecánico	26
2.5.1. Análisis de las tuberías de presión y accesorios.....	26
2.5.2. Selección del diámetro del rotor y velocidad de giro de la turbina.....	28
2.5.3. Diseño del rodete	28
2.5.4. Cálculo y diseño del eje del rodete	33
2.5.5. Diseño del eje del álabe directriz	35
2.5.6. Selección de rodamientos y chumaceras.	37

2.5.7.	Diseño del inyector	37
2.5.8.	Diseño de la regulación	38
2.5.9.	Diseño y selección de chavetas y chaveteros	39
2.5.10.	Diseño de soportes de rodamientos	39
2.5.11.	Selección de buje para eje de álabe directriz	41
2.5.12.	Diseño de manzanas de rodete y álabe directriz	41
2.5.13.	Selección del generador	41
2.5.14.	Selección del sistema de transmisión de potencia.....	41
2.5.15.	Selección de acople flexible	42
2.5.16.	Diseño de la carcasa de turbina	42
2.5.17.	Sujeción mecánica	43
CAPÍTULO 3.....		44
3.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	44
3.1.	Diseño integral: Diseño hidráulico y mecánico	44
3.1.1.	Diseño hidráulico	44
3.1.1.1.	Análisis de las tuberías de presión y accesorios	44
3.1.1.2.	Análisis de velocidades en la turbina.	46
3.1.2.	Diseño mecánico	46
3.1.2.1.	Geometría del rodete	46
3.1.2.2.	Potencia al freno de la turbina (PT).....	47
3.1.2.3.	Diseño de los álabes del rotor	47
3.1.2.4.	Diseño del eje del rodete	48
3.1.2.5.	Diseño del eje del álabe directriz	51
3.1.2.6.	Diseño del eje del generador	52
3.1.2.7.	Selección de rodamientos y chumaceras	53
3.1.2.8.	Diseño del inyector	53
3.1.2.9.	Diseño de la regulación.....	54
3.1.2.10.	Diseño y selección de chavetas y chaveteros	55
3.1.2.11.	Diseño de soportes de chumaceras.	56
3.1.2.12.	Soldadura de bases para chumaceras.....	57
3.1.2.13.	Selección de buje para eje de álabe directriz	58
3.1.2.14.	Diseño de manzanas de rodete y álabe directriz.....	58
3.1.2.15.	Selección del generador	58
3.1.2.16.	Selección del sistema de transmisión de potencia	59
3.1.2.17.	Selección de acople flexible	59

3.2. Simulación de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) en ANSYS CFX de la turbina Michell-Banki diseñada	60
3.2.1. Problema.....	60
3.2.2. Geometría	60
3.2.3. Mallado.....	62
3.2.4. Configuración de ANSYS CFX – Pre.....	63
3.2.5. Solución del problema a través de ANSYS CFX Solver.....	66
3.2.6. Resultados obtenidos de ANSYS CFD – Post.....	66
3.3. Análisis de Costos	70
3.3.1. Análisis de costo de obra civil.....	70
3.3.2. Análisis de los costos de inversión	70
3.3.3. Cálculo del VAN	71
3.3.4. Cálculo del TIR.....	71
CAPITULO 4.....	72
4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....	72
4.1. Conclusiones	72
4.2. Recomendaciones	73
BIBLIOGRAFÍA.....	75
APÉNDICES	77
Apéndice A	77
Apéndice B	81
Apéndice C	86
Apéndice D	89
Apéndice E	90
Apéndice F	92
Apéndice G	97

ABREVIATURAS

ANSYS	Swanson Analysis Systems
ASTM	American Society for Testing and Materials
ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos
ARCONEL	Agencia de Regulación y Control de Electricidad
AWS	American Welding Society
CAE	Ingeniería Asistida por Computadora
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
CONELC	Consejo Nacional de Electricidad
GAD	Gobierno Autónomo Descentralizado
INAMHI	Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología
INE	Instituto Nacional de Energía
MFR	Múltiples Marcos de Referencia
OLADE	Organización Latinoamericana de Energía
QGIS	Sistema de Información Geográfica
RANS	Ecuaciones de Navier – Stokes Promediadas de Reynolds
TIR	Tasa Interna de Retorno
VAN	Valor Actual Neto

SIMBOLOGÍA

m	Metros
mm	Milímetros
kgf	Kilogramo fuerza
s	Segundos
N	Newton
kPa	Kilo pascales
MPa	Mega pascales
RPM	Revoluciones por minuto
kgf-m	Kilogramo fuerza-metro
kVA	Kilo voltamperios
W	Watts

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Tipos de microcentrales hidroeléctricas.....	5
Tabla 1.2. Turbinas hidráulicas y velocidades específicas	11
Tabla 2.1. Rango de calificación para cada alternativa.	18
Tabla 2.2. Ponderación para cada criterio.....	19
Tabla 2.3. Matriz de selección para el tipo de microcentral.	20
Tabla 2.4. Ponderación para cada criterio.....	21
Tabla 2.5. Matriz de selección para el tipo de turbina hidráulica.	22
Tabla 2.6. Tabla para especificar el diámetro máximo del álabe directriz permitido de acuerdo al diámetro externo del rodete.....	36
Tabla 3.1. Velocidades a la entrada y salida del rodete.	46
Tabla 3.2. Parámetros principales del rodete.	47
Tabla 3.3. Resultados de fuerzas y esfuerzos para los álabes.....	47
Tabla 3.4. Fuerza en Y para el eje del rodete.	48
Tabla 3.5. Fuerzas en Z para el eje del rodete.....	48
Tabla 3.6. Momentos laterales y torsores en el eje del rodete.....	48
Tabla 3.7. Fuerzas y deflexiones en Z para el eje del rodete.	49
Tabla 3.8. Fuerza en Y para el eje del rodete.	52
Tabla 3.9. Fuerzas en Z para el eje del rodete.....	52
Tabla 3.10. Selección de rodamientos y chumaceras.	53
Tabla 3.11. Dimensiones finales para chaveta y chavetero.....	56
Tabla 3.12. Parámetros de soldadura.	57
Tabla 3.13. Dimensiones de buje seleccionado.	58
Tabla 3.14. Dimensiones de manzana en mm.	58
Tabla 3.15. Características del generador síncrono.	59
Tabla 3.16. Características del mallado para cada subdomino.	63
Tabla 3.17. Configuración del tipo de análisis en ANSYS CFX - Pre.....	64
Tabla 3.18. Configuración de subdominios rotatorios del volumen de control en ANSYS CFX - Pre.....	64
Tabla 3.19. Configuración de subdominios estacionarios del volumen de control en ANSYS CFX - Pre	64

Tabla 3.20. Condiciones de frontera para la simulación en ANSYS CFX – Pre...	65
Tabla 3.21. Configuración de control de ANSYS CFX Solver.....	65
Tabla 3.22. Configuración de control de salidas.....	65

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Esquema de una microcentral hidroeléctrica.	4
Figura 1.2. Central de agua fluyente.	5
Figura 1.3. Central de pie de presa.	6
Figura 1.4. Central integrada a canal.	6
Figura 1.5. Central integrada en sistema de alimentación de agua potable.....	6
Figura 1.6. Turbina Pelton con distribuidor.	7
Figura 1.7. Turbina Francis radial.....	8
Figura 1.8. Turbina Kaplan.....	9
Figura 1.9. Turbina Michell-Banki.....	10
Figura 1.10. Relación del tipo de turbinas en función del salto y el caudal.	12
Figura 2.1. Metodología para determinar parámetros de la microcentral.....	13
Figura 2.2. Metodología de diseño para la turbina.....	14
Figura 2.3. Imagen de las elevaciones interpoladas en QGIS para el río Zapotal.....	16
Figura 2.4. Esquema de desarenador vista en planta y lateral.....	23
Figura 2.5. Esquema de desarenador y cámara de carga vista en planta.....	23
Figura 2.6. Diseño conceptual de la microcentral para la parroquia Zapotal	25
Figura 2.7. Triángulos de velocidades en el rodete.	29
Figura 2.8. Diagrama de fuerzas en el eje del rodete.....	34
Figura 2.9. Esquema de deflexiones en el eje.....	35
Figura 2.10. Placa del inyector que soporta la fuerza generada por la entrada de agua.....	37
Figura 2.11. Esquema de la palanca reguladora.	38
Figura 2.12. Plancha modelada como viga empotrada.....	40
Figura 2.13. Esquema del sistema de transmisión de potencia.	42
Figura 3.1. Extracto de catálogo de máximos diámetros en tuberías de acero sin costura.	44
Figura 3.2. Extracto de catálogo de máximos diámetros en tuberías PVC de presión.	45
Figura 3.3 Calidad del mallado en el eje del rodete.....	49
Figura 3.4. Análisis de esfuerzo sobre el eje del rodete.	50

Figura 3.5. Deformaciones a lo largo del eje del rodete.	50
Figura 3.6. Variación del factor de seguridad en el eje del rodete.	51
Figura 3.7. Esquema del eje del generador.	52
Figura 3.8. Esquema de fuerzas del brazo regulador.	55
Figura 3.9. Plancha modelada como viga empotrada. (Repetida)	56
Figura 3.10. Extracto de catálogo de Hutchinson.	59
Figura 3.11. Subdominio “inyector” del volumen de control.	61
Figura 3.12. Subdominio “rotor” del volumen de control.	61
Figura 3.13. Subdominio “sección interior” del volumen de control.	62
Figura 3.14. Subdominio “carcasa” del volumen de control.	62
Figura 3.15. Fracción de volumen de agua en el interior de la turbina (vista lateral).	67
Figura 3.16. Velocidad del flujo a lo largo de la turbina (Vista lateral)	67
Figura 3.17. Contornos de Velocidad del flujo a lo largo de la turbina (Vista lateral).	68
Figura 3.18. Velocidad del flujo en la descarga de la carcasa (Vista lateral) ...	68
Figura 3.19. Grafica de torque generado en el eje del rodete en función del tiempo.	69

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Definición de problema

El agua es un recurso natural abundante y renovable que se tiene a disposición en nuestro país. Actualmente, el estado ecuatoriano mantiene como enfoque energético el aprovechamiento del recurso hídrico, para ello se están instalando ocho centrales hidroeléctricas, que proveerán 2,822.4 MW (EL UNIVERSO, 2015) con un costo de inversión de \$5,845,422,895. No obstante, estos grandes proyectos tardan años en su construcción y producen impactos significativos alterando el ecosistema del lugar.

Por otra parte, aunque todos estos proyectos tienen la finalidad de lograr abastecer con electricidad a la mayor parte de la población ecuatoriana hasta el año 2020, se evidencia que existen zonas rurales que aún no cuentan con servicios de abastecimiento eléctrico (Plan de desarrollo y ordenamiento territorial del gobierno parroquial de Zapotal, 2014), puesto que se requieren cubrir largas distancias de tendido eléctrico para llegar a ciertas poblaciones rurales o aisladas. Algunas de estas poblaciones se encuentran dentro de la parroquia Zapotal, en el cantón Ventanas, provincia de Los Ríos. El Gobierno Autónomo de Zapotal en el 2014 estimó que la cobertura en el servicio de energía eléctrica alcanzó al 92.97% de la población de la parroquia.

El presente trabajo busca mejorar la calidad de vida en el sector rural de la parroquia, el cual cuenta con un desabastecimiento del 7.03%. En contraste con el desabastecimiento eléctrico, se estimó que el sector posee recursos hídricos disponibles que no han sido debidamente utilizados para la generación de energía eléctrica, como es el caso del río Zapotal que fluye a través de la parroquia del mismo nombre y se localiza en una microcuenca del río Babahoyo, con una superficie de 6,251.86 has.

Por lo tanto, en este estudio se plantea como una solución parcial al desabastecimiento eléctrico (actual y proyectado a 20 años en el futuro) de las zonas rurales de la parroquia, diseñar una microcentral hidroeléctrica alimentada con un caudal aproximado de $1.67 \text{ m}^3/\text{s}$ tomado del río Zapotal para la producción de 150 kW.

Cabe mencionar que el alcance de este proyecto consiste en la selección del tipo de microcentral que debe instalarse por las condiciones de la zona; la selección de la tubería de presión, sistema de transmisión de potencia, generador eléctrico y acoples necesarios para la misma; y el diseño fluido-dinámico y estructural de la turbina adecuada.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivos Generales

- Diseñar una microcentral hidroeléctrica con capacidad nominal de 150 kW para abastecer a la población rural de la parroquia Zapotal.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Definir la disponibilidad hidroenergética y el requerimiento eléctrico de la zona utilizando criterios de sostenibilidad y energías renovables.
- Seleccionar el tipo de microcentral hidroeléctrica adecuada para el sector.
- Seleccionar el tipo de turbina en base al caudal mínimo aprovechable y el salto disponible del sitio estudiado.
- Diseñar la turbina de generación y sus elementos fundamentales a través de un análisis fluido-dinámico y estructural.
- Seleccionar accesorios y los componentes periféricos de la microcentral hidroeléctrica.
- Realizar un análisis de costos de implementación de la microcentral hidroeléctrica para garantizar su competitividad en el mercado nacional.

1.3. Marco teórico

1.3.1. Microcentrales hidroeléctricas: Componentes y clasificación

La energía hidráulica se puede descomponer en la energía de movimiento de las masas de agua y la energía potencial de las mismas, disponible a una cierta altura con respecto a un lugar referencial. Se origina a través de la evaporación del agua de océanos, ríos, lagos, etc. por efecto de la energía solar y posteriormente cae en forma de lluvia o nieve en cotas altas de la superficie terrestre, hasta retornar a sus afluentes de agua. Por lo tanto, la energía hidráulica es considerada como una energía renovable, la cual es utilizada en centrales hidroeléctricas para la generación de electricidad. (Carta, Calero, Colmenar, & Castro, 2009)

Las centrales hidroeléctricas se clasifican de acuerdo a la cantidad de potencia que generan. Se define como *microcentral hidroeléctrica* a una instalación hidroeléctrica que produce una potencia igual o menor a 300 kW (Coz, 1995) y que está constituida por los siguientes componentes:

- **Bocatoma.-** Se encarga de regular y captar el caudal de agua requerido por la microcentral desde el río, el cual es transportado a través de sus componentes, que son:
 - **Canal de acceso o abducción.-** Conduce el agua hasta la cámara de carga y/o desarenador.
 - **Desarenador.-** Cumple la función de sedimentar las partículas que lleva el agua (reduciendo la velocidad del caudal) para removerlas adecuadamente.
 - **Aliviadero.-** Permite conducir el excedente de agua que rebosa de la cámara de carga.

- **Cámara de carga.-** Se encuentra entre el canal de abducción y la tubería de presión. Se encarga de amortiguar la caída del agua para evitar sobrepresiones en la conducción forzada.
- **Tubería de presión.-** Se encarga de dirigir el agua desde la cámara de carga hasta la turbina, entregándola a la presión generada debido a la caída. Si se selecciona tubería de acero, esta va instalada sobre apoyos. Si es de PVC, esta necesariamente debe ir enterrada o ser recubierta con pintura para permanecer a la intemperie.
- **Casa de máquinas.-** Es el lugar donde se encuentra instalado el grupo hidroeléctrico, conformado por: la turbina hidráulica, el generador eléctrico, el sistema de transmisión de potencia y el tablero de control.
- **Canal de descarga.-** Es a través del cual el agua, después de entregar su energía a la turbina, retorna al río o a otro canal para continuar su paso.

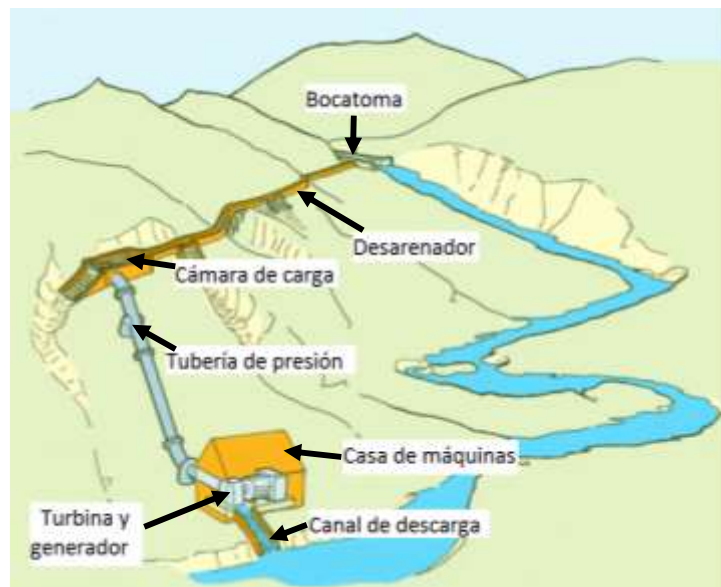


Figura 1.1. Esquema de una microcentral hidroeléctrica.

Fuente: Autores.

Clasificación

Las microcentrales hidroeléctricas se pueden clasificar en función de la forma en que se instalen. Se especifica dicha clasificación en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Tipos de microcentrales hidroeléctricas.

Tipos de centrales	Ventajas	Desventajas
De agua fluyente	Puede ser aplicado para saltos pequeños o medio altos.	Demanda gran estructura de ingeniería civil. No hay una regulación del caudal que entra al desarenador.
De pie de presa	Permite tener un embalse para almacenar agua y regular el caudal.	La inversión inicial es costosa, demanda una gran estructura de ingeniería civil.
Integradas en canales	Se aprovecha el desnivel del canal y permite descargar en otro río o afluente del mismo. Requiere menor construcción de ingeniería civil.	Permite una regulación parcial del caudal.
Integradas en sistema de alimentación de agua potable	Se utilizan los embalses de las estaciones de tratamiento.	Requiere una compuerta para regular el caudal.

Fuente: Autores.



Figura 1.2. Central de agua fluyente.

Fuente: Carta, Calero, Colmenar & Castro, 2009.

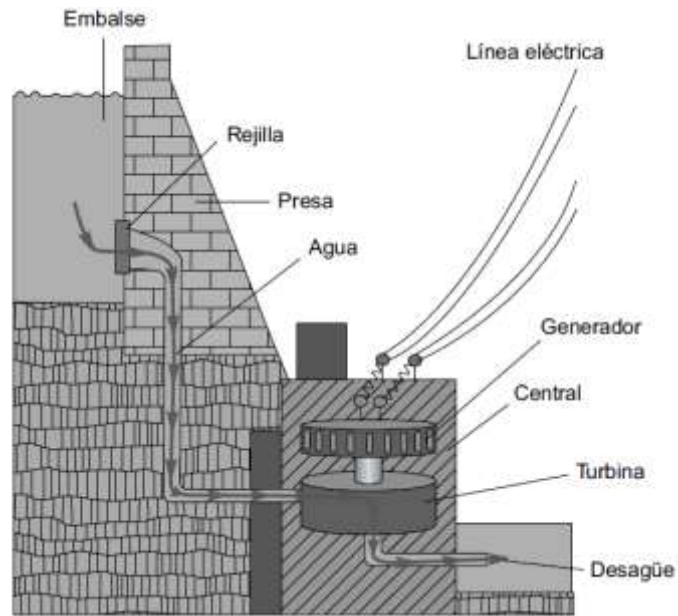


Figura 1.3. Central de pie de presa.

Fuente: Carta, Calero, Colmenar & Castro, 2009.

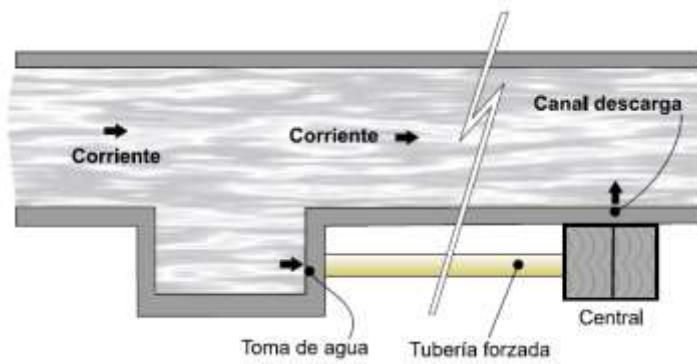


Figura 1.4. Central integrada a canal.

Fuente: Carta, Calero, Colmenar & Castro, 2009.

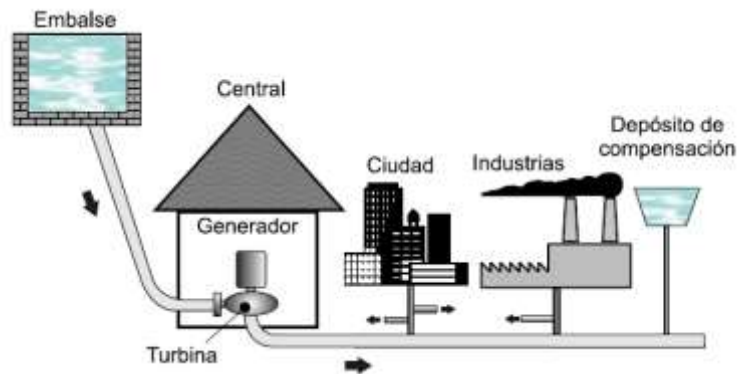


Figura 1.5. Central integrada en sistema de alimentación de agua potable.

Fuente: Carta, Calero, Colmenar & Castro, 2009.

1.3.2. Diseño de Turbinas hidráulicas: Clasificación y selección

Al ser el propósito de este trabajo el diseño de una microcentral hidroeléctrica implementando un tipo de turbina, se detallarán definiciones y partes de los diferentes tipos de turbinas hidráulicas. (Çengel & Cimbala, 2006).

Tipos de turbinas

Turbina Pelton

Es una turbina de acción, de flujo tangencial y de admisión parcial. Puede operar en condiciones de grandes saltos y bajos caudales.

El distribuidor puede estar constituido hasta con seis inyectores. El inyector consta de una tobera que está acoplada a una aguja de desplazamiento axial que permite regular el flujo de agua. Para microcentrales se puede prescindir de la aguja de regulación y operar con toberas de caudal constante.

El rodete es accionado por el flujo suministrado por el distribuidor y consta de un disco con álabes en forma de cuchara colocados en su periferia. Las cucharas o cangilones están diseñados para que dividan el flujo a la mitad y cambien la dirección del flujo casi 180° (respecto a un marco de referencia que se mueve con el aspa).

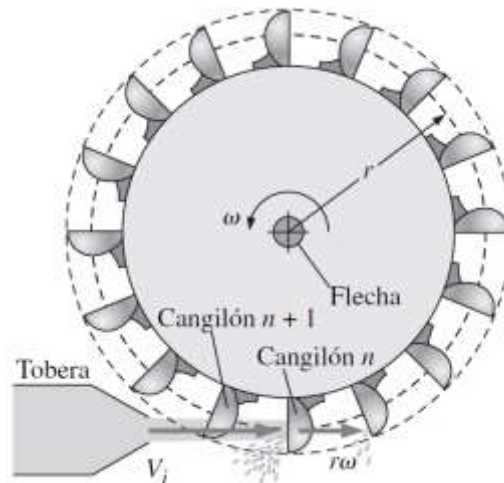


Figura 1.6. Turbina Pelton con distribuidor.

Fuente: Çengel & Cimbala, 2006.

La fabricación del rodete y tobera se realizan por fundición, generando altos costos en construcción, así como también de mantenimiento, sin embargo alcanza eficiencias superiores al 90%.

Turbina Francis

Se puede clasificar como una turbina de reacción, de flujo mixto y de admisión total. Son utilizadas en zonas de alto cabezal y gran caudal.

El distribuidor está formado por álabes o aspas de posición variable y perfil aerodinámico que están colocados en la periferia de la carcasa para controlar el flujo de agua.

El rodete posee álabes fijos colocados entre el disco y una corona exterior y generalmente poseen doble curvatura. El agua ingresa radialmente por la periferia externa y abandona el rodete en dirección axial hacia el tubo de aspiración.

El tubo de aspiración tiene forma de un difusor y pueden ser de tipo recto o acodado, La selección del mismo dependerá de la altura de aspiración para evitar la cavitación.

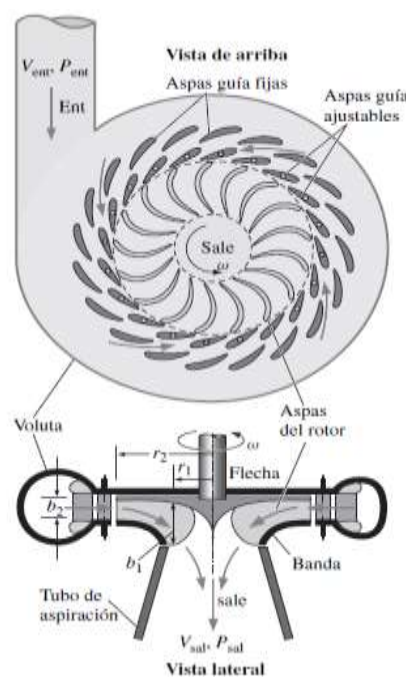


Figura 1.7. Turbina Francis radial.

Fuente: Çengel & Cimbala, 2006

Existen modelos estándar ofertados por varios fabricantes para potencias menores de 100 kW por lo que el costo puede ser relativamente inferior (Dávila, Vilar, Villanueva, & Quiroz, 2010). Además, la turbina tiene una máxima eficiencia del 90% pero a cargas variables esta disminuye relativamente y el costo de mantenimiento es menor en comparación con la Pelton.

Turbina Kaplan

Se consideran como turbinas de flujo axial, de reacción y de admisión total.

La turbina Kaplan cuenta con: cámara de alimentación, predistribuidor, distribuidor, rodete y tubo de aspiración. Además cuenta con una carcasa-espiral de sección circular o rectangular.

El distribuidor es similar al de la turbina Francis. El tubo de aspiración puede ser de tipo recto o acodado, según el requerimiento de la altura de aspiración. El rodete es una de las principales características de este tipo de turbina, posee álabes de perfil de ala de avión orientables.

En este tipo de turbinas tanto el costo de fabricación como el mantenimiento demandan mayor inversión, a pesar de que alcanza eficiencias en el rango de 0.85 y 0.9.

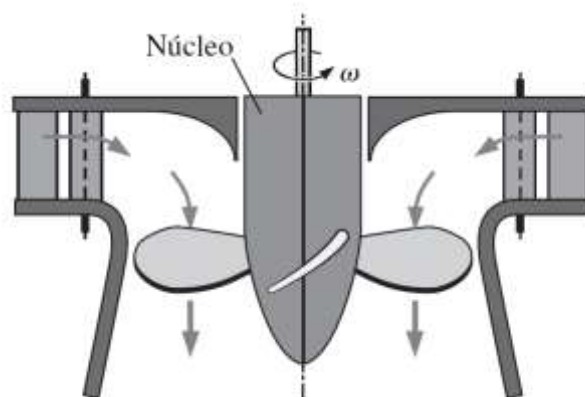


Figura 1.8. Turbina Kaplan.

Fuente: Çengel & Cimbala, 2006

Turbina de flujo cruzado

Es una turbina de acción, de flujo radial - transversal, de doble paso y admisión parcial, son utilizadas para bajo cabezal y regímenes de caudal bajo y medio. Es también conocida como turbina de flujo transversal o Michell-Banki-Ossberger.

El inyector consta de una tobera de sección rectangular que abarca una porción del arco del rodete. Posee una paleta directriz para regular el caudal.

El rodete tiene forma de un tambor y está compuesto por discos en los cuales se fijan un cierto número de álabes de perfil curvo.

Cuenta además con una carcasa que se encarga de confinar y de conducir el agua de vuelta hacia el río de donde se extrajo y un mecanismo de regulación que puede ser un sistema mecánico o un sistema de control para regular el caudal de entrada a la turbina.

Presentan eficiencias entre 0.7 y 0.8, los cuales son valores inferiores a las eficiencias de turbinas Pelton y Francis, sin embargo su mantenimiento y costos de fabricación son significativamente menores con respecto a otras turbinas y por tales motivos son frecuentemente utilizadas en microcentrales hidroeléctricas.

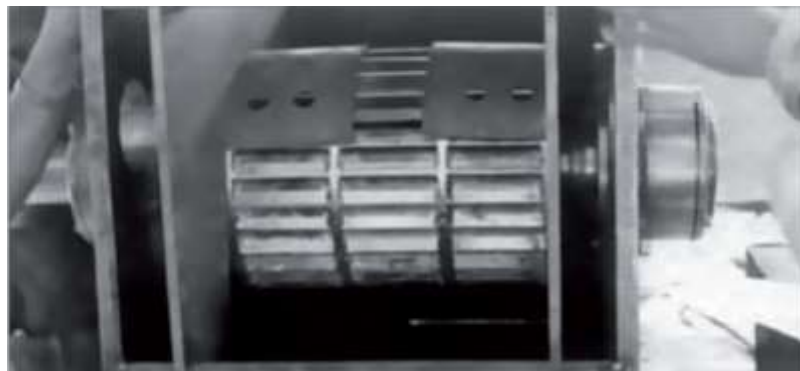


Figura 1.9. Turbina Michell-Banki.

Fuente: Dávila, Vilar, Villanueva & Quiroz, 2010.

Selección de turbina mediante velocidades específicas

Se puede seleccionar el tipo de turbina hidráulica a través de la velocidad específica de giro de potencia N_s o de caudal N_q (OLADE, 1982) cuyos valores se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones, respectivamente:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H_{\text{neto}}^{\frac{5}{4}}} \quad \text{Ecuación 1}$$

$$N_q = \frac{N\sqrt{Q}}{H_{\text{neto}}^{\frac{3}{4}}} \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

P es la potencia neta de la microcentral (CV).

H_{neto} es el cabezal neto (m).

Q es el caudal de diseño (m^3/s).

N es la velocidad de giro del rodete (RPM).

Tabla 1.2. Turbinas hidráulicas y velocidades específicas

Tipo de turbina	Rango de N_q	Rango de N_s
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta 9	Hasta 30
Turbina Pelton de 2 toberas	4 – 13	14 – 42
Turbina Pelton de 3 toberas o más	5 – 22	17 – 73
Turbina Michell – Banki	18 – 60	60 – 200
Turbina Francis lenta	18 – 38	69 – 125
Turbina Francis normal	38 – 68	125 – 225
Turbina Francis rápida	68 – 135	225 – 450
Turbinas axiales (Kaplan)	105 – 300	350 – 1000

Fuente: OLADE, 1982.

De acuerdo al valor obtenido a través de las ecuaciones 1 o 2 se puede seleccionar el tipo de turbina adecuada utilizando la tabla 1. 2.

Selección mediante gráficos de altura y caudal

El diagrama salto-caudal permite seleccionar tipos de turbinas, orientado principalmente para aplicaciones en mini, micro y pico centrales hidroeléctricas. Este diagrama se puede observar en la figura 6 (Cadena & Tipán, 2012).

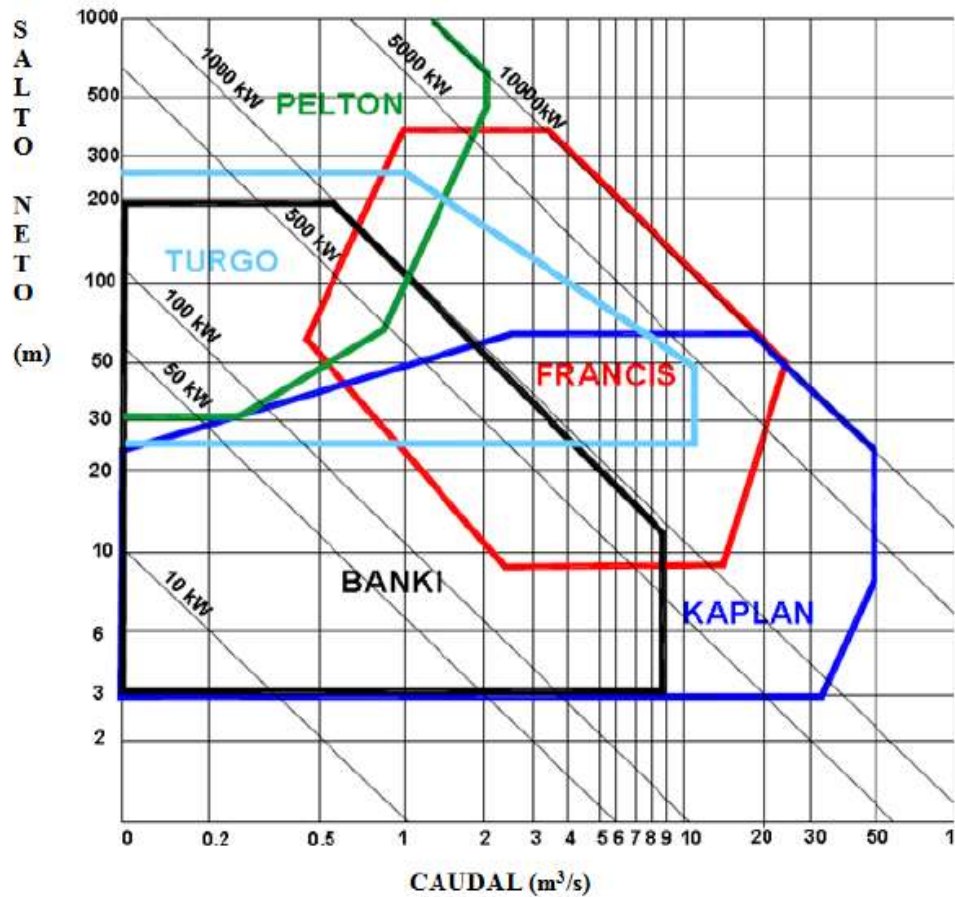


Figura 1.10. Relación del tipo de turbinas en función del salto y el caudal.

Fuente: Cadena & Tipán, 2012.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO DE TURBINA

El diseño de la microcentral requiere determinar el caudal, cabezal neto y la demanda eléctrica (Dávila, Vilar, Villanueva, & Quiroz, 2010) para seleccionar un tipo de microcentral y turbina adecuadas. Luego, para diseñar la turbina, se seleccionan un diámetro exterior de rodete D_e y una relación de velocidades r_v de forma que, para valores estándar de velocidad de giro de generadores eléctricos y los parámetros antes mencionados, se obtengan valores permisibles de N_s y N_q para la turbina seleccionada. A continuación, se realiza el diseño detallado de la turbina, la selección del generador, el sistema de transmisión de potencia y demás componentes periféricos de la microcentral. La metodología de diseño se encuentra detallada en las figuras 2.1 y 2.2.

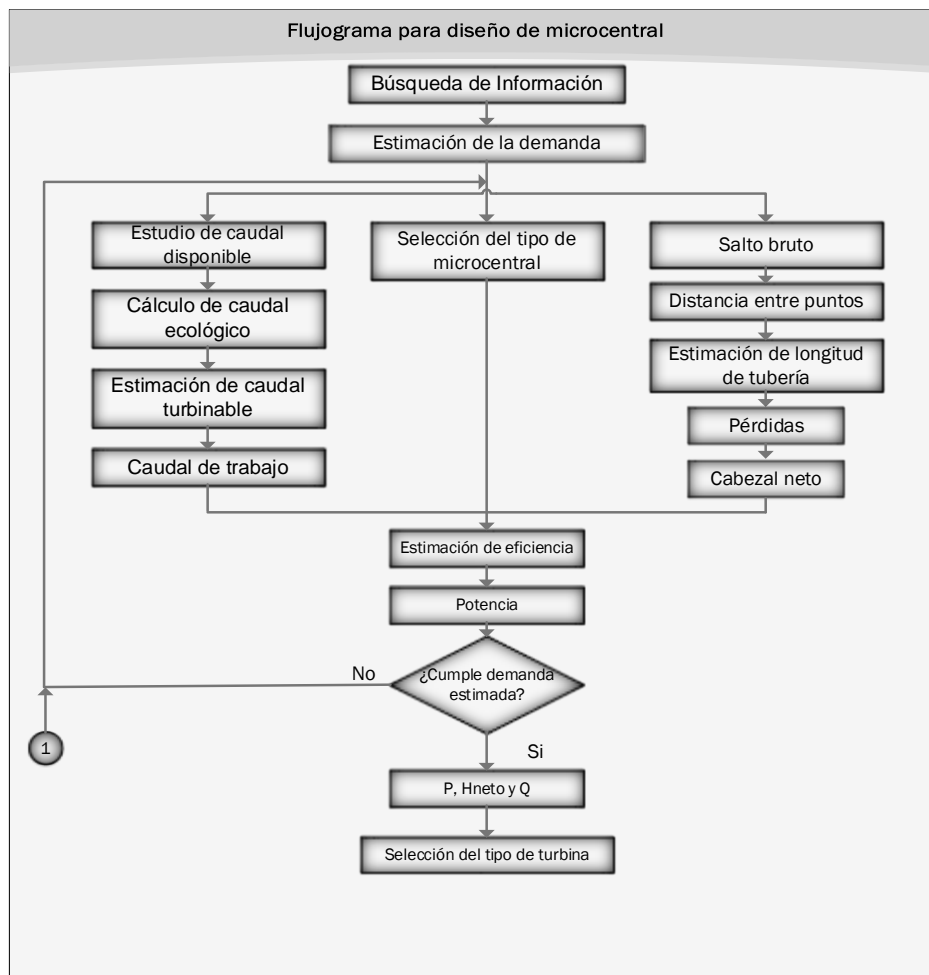


Figura 2.1. Metodología para determinar parámetros de la microcentral.

Fuente: Autores.

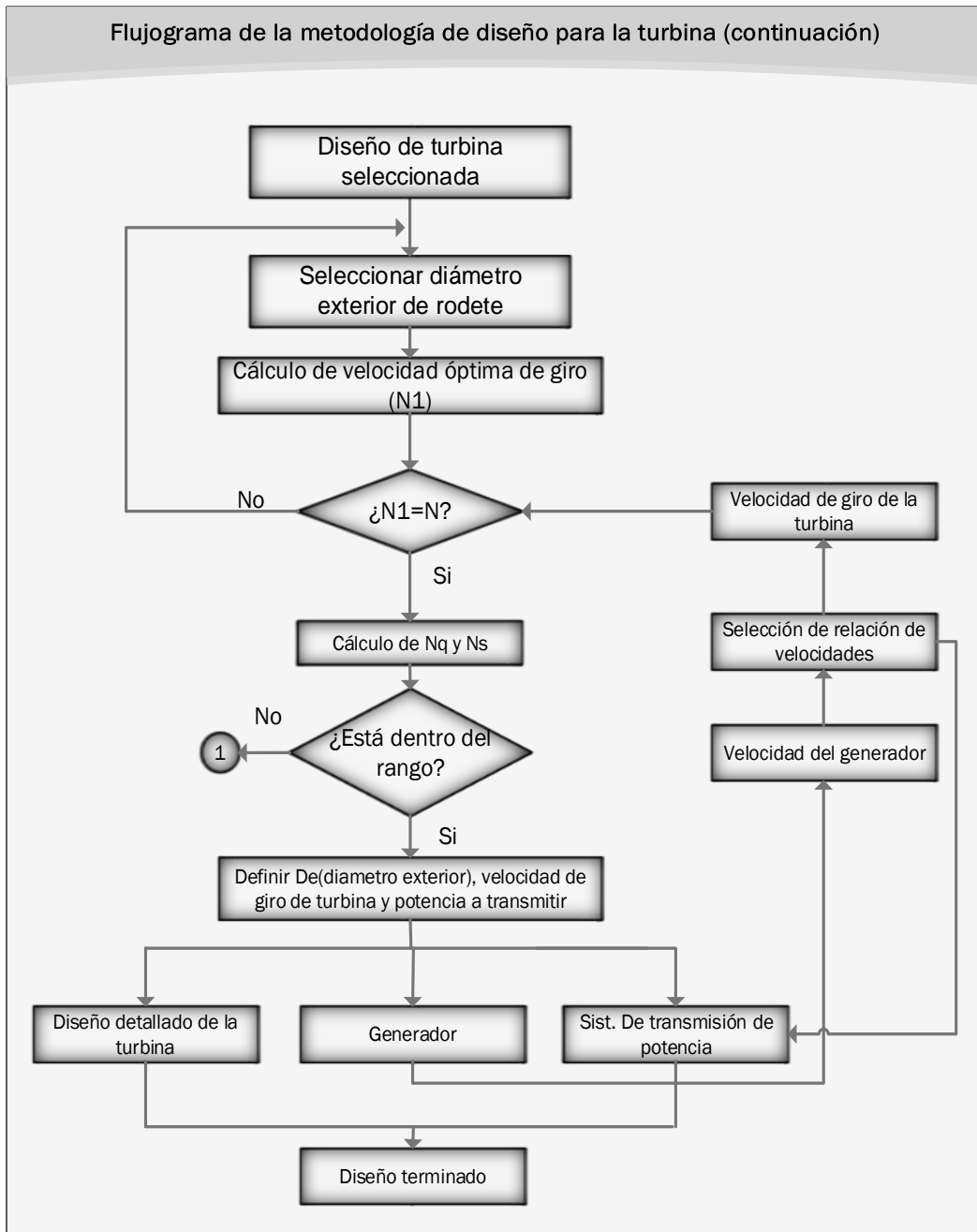


Figura 2.2. Metodología de diseño para la turbina.

Fuente: Autores.

2.1. Evaluación de la demanda del sector y selección de la capacidad de la microcentral

Para definir los valores de caudal de diseño y salto neto que requiere la microcentral a diseñar se necesita conocer la demanda energética. Esta se estimó mediante el porcentaje de la población rural con desabastecimiento eléctrico en Zapotal (Plan de desarrollo y ordenamiento territorial del gobierno

parroquial de Zapotal, 2014) y la demanda máxima de potencia del sector rural en el cantón Ventanas (CONELEC, 2013).

Además, mediante la tasa de crecimiento de población de la parroquia, presente en el documento del gobierno parroquial, se estimó la *demanda aproximada* que la población con desabastecimiento tendrá dentro de 20 años, la cual dio un valor aproximado de 150 kW. Así se decide que la *capacidad nominal* de la microcentral debe tener el valor de la demanda aproximada.

2.2. Evaluación del recurso hidroenergético

Este apartado está dedicado al proceso de selección del caudal y el salto neto.

2.2.1. Análisis estadístico de caudales registrados del río Zapotal

El Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI) ha registrado los caudales promedios mensuales del río en Lechugal (Lat.: 1°23'30" N, Long.: 79°26'19" O) desde el año 1964 hasta el 2010. Estos datos se encuentran tabla A.1., en Apéndice A.

A partir de estos datos se determinó el tipo de distribución estadística para cada mes de forma que puedan conocerse los *caudales mensuales mínimos disponibles* en el río. Como resultado, se obtuvieron las medias \bar{x} y desviaciones estándar σ mensuales. Estos parámetros entregaron los caudales estadísticos mínimo y máximo que pueden existir en cada mes, además del porcentaje de datos registrados menores y mayores a estos, como se observa en tabla A.2., en Apéndice A.

La estimación del *caudal ecológico* (Carta, Calero, Colmenar, & Castro, 2009) se realizó de acuerdo a lo estipulado por la Asamblea Nacional del Ecuador, que establece que debe ser como mínimo el 10% del caudal medio anual. Para el río Zapotal este mínimo corresponde a 14.6 m³/s.

El *caudal mínimo aprovechable o turbinable mensual* es la diferencia entre el caudal mínimo disponible y el caudal ecológico. De acuerdo con los valores obtenidos, se determina que la generación de energía se puede efectuar entre los meses de enero y julio. Los valores mensuales de caudal turbinable se detallan en la tabla A.5., en Apéndice A.

2.2.2. Salto bruto disponible

Análisis del relieve del cantón Ventanas mediante técnicas de interpolación.

Para determinar el *salto bruto* (Carta, Calero, Colmenar, & Castro, 2009) disponible en la zona de caudales registrados por el INAMHI, se utilizó el software de Sistema de Información Geográfica (QGIS) en conjunto con un archivo de *capas de información geográfica básica* del cantón Ventanas obtenido del Instituto Geográfico Militar; y luego se realizó una interpolación con el método de *Interpolación por ponderación de distancias* (IDW) en el software para el río y sus alrededores.

Los resultados de la interpolación se muestran en la figura 2.1. Puede observarse que existen cotas entre 85 m (color azul) y 40 m (color rojo). La zona seleccionada dentro del presente estudio está encerrada en amarillo.

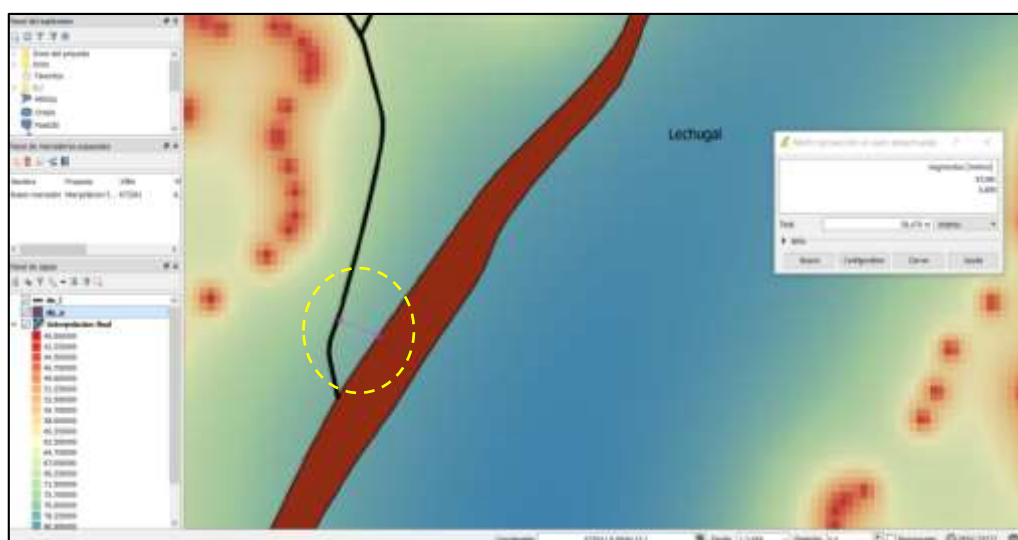


Figura 2.3. Imagen de las elevaciones interpoladas en QGIS para el río Zapotal.

Fuente: Autores.

Selección de ubicación del salto bruto disponible

Vemos entonces que existen limitantes para seleccionar el sitio de emplazamiento, debido a que el lugar seleccionado deberá tener un salto considerable y un tramo corto entre el río y un afluente cercano, con el objetivo de reducir la longitud de tubería de presión.

Por tales limitantes fue necesario inspeccionar el sector aguas arriba y abajo entorno al punto de medición del INAMHI tomando en cuenta que no existieran vertientes hacia o desde el río que produjeran variación en el caudal del mismo.

Finalmente, se decidió ubicar el salto bruto entre una posición del río a 82.5 metros sobre el nivel del mar (m.s.n.m.) y la altura de un afluente cercano a 67 m.s.n.m., con el que se obtuvo una longitud de tubería necesaria de 60 m, como se muestra en la figura 2.3.

Selección del caudal de diseño

El caudal de diseño se selecciona a través de los caudales mínimos aprovechables mensuales obtenidos en la tabla A.5., en Apéndice A, Estos datos determinan además los meses de operación de la central de acuerdo con la potencia que se requiere generar. (Carta, Calero, Colmenar, & Castro, 2009).

$$P = \frac{1}{1000} \cdot \rho \cdot g \cdot H_{\text{neto}} \cdot Q \cdot \eta_{\text{total}} \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

η_{total} es la eficiencia total de la central.

Q es el caudal de diseño (m^3/s).

H_{neto} es el cabezal neto (m).

g es la aceleración gravitacional (m^2/s).

ρ es la densidad (kg/m^3).

P es la potencia neta de la microcentral (kW).

La iteración de la ecuación 3 resulta necesaria debido a las pérdidas de cabezal en la tubería y los meses de operación de la central. Finalmente, se decide que el caudal de diseño debe ser 1.67 m³/s, con lo cual se obtiene que la central sólo podrá generar potencia entre los meses de enero y julio.

2.3. Selección de tipo de microcentral hidroeléctrica y tipo de turbina

2.3.1. Matriz de decisión del tipo de microcentral hidroeléctrica

La selección del tipo de central se basa en tres criterios que se presentan a continuación:

- **Impacto ambiental:** Se considera que el desarrollo de la microcentral debe interferir lo menos posible con el ecosistema de la zona.
- **Aprovechamiento de recursos:** Se busca en este diseño producir energía para zonas rurales a partir del uso de los recursos hídricos disponibles en la zona.
- **Regulación de caudal:** Se busca que la velocidad del flujo se reduzca para favorecer la sedimentación en el desarenador.

Las calificaciones que se les dará a los cuatro tipos de microcentrales, con respecto a los criterios anteriormente mencionados, están detalladas en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Rango de calificación para cada alternativa.

Calificación	Valor
Favorable	1
Regular	0.5
No favorable	0

Fuente: Autores.

Las ponderaciones seleccionadas para cada criterio fueron establecidas en una escala de 1-10, como se observa en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Ponderación para cada criterio.

Criterio	Ponderación
Regulación de caudal	4
Impacto ambiental	3
Aprovechamiento de recursos naturales	3

Fuente: Autores.

Se da una mayor ponderación a la regulación del caudal, pues una mala sedimentación provoca daños severos en la turbina (Coz, 1995).

Por otro lado, los criterios de impacto ambiental y aprovechamiento de recursos reciben una ponderación inferior, debido a que previamente se ha estimado el caudal ecológico y el salto bruto para el funcionamiento de la microcentral, con lo cual, antes de su selección, ya se consideraron parcialmente estos parámetros.

En la tabla 2.3., se muestra el valor que adquiere cada criterio de acuerdo a las ponderaciones y pesos asignados.

Tabla 2.3. Matriz de selección para el tipo de microcentral.

CRITERIOS	PONDERACIÓN	TIPOS DE MICROCENTRALES							
		Calificación				Calificación con ponderación			
		De agua fluyente	De pie de presa	Integradas en canal	Integradas en sistema de alimentación de agua potable	De agua fluyente	De pie de presa	Integradas en canal	Integradas en sistema de alimentación de agua potable
Regulación de caudal	4	0	1	0.5	1	0	4	2	4
Impacto ambiental	3	0	0	1	1	0	0	3	3
Aprovechamiento de recursos naturales	3	1	1	1	0	3	3	3	0
Total (Suma)	10					3	7	8	7

Fuente: Autores.

La ponderación asignada a cada tipo de central de acuerdo a los tres parámetros mencionados, se justifican por las ventajas y desventajas descritas en tabla 1.1.

Se selecciona la *central integrada en canal*, de acuerdo con la matriz de selección para el tipo de microcentral, tabla 2.3., según la cual es la opción más adecuada con una calificación de 8/10.

2.3.2. Matriz de decisión del tipo de turbina

Como se mencionó anteriormente, la selección del tipo de turbina puede hacerse en función del caudal y del salto neto disponible en el lugar en donde se va a instalar la microcentral, utilizando la figura 1.7., mostrada en el capítulo previo.

Para el punto de operación estimado en el río Zapotal, donde se desea realizar la implantación de la microcentral, con un caudal de trabajo de 1.67 m³/s y salto neto de 13.06 m, se tiene que tanto la turbina de flujo cruzado, como la turbina Kaplan trabajan en y alrededor del punto de operación estimado. Por lo tanto es necesario elaborar una matriz de decisión para seleccionar el tipo de turbina adecuada para la microcentral a diseñar.

La selección del tipo de turbina se basará en tres criterios principales que se presentan a continuación:

- **Mantenimiento:** Se requiere que el mantenimiento de la turbina implique la menor cantidad de tareas necesarias de forma que su operación pueda reanudarse rápidamente.
- **Construcción:** Se considera que la construcción de la turbina debe conllevar la mínima complejidad y costos de fabricación posibles de forma que pueda ser manufacturada en cualquier taller metal mecánico local y con materiales disponibles a nivel nacional.
- **Eficiencia:** Se desea que la turbina trabaje con una eficiencia alta durante un amplio rango de operación.

Las ponderaciones que se les dará a los tipos de turbina, con respecto a los criterios anteriormente mencionados, están detalladas en la tabla 2.1. Las ponderaciones asignadas a cada criterio fueron establecidas en una escala de 1-10, como se observa en la tabla 2.5.

Tabla 2.4. Ponderación para cada criterio.

Criterio	Ponderación
Mantenimiento	3
Construcción	3.5
Eficiencia	3.5

Fuente: Autores.

Al criterio de mantenimiento se le da una ponderación de 3/10 y a los criterios de construcción y eficiencia se les da una ponderación de 3.5/10 puesto que se considera que estos criterios son un poco más importantes que el criterio de mantenimiento debido a que la eficiencia y la construcción inciden directamente en la productividad y rentabilidad de la microcentral.

Tabla 2.5. Matriz de selección para el tipo de turbina hidráulica.

CRITERIOS	PONDERACIÓN	TIPOS DE TURBINAS HIDRAULICAS			
		Calificación		Calificación con ponderación	
		<i>Banki</i>	<i>Kaplan</i>	<i>Banki</i>	<i>Kaplan</i>
Mantenimiento	3	1	0.5	3	1,5
Construcción	3.5	1	0.5	3.5	1,75
Eficiencia	3.5	0.5	1	1.75	3,5
Total (Suma)	10			8.25	6.75

Fuente: Autores.

Los argumentos utilizados para la calificación de cada tipo de turbina hidráulica están sustentados en la sección 1.3.2., donde se establecen las características principales de los diversos tipos de turbinas.

Finalmente, se selecciona la *turbina de flujo cruzado*, de acuerdo con la matriz de selección para el tipo de turbina, tabla 2.5., según la cual es la opción más adecuada con una calificación de 8.25/10.

2.4. Diseño conceptual de la central hidroeléctrica y sus componentes

A través de las matrices de decisión realizadas en la sección anterior, se decide que la microcentral hidroeléctrica de canal seleccionada deberá estar constituida por:

Componentes auxiliares

La bocatoma, de acuerdo a Coz (1995), estará conformada por:

- **Rejilla de entrada:** Se coloca a un lado de la orilla de conducción. El umbral del orificio debe estar a una altura no menor de 60 a 80 cm del fondo.
- **Desarenador:** El desarenador posee una sección transversal, como se observa en la figura 2.2. Se puede prescindir del desarenador siempre y cuando las partículas sean de tamaños menores a 0.2 mm, sin embargo en el río Zapotal se estimó que hay partículas mayores a 15 mm que fluyen a través del mismo, por lo tanto se requiere colocarlo (Sarmiento & Zhungo, 2013).

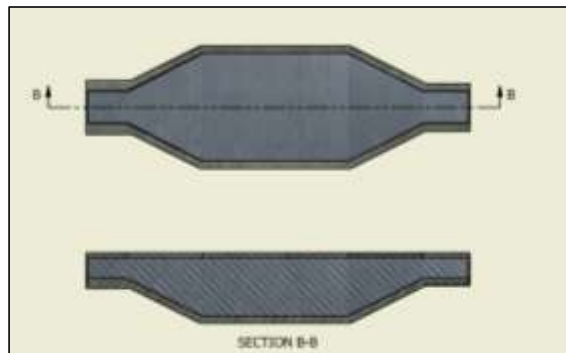


Figura 2.4. Esquema de desarenador vista en planta y lateral.

Fuente: Autores.

- **Cámara de carga:** Debe ser diseñada bajo los mismos parámetros y dimensiones que el desarenador debido a que el agua, a pesar de pasar por el desarenador, igualmente transporta sedimentos y el volumen de agua almacenada será similar.

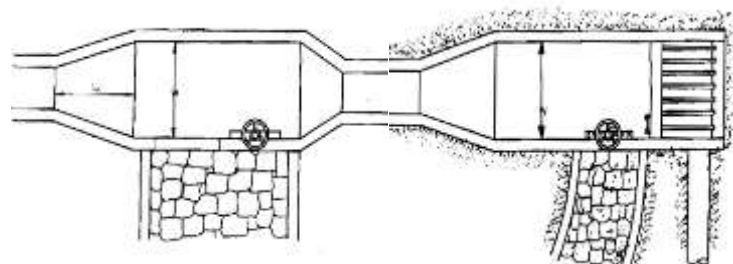


Figura 2.5. Esquema de desarenador y cámara de carga vista en planta.

Fuente: F. Coz, 1995.

Es importante acotar, que el diseño de los componentes previamente mencionados no está dentro de los alcances de este trabajo.

Tubería de presión

Se selecciona una tubería de acero debido al golpe de ariete más crítico que podría presentarse en la misma, pudiendo ser esta de acero o PVC; y el costo por unidad de peso para cada tubería.

Turbina hidráulica

La turbina seleccionada para este tipo de central es una turbina Banki, de acuerdo a lo establecido en la sección 2.2.2. Esta turbina está constituida por:

- Inyector.
- Rodete.
- Carcasa.
- Mecanismo de regulación.

Sistema de transmisión de potencia

Los sistemas de transmisión de potencia utilizados en microcentrales comprenden engranajes y sistemas flexibles. Para este caso, se selecciona un sistema de transmisión flexible por bandas por su relativo bajo costo de mantenimiento y construcción y alta eficiencia.

Generador

Se lo selecciona de acuerdo a la potencia que se desea generar en la central, facilidad de arranque y revoluciones del rodete. Por ello, se determina que el generador debe ser de corriente alterna y síncrono.

Así, el diseño de forma de la central es el siguiente:

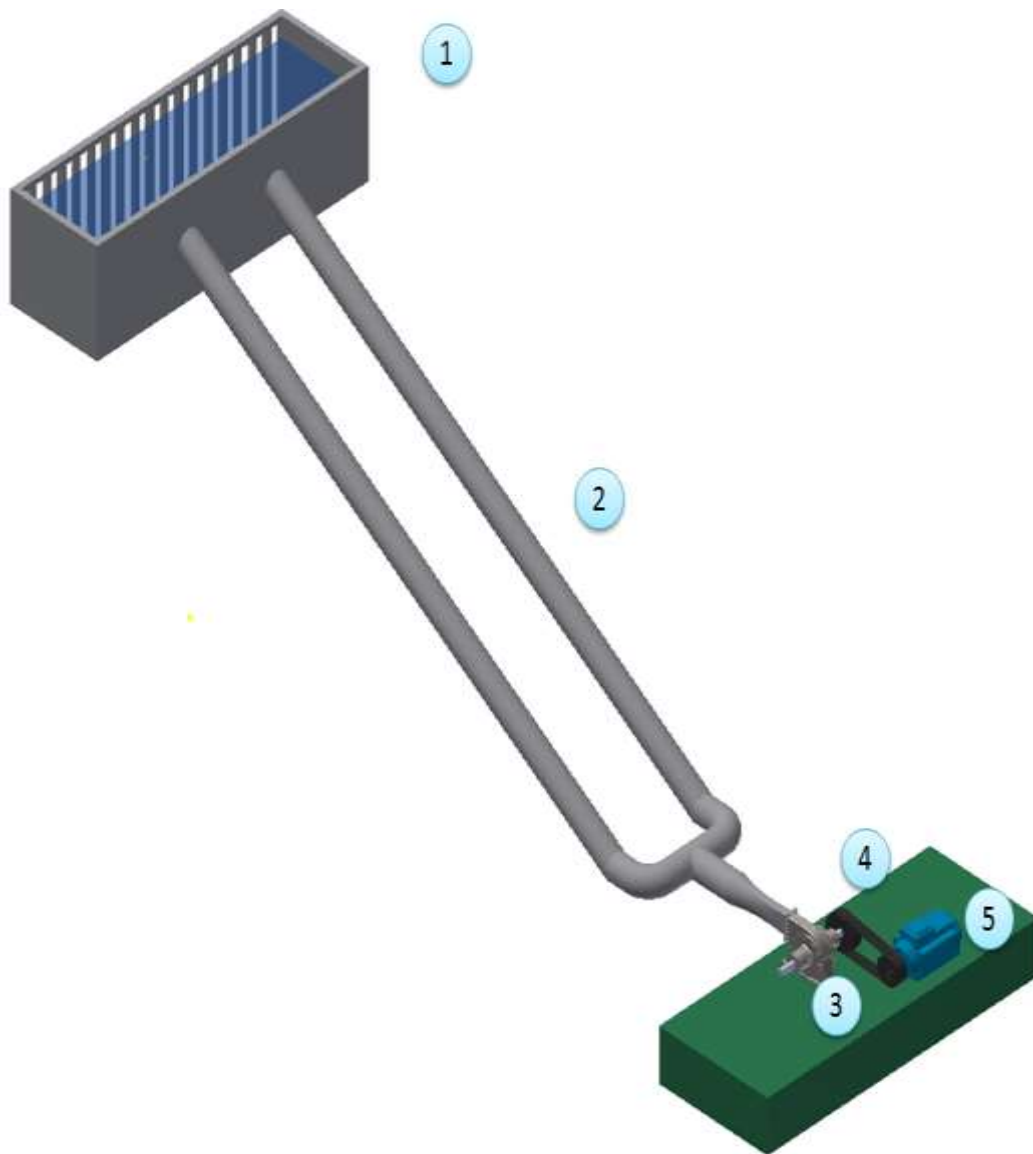


Figura 2.6. Diseño conceptual de la microcentral para la parroquia Zapotal.
Fuente: Autores.

Donde:

1. Bocatoma.
2. Conjunto conformado por la tubería de presión y los accesorios hidráulicos.
3. Turbina.
4. Sistema de transmisión.
5. Generador.

2.5. Metodología del diseño hidráulico y mecánico

2.5.1. Análisis de las tuberías de presión y accesorios

Cálculo de la velocidad del flujo

Se selecciona un diámetro externo de tubería de acero $D_{externo}$ de 600 mm (IPAC, 2016) con su correspondiente valor de diámetro interno $D_{tuberia}$ que permita transportar el caudal de 1.67 m³/s, a una velocidad V aceptable (Coz, 1995) y que esté disponible en el mercado.

$$V = \frac{4Q}{\pi D_{tuberia}^2} \quad \text{Ecuación 4}$$

Cálculo de pérdidas en tubería de presión y accesorios

La ecuación de Darcy se emplea para determinar las pérdidas por fricción del agua con la tubería H_f :

$$H_f = f \cdot L \cdot \frac{V^2}{2 \cdot D_{tuberia} \cdot g} \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde:

f es el coeficiente de rugosidad, para el acero este valor es 0.012.

L es la longitud de la tubería.

Pérdida en codo a 90° h_2 :

$$k_2 = 2 \cdot f \quad \text{Ecuación 6}$$

$$h_2 = k_2 \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad \text{Ecuación 7}$$

Pérdida en accesorio tipo T h_1 :

$$k_1 = 2$$

$$h_1 = k_1 \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad \text{Ecuación 8}$$

Donde:

k_1 y k_2 son los coeficientes adimensionales correspondientes a la pérdida de carga en el accesorio.

Por lo tanto, la pérdida total en la conducción del fluido hacia el inyector de la turbina h_{total} es:

$$h_{total} = H_i + h_1 + h_2 \quad \text{Ecuación 9}$$

Cálculo del golpe de ariete

La mayor sobrepresión que podría presentarse en la tubería es causada por el golpe de ariete. Usando la ecuación de Jowkoski, se determina como:

$$\Delta h = \frac{a \cdot V}{g} \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde:

a es la velocidad de propagación de la onda o celeridad (m/s):

e es el espesor de la tubería.

E es el módulo de Young (kgf/m^2).

K es el módulo volumétrico del líquido igual a 2.1 kgf/m^2 para el agua (RIVAL, 2016).

$$a = \frac{1,430}{\sqrt{1 + K \cdot \left[\frac{(D_{\text{externa}}/e) - 2}{E} \right]}} \quad \text{Ecuación 11}$$

Cálculo del espesor mínimo de tubería

El espesor de tubería que soportaría el golpe de ariete y la presión ejercida por el fluido sobre la tubería se lo determina como sigue.

$$e = \frac{1.25 \cdot W \cdot H \cdot D_{\text{externa}}}{2 \cdot \sigma} + e_o \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde:

W es el peso específico del agua (Ton/m^3).

H , es la altura bruta h más la presión del golpe de ariete Δh (Carta, Calero, Colmenar, & Castro, 2009).

σ es el esfuerzo de trabajo del material de la tubería (3.8 MPa) (Suministros Peñarada S.A., 2016).

$e_o = 3\text{-}5 \text{ mm}$.

2.5.2. Selección del diámetro del rotor y velocidad de giro de la turbina.

Se asume un diámetro exterior de rodete De para la turbina y se calcula la velocidad de giro N_1 para calcular N_q y N_s (Ecuación 1 y 2), luego se comprueba que los mismos estén en el rango de la turbina Michell-Banki dado en tabla 1.2. Este proceso es iterativo.

$$N_1 = \frac{39.85 \cdot \sqrt{H_{\text{neto}}}}{De} \quad \text{Ecuación 13}$$

2.5.3. Diseño del rodete

Triángulo de velocidades

El perfil de los álabes del rodete se determina a través de los triángulos de velocidades en cada paso, por lo tanto, utilizando la ecuación de Bernoulli entre los puntos de salida del agua del inyector y la superficie del reservorio, se halla la velocidad de entrada al rodete, como se describe a continuación.

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{C_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_i + h_{\text{total}} + \Delta H_i \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde:

C_o y C_i son las velocidades de una partícula de agua en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente.

P_o y P_i son las presiones en la superficie del reservorio y la salida del inyector respectivamente. En este caso ambas presiones son iguales a la atmosférica.

Z_o y Z_i son los niveles topográficos, en la superficie del reservorio y la posición del inyector.

γ es el peso específico del agua.

Δh_i es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector.

Con las consideraciones anteriores, se determina que la velocidad de salida del agua del inyector C_i es:

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta h_i}{H}} \cdot \sqrt{2gH} \quad \text{Ecuación 15}$$

Luego:

$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta h_i}{H}} \quad \text{Ecuación 16}$$

Entonces:

$$C_i = K_c \cdot \sqrt{2gH} \quad \text{Ecuación 17}$$

Se puede considerar que K_c tendrá un valor comprendido entre 0.97 y 0.98 (OLADE, 1982).

Como se observa en la figura 2.7., el chorro de agua a la entrada del rodete tiene un ángulo promedio denominado α_2 , el cual posee valores prácticos que se encuentran alrededor de los 16° .

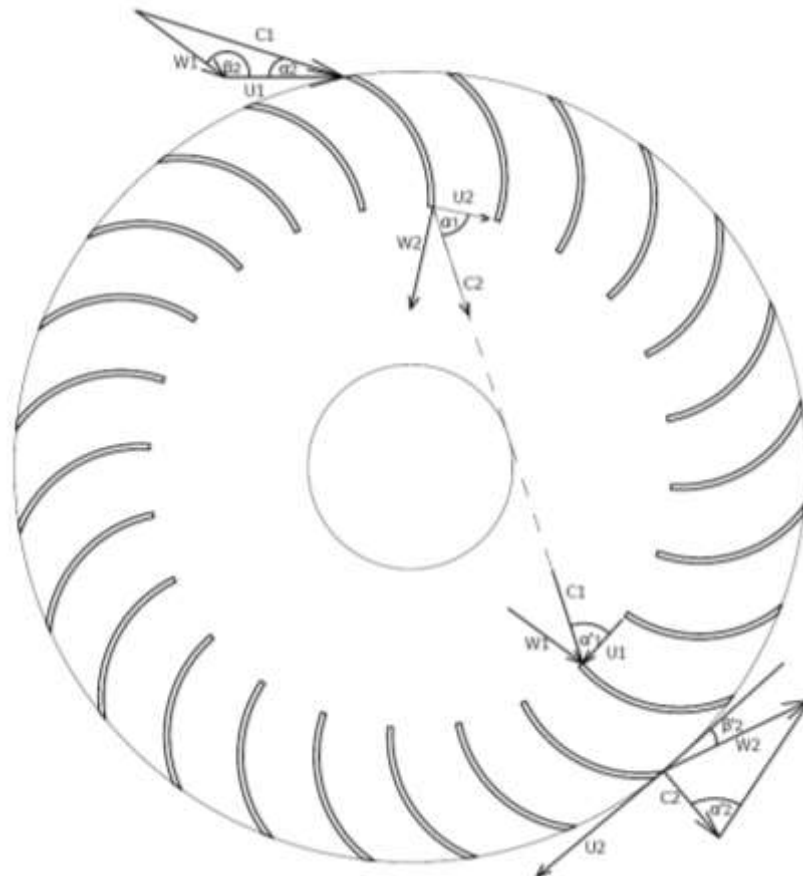


Figura 2.7. Triángulos de velocidades en el rodete.
Fuente: Autores.

La velocidad periférica U_2 de las turbinas de acción se expresa como:

$$U_2 = K_u \cdot C_2 \cdot \cos(\alpha_2) \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde:

K_u es el coeficiente de velocidad tangencial con un valor aproximado de 0.5.

Debido a que se busca conseguir el máximo intercambio de energía entre el fluido y el rodete se debe cumplir que:

$$U_1 = U'_1 \quad \text{Ecuación 19}$$

$$C_1 = C'_1 \quad \text{Ecuación 20}$$

$$\alpha_1 = \alpha'_1 \quad \text{Ecuación 21}$$

$$\beta'_1 = 180 - \beta_1 \quad \text{Ecuación 22}$$

Por lo tanto:

$$\beta'_1 = \beta_1 = 90^\circ$$

En el segundo paso a la salida del rodete, las ecuaciones resultantes del triángulo de velocidades son:

$$U'_2 = U_1 = K_u \cdot C_2 \cdot \cos(\alpha_2) \quad \text{Ecuación 23}$$

$$\beta'_2 = \arcsen \left[\frac{\text{Sen } \alpha_2}{(1 - K_u(2 - K_u) \cdot \cos^2(\alpha_2))^{1/2}} \right] \quad \text{Ecuación 24}$$

La velocidad relativa W'_2 se expresa como:

$$W'_2 = kf \cdot W_2 \quad \text{Ecuación 25}$$

De acuerdo a OLADE (1982), las velocidades y ángulos pueden ser obtenidos de manera práctica, si se considera como ángulo de entrada $\alpha_2 = 16^\circ$, $kc = 0.98$, $k_u = 0.5$ y $kf = 0.98$.

$$C_2 = 4.34 \cdot \sqrt{H_{\text{neto}}} \quad \text{Ecuación 26}$$

$$W_2 = 2.4 \cdot \sqrt{H_{\text{neto}}} \quad \text{Ecuación 27}$$

$$C'_2 = 2.4 \cdot \sqrt{H_{\text{neto}}} \quad \text{Ecuación 28}$$

$$\beta'_2 = 30^\circ$$

$$\beta_1 = 90^\circ$$

Geometría del rodete

A continuación, se especifica como calcular las demás dimensiones necesarias para diseñar el rodete (OLADE, 1982).

Diámetro interior D_i :

$$D_i = 0.66 \cdot D_e \quad \text{Ecuación 29}$$

Arco de admisión $\angle BOC$:

$$\angle BOC = 2 \cdot \arctg \left| \frac{\sqrt{1 - Ku(2 - ku) \cdot \cos^2(\alpha_2)}}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| ku \cdot \cos^2(\alpha_2)} \right| \quad \text{Ecuación 30}$$

Máximo porcentaje del arco de admisión k_o :

$$k_o = \frac{\angle BOC}{360^\circ} \quad \text{Ecuación 31}$$

De acuerdo a OLADE (1982), se fija el valor de k_o como 0.3.

Diámetro máximo del eje del rotor d en metros:

$$d = 0.328(D_e) \quad \text{Ecuación 32}$$

El radio de curvatura del álabe $R_{curvatura}$, en metros, es:

$$R_{curvatura} = 0.163 \cdot D_e \quad \text{Ecuacion 33}$$

El volumen de un álabe V_{alabe} en m^3 y el valor del peso específico $\rho_{aisi316}$ del acero AISI 316 (IPAC, 2016) en kg/m^3 , permiten calcular el peso de cada uno, $Peso_{alabe}$, y el peso de todo el conjunto de los mismos $Peso_{totalalabe}$ dado en kgf:

$$V_{alabe} = \left[R_{curvatura} + \frac{e_{alabe}}{2} \right] \cdot 73 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot B_r \cdot e_{alabe} \quad \text{Ecuacion 34}$$

$$\rho_{aisi316} = 7,960$$

$$\text{Peso}_{\text{alabe}} = V_{\text{alabe}} \cdot \rho_{\text{aisi316}} \quad \text{Ecuacion 35}$$

$$\text{Peso}_{\text{totalalabe}} = 24 \cdot \text{Peso}_{\text{alabe}} \quad \text{Ecuacion 36}$$

Potencia al freno de la turbina P_T :

Es la potencia que debe entregar la turbina al generador para que este entregue la potencia demandada.

$$P_T = \frac{P}{\eta_G \cdot \eta_T \cdot \eta_p} \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde:

η_G es la eficiencia del generador

η_T es la eficiencia de la turbina.

η_p es la eficiencia del sistema de transmisión de potencia.

Diseño de los álabes del rotor

Para diseñar los álabes del rotor, se debe asumir su espesor. En base a esto, se halla su momento de inercia I_{gx} y radio de giro C , como se muestra en la tabla B.1., en el Apéndice B, y con ello se valida la elección del mismo mediante el esfuerzo máximo σ_{max} dado en kgf/m^2 :

$$\sigma_{max} = \frac{F_{\text{alabe}} \cdot B_r \cdot C}{12 \cdot I_{gx}} \quad \text{Ecuación 38}$$

Siendo el ancho del inyector $B_{\text{ancho del inyector}}$:

$$B_{\text{ancho del inyector}} = \frac{0.96 \cdot Q}{De \sqrt{H_{\text{neto}}}} \quad \text{Ecuación 39}$$

De donde se obtiene B_r , que es el ancho del rodete:

$$B_r = 1.2533 \cdot B_{\text{anchoinyector}} \quad \text{Ecuación 40}$$

Fuerzas sobre el álabe en kgf :

$$F_{\text{vertical}} = 46.5 \cdot Q \cdot \sqrt{H_{\text{neto}}} \quad \text{Ecuación 41}$$

$$F_c = \frac{\text{Peso}_{\text{alabe}}}{9.8} \cdot \left[\frac{240 \cdot 2 \cdot \pi}{60} \right]^2 \cdot \frac{De}{2} \quad \text{Ecuación 42}$$

$$F_{\text{alabe}} = F_{\text{vertical}} + F_c \quad \text{Ecuación 43}$$

Donde:

F_{vertical} es la componente vertical de la fuerza del agua que soporta cada álabe, en kgf;

F_c representa la fuerza centrífuga, en kgf.

F_{alabe} , representa la fuerza total soportada por el álabe en el caso crítico (cuando ambas fuerzas actúan en la misma dirección y sentido). De acuerdo al manual, se verifica que se cumpla:

$$\sigma_{\text{max}} \leq 0.66S_y \quad \text{Ecuación 44}$$

Donde el valor de S_y , esfuerzo de fluencia del material, depende de aquel que se escoja para el álabe.

2.5.4. Cálculo y diseño del eje del rodete

El diseño del eje se realiza utilizando la fórmula dada por la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME). Para determinar el diámetro mínimo del eje d_{eje} se utiliza la siguiente ecuación:

$$d_{\text{eje}}^3 = \frac{16}{\pi \cdot S_d} \cdot \sqrt{(K_m M_{\text{max}})^2 + (K_t T_{\text{max}})^2} \quad \text{Ecuación 45}$$

Donde:

M_{max} es el momento flector máximo que se presenta en el eje en kg-m.

T_{max} es el momento torsor máximo que se presenta en el eje en kg-m.

K_m es el factor de momento flector para carga estable estimado con un valor de 1.5.

K_t es el factor del momento flector para carga estable estimado con un valor de 1.0.

El eje con sus respectivas cargas se muestra en la figura 2.8.

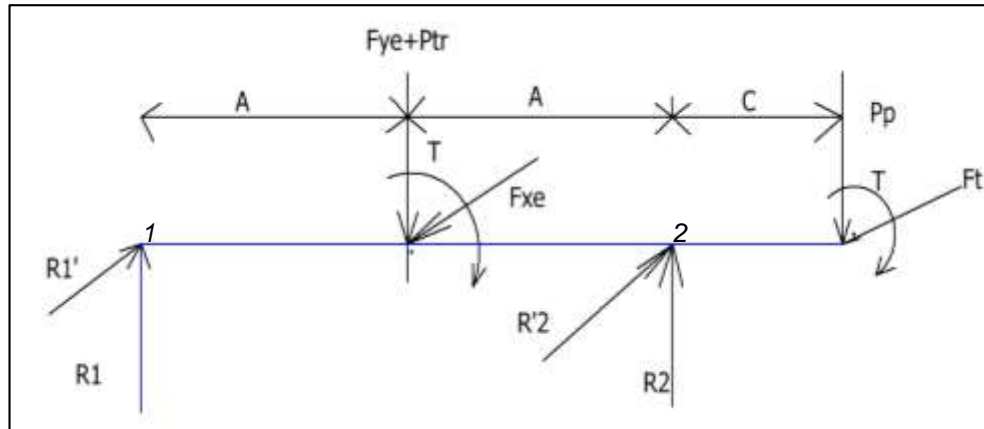


Figura 2.8. Diagrama de fuerzas en el eje del rodete

Fuente: Autores.

La definición y desarrollo de las ecuaciones para las fuerzas y momentos en el eje se adjunta en el Apéndice C.

El esfuerzo de diseño del eje del rodete $S_{dejerodete}$ se calcula seleccionando un material. Si se escoge el acero AISI 4140, su esfuerzo de fluencia $S_{y\ aisi\ 4140}$ y el esfuerzo de diseño del eje, en kgf/m^2 (IPAC, 2016), serían:

$$S_{y\ aisi\ 4140} = 4.292 \cdot 10^7$$

$$S_{dejerodete} = 0.2 \cdot S_{y\ aisi\ 4140} \quad \text{Ecuación 46}$$

Hallado el valor de d_{eje} , se debe considerar las dimensiones de los rodamientos disponibles en el mercado.

De igual forma, el eje del generador se diseña siguiendo esta metodología.

Cálculo de la velocidad crítica:

El cálculo de la velocidad crítica N_c resulta necesario por las vibraciones que podrían presentarse en el eje.

La comprobación de que la misma esté lo suficiente alejada de N_1 se la realiza en función al esquema de fuerzas y deflexiones que pueden presentarse en el eje propuesto, como se observa en figura 2.9.

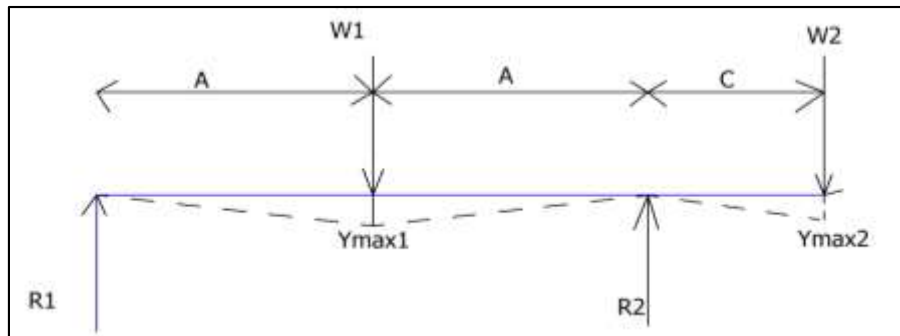


Figura 2.9. Esquema de deflexiones en el eje.

Fuente: Autores.

La metodología para determinar las fuerzas y deflexiones máximas se encuentran especificadas en el Apéndice C

Finalmente, hallados los parámetros previamente mencionados, se halla el valor de N_c y se comprueba que sea lo suficientemente alta como para no ser alcanzada por el sistema.

$$N_c = \frac{30}{\pi} \left[\left(9.81 \cdot \frac{-W_1 \cdot Y_{\max 1} - W_2 \cdot Y_{\max 2}}{-W_1 \cdot Y_{\max 1}^2 + -W_2 \cdot Y_{\max 2}^2} \right) \right]^{0,5} \quad \text{Ecuación 47}$$

2.5.5. Diseño del eje del álabe directriz

Para el diseño del eje del álabe directriz se considera la fuerza que existe debido a la presión del agua sobre la proyección vertical del álabe directriz (cuando el inyector está completamente cerrado y el álabe soporta toda la carga) más el peso del mismo álabe (INE, 1986). El Torque máximo en el eje del álabe T para regulación de caudal es:

$$T = 31 \cdot D_e \cdot Q \cdot \sqrt{H_{\text{neto}}} \quad \text{Ecuación 48}$$

Asumiendo como material del eje el acero AISI 4140 (IPAC, 2016) con esfuerzo último a la tensión $S_{ut_{\text{aisi 4140}}}$ dado en kgf/m^2 :

$$S_{ut_{\text{aisi 4140}}} = \frac{6.55 \cdot 10^8}{9.8} \quad \text{Ecuación 49}$$

El esfuerzo de diseño τ_d del eje sería:

$$\tau_d = 0.18 \cdot S_{y4140} \quad \text{Ecuación 50}$$

Para el diámetro exterior de rodete seleccionado D_e se tiene un diámetro máximo del eje del álabe directriz d_i , el cual puede obtenerse de la tabla 2.6., con el mismo se puede validar el diámetro de eje calculado necesitando que éste sea igual o menor a d_i .

Tabla 2.6. Tabla para especificar el diámetro máximo del álabe directriz permitido de acuerdo al diámetro externo del rodete.

Diámetro máximo permitido	
De (mm)	di (mm)
300	38
400	50
500	63
600	76

Fuente: OLADE, 1986

A_{al} y L_{pr} , son el área del alabe en m^2 , y la longitud de la proyección vertical en m, que se determinan a partir del dibujo de la turbina a diseñar. Para el diseño presentado, estos valores son los siguientes:

$$A_{al} = 0.041008197$$

$$L_{pr} = \frac{430}{1,000}$$

Donde además aparece el peso específico del agua ρ_{agua} de $1,000 \text{ kg/m}^3$. El cálculo de las fuerzas dadas por el agua F_{ag} y el peso del álabe directriz P_{al} con su correspondiente suma, $F_{total,alabedirectriz}$, se hallan de la siguiente manera:

$$F_{ag} = \rho_{agua} \cdot L_{pr} \cdot B_{anchoinyector} \cdot H_{neto} \quad \text{Ecuación 51}$$

$$P_{al} = A_{al} \cdot B_{anchoinyector} \cdot \rho_{aisi 316} \quad \text{Ecuación 52}$$

$$F_{total,alabedirectriz} = F_{ag} + P_{al} \quad \text{Ecuación 53}$$

El momento del alabe directriz $M_{alabedirectriz}$ y τ_d , se pueden hallar mediante:

$$M_{alabedirectriz} = \frac{F_{total,alabedirectriz} \cdot B_{anchoinyector}}{4} \quad \text{Ecuación 54}$$

Teniendo las constantes C_m y C_l iguales a 1 para un eje estacionario (caso en el que el álabe directriz detiene el flujo de agua), de acuerdo a ASME, el diámetro $d_{ejealabedirectriz}$, en m, puede hallarse con:

$$d_{ejealabedirectriz} = \left\{ \frac{5.1}{\tau_d} [(C_m \cdot M_{alabedirectriz})^2 + (C_1 \cdot T_{alabedirectriz})^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Ecuación 55

2.5.6. Selección de rodamientos y chumaceras.

Mediante el uso de los catálogos de rodamientos y chumaceras SKF, los rodamientos se seleccionan tomando en consideración el diámetro de los ejes sobre los cuales se montarán y las *capacidades de carga estática y dinámica* de los rodamientos. Las chumaceras se seleccionan en función de los rodamientos escogidos. En el Apéndice D se detallan las ecuaciones utilizadas en esta metodología, posteriormente se compara los resultados con los de los rodamientos disponibles los catálogos (SKF, 2013).

2.5.7. Diseño del inyector

Para diseñar el inyector se considera la placa del mismo donde actúa la fuerza generada por la entrada del agua. La placa donde actúa la fuerza se modela como una viga empotrada. El modelo de la sección puede apreciarse en la figura 2.10.

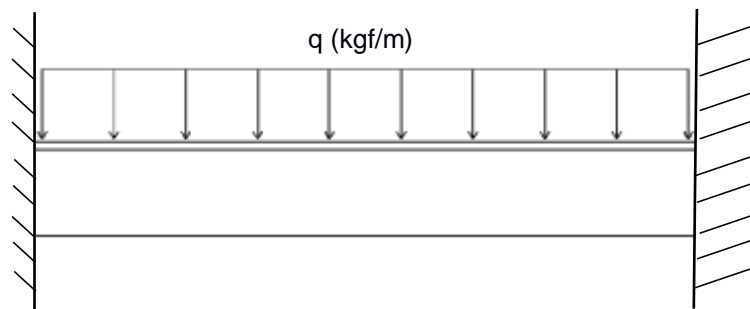


Figura 2.10. Placa del inyector que soporta la fuerza generada por la entrada de agua.

Fuente: Autores.

Del dibujo de la turbina y el inyector, para los parámetros de caudal y salto establecidos, se obtiene que S_1 , en m, es:

$$S_1 = 0.1779 \text{ m}$$

La fuerza del fluido que soporta la placa F_{placa} se determina como:

$$F_{placa} = \rho_{agua} \cdot S_1 \cdot B_{ancho\ del\ inyector} \cdot H_{neto} \quad \text{Ecuación 56}$$

El momento máximo que soporta la placa, M_{max} , es:

$$M_{max} = \frac{F_{placa} \cdot B_{ancho\ del\ inyector}}{12} \quad \text{Ecuación 57}$$

Con factor de seguridad $f_s = 2$, se determina el esfuerzo máximo σ_{placa} sobre la placa como:

$$\sigma_{placa} = \frac{M_{max}}{W} \leq \frac{\sigma_f}{f_s} \quad \text{Ecuación 58}$$

Donde:

$$W = \frac{S_1 \cdot h^2}{6} \quad \text{Ecuación 59}$$

Finalmente, se comprueba que el esfuerzo máximo sea menor al esfuerzo de fluencia σ_f del material seleccionado:

$$\sigma_{placa} \leq \sigma_f \quad \text{Ecuación 60}$$

2.5.8. Diseño de la regulación

El mecanismo de regulación se acciona de forma manual y se encarga de regular el caudal que entra al rodete mediante el giro del álabe directriz.

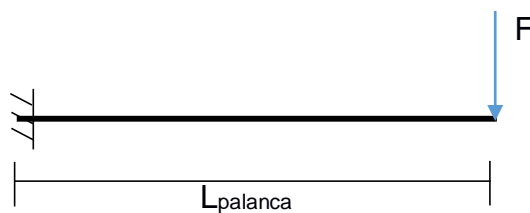


Figura 2.11. Esquema de la palanca reguladora.

Fuente: Autores

Si se estima que la fuerza F , que los operarios, en conjunto, pueden ejercer es de 60 kgf, se puede determinar la longitud de palanca $L_{palanca}$ necesaria que genere un momento torsor igual o mayor al torque T en el eje del álabe, condición que permite mover el eje y el álabe directriz:

$$T = F \cdot L_{\text{palanca}}$$

Ecuacion 61

El diseño completo de la palanca puede hacerse calculando los esfuerzos que se generan por la aplicación de F y mediante *el criterio de Von Mises* con el cual se valida la selección del material y geometría de la palanca (Norton, 2011).

2.5.9. Diseño y selección de chavetas y chaveteros

Con los diámetros de eje seleccionados anteriormente se eligen las dimensiones estándar de las secciones de la chaveta y chavetero a partir de la tabla B.4., del Apéndice B.

El diseño de las chavetas tanto para el eje del álabe directriz como para el eje del rodete considera la resistencia al aplastamiento. Con ello, se calcula la longitud mínima de la chaveta y el canal chavetero:

$$L_{ch} = \frac{4 \cdot T \cdot \eta}{d \cdot h \cdot S_y}$$

Ecuación 62

Donde:

L_{ch} es la longitud mínima de la chaveta/canal chavetero (cm).

T es el torque producido en el eje del alabe directriz (kgf-cm).

d es el diámetro del eje del alabe directriz (cm).

h es la altura de la chaveta (cm).

2.5.10. Diseño de soportes de rodamientos

Los soportes de rodamientos comprenden las placas y los refuerzos sobre los que se soportan y que se unen a la base de la turbina. Observando la figura 2.12., el momento flector M_{gx} en la posición x puede calcularse mediante:

$$M_{gx} = Px$$

Ecuación 63

Donde:

P es la carga soportada por los refuerzos.

x la distancia sobre la que se aplica.

El esfuerzo en la posición x , σ_x , puede expresarse como:

$$\sigma_x = \frac{Mgx}{W_x} = \frac{6Px}{a \cdot b \cdot hx^2} \quad \text{Ecuación 65}$$

Donde:

a es el número de refuerzos a ubicar por debajo de la placa.

b es el espesor del refuerzo y hx es el alto de del refuerzo.

El esfuerzo máximo $\sigma_{MAX,REF}$ ocurre en: $x=L$ y $hx=h_o$ el cual es el alto mínimo del refuerzo.

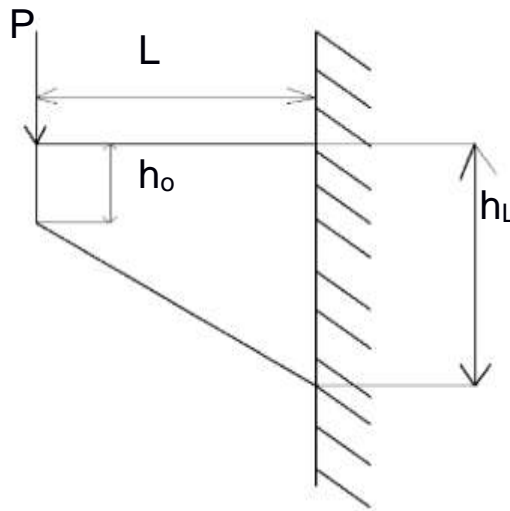


Figura 2.12. Plancha modelada como viga empotrada.

Fuente: Autores.

Entonces:

$$\sigma_{MAX,REF} = \frac{6 \cdot PL}{a \cdot b \cdot h_o^2} \quad \text{Ecuación 66}$$

Debe cumplirse que:

$$\sigma_{MAX,REF} \leq K_o \quad \text{Ecuación 67}$$

Donde:

$$K_o = \frac{S_y}{\eta} \quad \text{Ecuación 68}$$

Si el factor de seguridad η es 2, entonces:

$$\frac{6PL}{a \cdot b \cdot hox^2} \leq \frac{S_y}{\eta} \quad \text{Ecuación 69}$$

$$b \geq \frac{6PL\eta}{S_y \cdot a \cdot h_0^2} \quad \text{Ecuación 94}$$

Con lo cual se determina el espesor necesario de los refuerzos para el soporte.

2.5.11. Selección de buje para eje de álabe directriz

Se selecciona el buje de acuerdo a los requerimientos de operación del mismo, tales como, que sea autolubricante, que cuente con un bajo coeficiente de fricción, que tenga una alta resistencia a la abrasión, una larga vida útil y sea mecanizable.

Por ello se opta por un buje Thordon (2016), el cual se selecciona a partir del diámetro del eje a través de la tabla B.3., del Apéndice B.

2.5.12. Diseño de manzanas de rodete y álabe directriz

En el manual de OLADE (1982) se indica que el diámetro exterior de la manzana del eje $\emptyset_{manzana}$, tanto para el rodete como para el alabe directriz, debe ser:

$$\emptyset_{manzana} = 2 \cdot \emptyset_{eje} \quad \text{Ecuación 95}$$

2.5.13. Selección del generador

Se selecciona que el generador síncrono debe tener 4 polos y operar con una velocidad de 1800 RPM para que la generación de energía se efectúe a 60 Hz, de acuerdo a lo recomendado por el autor Coz (1995).

2.5.14. Selección del sistema de transmisión de potencia

La transmisión de potencia se la realiza a través de un sistema de poleas y bandas en V utilizando componentes Hutchinson (Hutchinson, 2016). En la figura 2.13., se muestra un esquema de la turbina y el generador acoplados por sus respectivos ejes al sistema de transmisión de potencia.

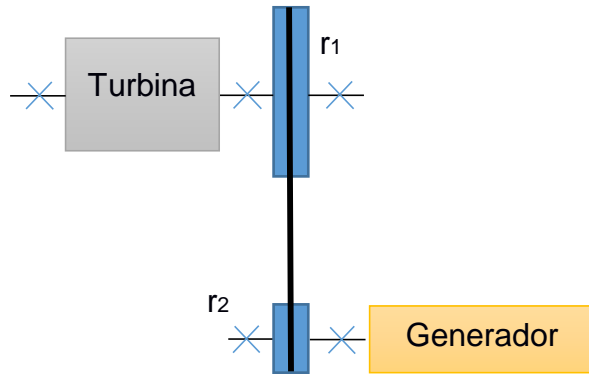


Figura 2.13. Esquema del sistema de transmisión de potencia.

Fuente: Autores.

La selección de las poleas y bandas se realiza considerando la potencia a transmitir y la relación de velocidades rv a la entrada y salida del sistema.

$$rv = \frac{r_1}{r_2} \quad \text{Ecuación 96}$$

Donde r_1 y r_2 son los radios de las poleas de entrada y salida del sistema, respectivamente.

2.5.15. Selección de acople flexible

El acople entre el eje del generador y el eje rápido del sistema de transmisión de potencia se lo realiza con un acople flexible. Para seleccionarlo se requiere conocer el diámetro del eje del generador, diámetro del eje rápido y el torque transmitido. El acople es seleccionado de un catálogo estándar de la marca Lovejoy (2015), como se muestra en el Apéndice B, tabla B.5.

2.5.16. Diseño de la carcasa de turbina

La carcasa está diseñada para que el flujo de agua a la salida del rodete se oriente hacia el área de la descarga. El material empleado es acero estructural galvanizado para su protección contra la corrosión. El espesor asignado, por facilidad, será igual al del inyector (OLADE, 1982).

2.5.17. Sujeción mecánica

La carcasa está unida a la salida del inyector. Esto permite mantener un área confinada para el paso del fluido a través del rodete (OLADE, 1982). Las juntas de la unión carcasa–inyector suelen ser empernadas y no trabajan bajo cargas críticas, por lo cual se pueden seleccionar pernos de alta resistencia estándares.

Los soportes de las chumaceras del eje del rodete serán soldados a la base de la turbina. El diseño de la soldadura será realizado utilizando la metodología indicada en el libro de Norton (2011).

CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1. Diseño integral: Diseño hidráulico y mecánico

3.1.1. Diseño hidráulico

3.1.1.1. Análisis de las tuberías de presión y accesorios

Las pérdidas de cabezal por fricción y golpe de ariete son variables que deben ser controladas durante el desvío del flujo hacia la turbina. Estas pérdidas son proporcionales a la velocidad del agua dentro de la tubería. Por lo tanto, se desea que la velocidad sea baja, lo cual sólo puede ser logrado utilizando un diámetro de tubería alto (Coz, 1995).

En función de los diámetros seleccionados, la tubería de presión puede ser de PVC o acero. Por lo tanto, la selección del material se hace verificando que el material pueda soportar el golpe de ariete producido en la microcentral. Para ello, se utilizan las ecuaciones 10 y 11 de la sección 2.5.1.

- Tubería de acero:

$$a = 1,116.22 \text{ m/s}$$

$$\Delta h = 34.67 \text{ kg/cm}^2$$

Descripción Comercial	Designaciones					Propiedades Estáticas			Prueba Presión
	Diámetro		No. de Cédula	Espesor	Peso	Flexión			
	Exterior	Interior				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	
	D	d		e	P	I	W	i	B
	pulg. - sch	mm	mm	mm	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	kg/cm ²
24" Ced. 20	610,00	590,96	20	9,52	140,88	80.804,10	2.651,00	21,22	46,50
24" Ced. 40	610,00	575,04	40	17,48	255,43	142.629,30	4.679,00	20,94	84,50

Figura 3.1. Extracto de catálogo de máximos diámetros en tuberías de acero sin costura.

Fuente: El Acero, 2016.

La presión producida por golpe de ariete es menor a la presión de trabajo dada en la figura 3.1.

- Tubería de PVC:

$$a = 339.4 \text{ m/s}$$

$$\Delta h = 11.06 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

La presión producida por golpe de ariete es mayor a la presión de trabajo dada en figura 3.2.

Diámetro Nominal (mm)		Diámetro Interior	Espesor Nominal	Presión de Trabajo		
UNIÓN U/Z	UNIÓN E/C	mm	mm	MPa	PSI (lb/pulg ²)	Kgf/cm ²
500		474.0	12.3	0.63	91	6.43
		467.2	15.5	0.80	116	8.16
		459.4	19.2	1.00	145	10.20
		449.8	23.8	1.25	181	12.75
630		597.2	15.5	0.63	91	6.43
		588.8	19.5	0.80	116	8.16
		579.0	24.2	1.00	145	10.20

Figura 3.2. Extracto de catálogo de máximos diámetros en tuberías PVC de presión.

Fuente: Plastigama, 2016.

El espesor mínimo de tubería de acero se determina según la ecuación 12, siendo igual a 5 mm.

Siguiendo la misma metodología para la tubería de PVC se halla que el espesor mínimo para resistir el golpe de ariete debería ser de 91.3 mm.

Esta diferencia de espesores influye directamente en el costo de las tuberías, puesto que el peso de una tubería de acero de 6 m sería 845 kg mientras que el PVC sería de 1,320 kg y sabiendo que el costo por kg de acero es 1.7 veces menor que el PVC, resultaría más costoso adquirir tuberías de PVC (IPAC, 2016).

Los costos de instalación y mantenimiento también son elevados en tuberías de PVC ya que deben ir enterradas y periódicamente se debe cambiar el sello entre las tuberías para evitar filtraciones (RIVAL, 2016).

Otra posible solución para el empleo de tubería PVC que no implique el aumento de espesor de la tubería es el uso de una chimenea de alivio para soportar el golpe de ariete, sin embargo demanda de una gran inversión inicial.

En base a los resultados obtenidos, se selecciona como mejor alternativa la tubería de acero 24" cedula 20.

3.1.1.2. Análisis de velocidades en la turbina.

Las magnitudes de las velocidades a la entrada y salida del rodete se muestran en la tabla 3.1, calculadas a partir de las ecuaciones en la sección 2.5.3.

Tabla 3.1. Velocidades a la entrada y salida del rodete.

Entrada	Salida
$C_2 = 16 \text{ m/s}$	$C'_2 = 8.673 \text{ m/s}$
$U_2 = 7.445 \text{ m/s}$	$U'_2 = 7.445 \text{ m/s}$
$W_2 = 8.673 \text{ m/s}$	$W'_2 = 8.493 \text{ m/s}$

Fuente: Autores

3.1.2. Diseño mecánico

3.1.2.1. Geometría del rodete

En la sección 2.5.3., se indican las ecuaciones características para el diseño de la geometría del rodete, estos valores se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Parámetros principales del rodete.

Parámetro	Valor
Diámetro Exterior (D_e)	0.6 m
Diámetro Interior (D_i)	0.396 m
Diámetro máximo del eje del rotor (d)	0.1968 m
Radio de Curvatura del alabe ($R_{curvatura}$)	0.0978 m
Ancho del Rodete (B_r)	0.9267 m
Ancho del inyector ($B_{ancho\ del\ inyector}$)	0.7394 m
Arco de admisión (α_{BOC})	120.4°
Velocidad optima de giro (N_1)	240 rpm

Fuente: Autores.

3.1.2.2. Potencia al freno de la turbina P_T

En la práctica, se debe considerar que las eficiencias del generador, turbina y transmisión de potencia son:

$$\eta_G = 0.9291 ; \eta_T = 0.78 ; \eta_p = 0.98$$

Entonces, de la ecuación 37, se tiene que:

$$P_T = 166.779 \text{ kW}$$

3.1.2.3. Diseño de los álabes del rotor

El diseño del alabe sigue la metodología expresada en la sección 2.5.3., y se obtiene los resultados de la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Resultados de fuerzas y esfuerzos para los álabes.

Parámetros del álabe de 4 mm	
I_{gx}	1.8146 cm ⁴
C	0.86 cm
Fuerzas sobre el alabe (kgf)	
$F_{vertical}$	280.6
F_c	72.54
F_{alabe}	353.2
Esfuerzo máximo (kf/cm ²)	
σ_{max}	1,292.772

Fuente: Autores.

De acuerdo al manual, se verifica que se cumpla la ecuación 44:

$$1,292.772 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \leq 1,616.3268 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \quad \therefore \text{Sí cumple}$$

3.1.2.4. Diseño del eje del rodete

El eje está diseñado para soportar las cargas, como se muestran en la figura 2.7., del capítulo anterior. Las fuerzas y momentos que actúan en él son halladas como se describe en la sección 2.5.4., y en el Apéndice C; y se muestran a continuación.

Tabla 3.4. Fuerza en Y para el eje del rodete.

Fuerza en eje Y (kgf)	
Fuerza vertical (FYE)	2,980
Peso total del rodete (P_{tr})	144.7
Peso de la polea (P_p)	1,423.56
Reacción en punto 1 (R_1)	1,109.61
Reacción en punto 2 (R_2)	3,489

Fuente: Autores.

Tabla 3.5. Fuerzas en Z para el eje del rodete.

Fuerzas en eje Z (kgf)	
Fuerza tangencial del rodete (FXE)	2,980
Fuerza Tangencial (F_t)	1,502
Reacción en punto 1 (R_1)	648.9
Reacción en punto 2 (R_2)	3,107

Fuente: Autores.

Tabla 3.6. Momentos laterales y torsores en el eje del rodete.

Momento en eje X (kgf m)	
$M_{\max A}$	707
$M_{\max \frac{3A}{2}}$	101.3
$M_{\max 2A}$	724.4
$M_{\max 2A + \frac{E}{2}}$	372.2
T_{\max}	676.85

Fuente: Autores.

De los momentos mostrados en tabla la tabla 3.6., se escoge el máximo, siendo este $M_{\max 2A}$. Reemplazando los valores anteriores en la ecuación 45, se obtiene que:

$$d_{\text{eje}} = 0.09897 \text{ m}$$

Debido a las vibraciones que podrían presentarse en el eje, se procede al cálculo de la velocidad crítica N_c .

Tabla 3.7. Fuerzas y deflexiones en Z para el eje del rodete.

Fuerzas en eje Z(kgf)	
Fuerza tangencial del rodete (W_1)	3,125
Fuerza Tangencial (W_2)	8.67
Deflexiones (m)	
Deflexión en x_1 ($Y_{\max 1}$)	-0.00102
Deflexión en x_2 ($Y_{\max 2}$)	0.0002

Fuente: Autores.

Finalmente, se calcula la velocidad de crítica con la ecuación 68.

$$N_c = 834.8 \text{ rpm}$$

Modelaje del eje

Siendo el eje del rodete el que está sometido a altas cargas, se realizó la simulación del mismo en ANSYS Static Structural, para comprobar el correcto diseño del eje. A continuación, se muestra el comportamiento del eje ante la acción de las cargas. El mallado, conformado por tetraedros como se observa en la figura 3.3., posee una calidad promedio de 0.85725, cuyo valor es aceptable.

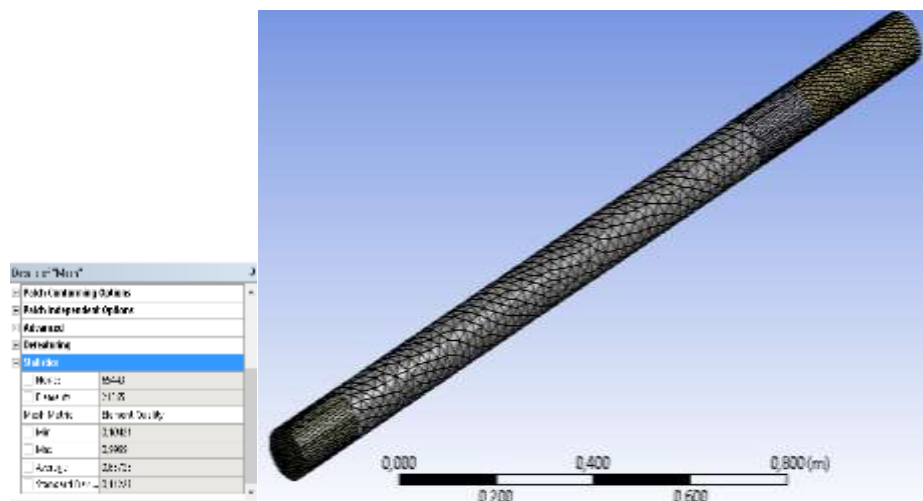


Figura 3.3 Calidad del mallado en el eje del rodete.

Fuente: ANSYS Static Structural.

El esfuerzo máximo que se genera en el eje es de 77.58 Mpa, el cual está muy por debajo de la resistencia mecánica del acero 4140.

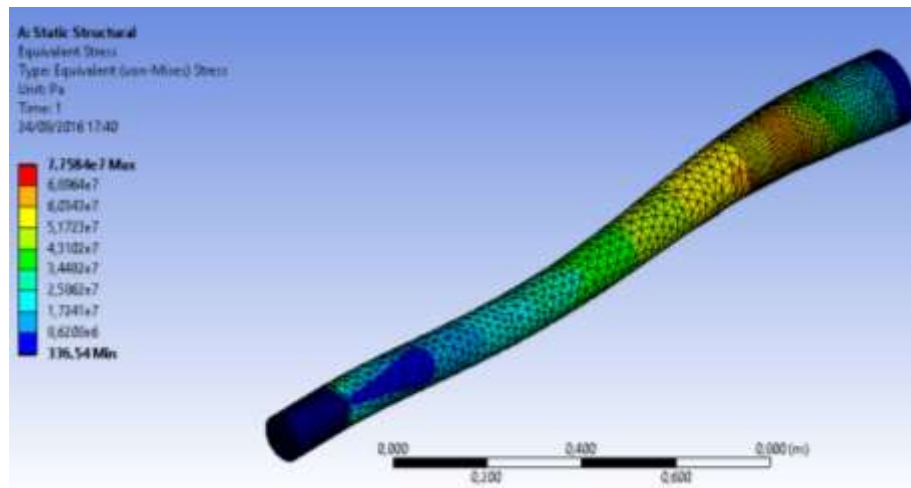


Figura 3.4. Análisis de esfuerzo sobre el eje del rodete.
Fuente: ANSYS Static Structural.

A través del modelaje estructural, se observan que las deformaciones máximas ocurren entre los apoyos del eje del rodete y la sección del eje en donde se localiza la polea.

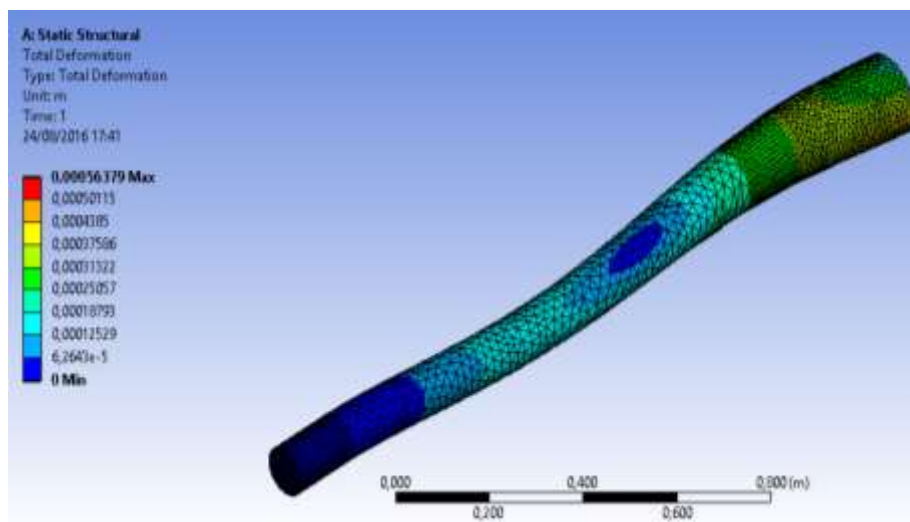


Figura 3.5. Deformaciones a lo largo del eje del rodete.
Fuente: ANSYS Static Structural.

Finalmente, el eje presenta un factor de seguridad mínimo de 5.42, muy por encima del factor de seguridad de diseño y un máximo de 15.

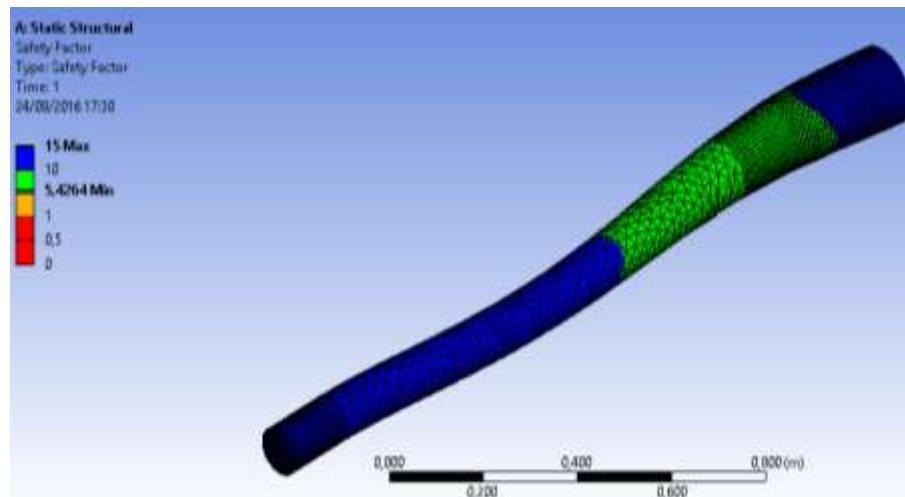


Figura 3.6. Variación del factor de seguridad en el eje del rodete.
Fuente: ANSYS Static Structural.

3.1.2.5. Diseño del eje del álabe directriz

La metodología para el diseño del álabe directriz fue mostrada en la sección 2.5.5. A continuación se muestran los resultados obtenidos:

Torque máximo T :

$$T = 112.25 \text{ kgf m}$$

Esfuerzo de diseño τ_d :

$$\tau_d = 1,203.1 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Luego se calcula el momento del álabe directriz, siendo la fuerza en el álabe directriz la que se muestra a continuación:

$$F_{\text{total,alabedirectriz}} = 4,393.534 \text{ kgf}$$

Conociendo que C_m y C_l son iguales a 1 para un eje estacionario, el diámetro es:

$$d_{\text{ejealabedirectriz}} = 70.3 \text{ mm}$$

Finalmente, de acuerdo a los diámetros de eje máximos establecidos por OLADE (1982) en la tabla 2.6., se verifica que:

$$d_{\text{ejealabedirectriz}} \leq d_i$$

$$70.3 \text{ mm} \leq 76 \text{ mm} \quad \therefore \text{Sí cumple.}$$

3.1.2.6. Diseño del eje del generador

El eje del generador está diseñado para soportar las cargas como se muestran en la figura 3.6. Las fuerzas y momentos que actúan en él son halladas como se describe en la sección 2.5.4., y se muestran a continuación.



Figura 3.7. Esquema del eje del generador.

Fuente: Autores.

Tabla 3.8. Fuerza en Y para el eje del rodete.

Fuerza en eje Y (kgf)	
Fuerza vertical (F_t)	1,501.94
Reacción en punto 1 (R_1)	433.96
Reacción en punto 2 (R_2)	1,287.47

Fuente: Autores.

Tabla 3.9. Fuerzas en Z para el eje del rodete.

Momento en eje X (kgf m)	
$M_{\max 2}$	0.1302
$M_{\max 3}$	0.0830
$M_{\max 4}$	0.0373

Fuente: Autores.

De los momentos mostrados en la tabla 3.10., se escoge el máximo, siendo este $M_{\max 2}$.

Finalmente, al reemplazar los valores anteriores en la ecuación 46.

$$d_{\text{eje del generador}} = 0.0548 \text{ m}$$

3.1.2.7. Selección de rodamientos y chumaceras

En la sección 2.5.10., se describe el proceso de selección de rodamientos y chumaceras propuesto por SKF. Los diámetros previamente calculados para el eje del rodete y eje del generador fueron incrementados hasta valores estándar debido a que no se encontraban disponibles en el mercado. A continuación en la tabla 3.1.1 se especifican los distintos elementos seleccionados.

Tabla 3.10. Selección de rodamientos y chumaceras.

Sección	Diámetro de eje (mm)	Rodamientos	Chumaceras
Rodete lado de polea	100	SKF 1320	SAF 1320
Rodete lado libre	100	SKF 22220	SAF 220
Eje de generador lado de la polea	60	2222 E	SYNT 60 F
Eje de generador lado libre	60	22312 E	SAF 2312

Fuente: Catálogo SKF.

3.1.2.8. Diseño del inyector

Para diseñar el inyector se considera la placa del mismo donde actúa la fuerza generada por la entrada del agua. La placa donde actúa la fuerza se modela como una viga empotrada.

La fuerza del fluido que soporta la placa F_{placa} es:

$$F_{\text{placa}} = 1,716.58 \text{ kg}$$

El momento máximo que soporta la placa, M_{max} , es:

$$M_{\text{max}} = 105.87 \text{ kgf m}$$

$$\sigma_{\text{placa}} = \frac{3,570.66 \text{ kgf}}{h^2}$$

Se selecciona como material del inyector un acero ASTM A 570 GR 50, entonces, se tiene que:

$$\frac{\sigma_f}{f_s} = 12.75 \cdot 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Para determinar el espesor de la plancha, se debe cumplir la ecuación 86.

$$\frac{3,570.66 \text{ kgf}}{h^2} \leq 17.346 \cdot 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$h \geq 14.3 \text{ mm}$$

De manera comercial el espesor de plancha calculada no se encuentra, por lo tanto se procede a seleccionar el espesor inmediato estándar superior.

$$h = 14.5 \text{ mm}$$

3.1.2.9. Diseño de la regulación

El mecanismo de regulación en centrales de este tipo puede ser manual, regulando la potencia de salida de la turbina mediante el giro del álabe directriz. En este caso se usará una palanca para realizar el control del mismo.

Longitud de la palanca $L_{palanca}$:

$$L_{palanca} = \frac{T}{F} = \frac{112.25 \text{ kgf m}}{60 \text{ kgf}} = 1.9 \text{ m}$$

Se decide entonces que la palanca sea un tubo de 3" ASTM 500 de 2.1 m de longitud, la cual se conecta a la manzana del inyector a través de un alargamiento del eje del álabe directriz de 400 mm y a un brazo de 600 mm de largo en donde los operarios aplicarán la fuerza F .

Siguiendo la metodología de Norton (2011), el esfuerzo de flexión en la sección de la palanca adyacente a la manzana, $\sigma_{flexion}$, es:

$$\sigma_{flexion} = \frac{M_z \cdot c}{I} = 4.84 \text{ MPa}$$

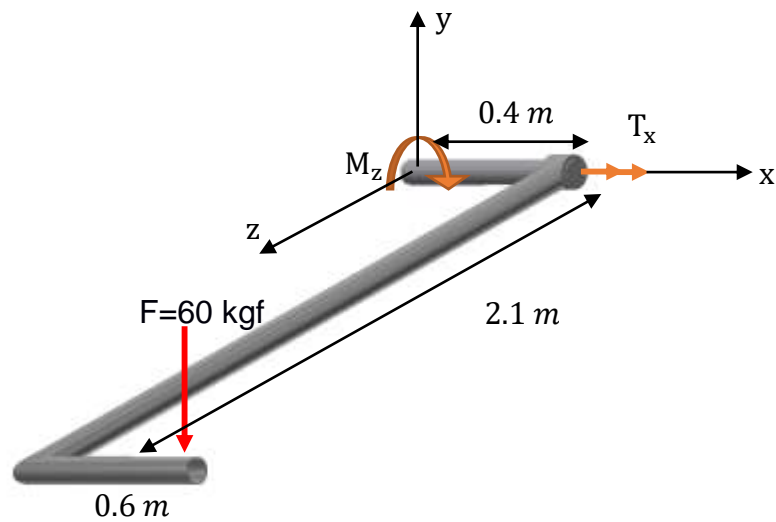


Figura 3.8. Esquema de fuerzas del brazo regulador.
Fuente: Autores.

Esfuerzo de torsión τ_x :

$$\tau_x = \frac{T_x \cdot c}{J} = 14.48 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Von Mises σ' :

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{\text{flexion}}^2 + 3\tau_x^2}$$

$$\sigma' = \frac{S_{y4140}}{\eta}$$

Finalmente, el factor de seguridad es:

$$\eta = 20$$

3.1.2.10. Diseño y selección de chavetas y chaveteros

Para diseñar las chavetas se seleccionan de la tabla B.3., en Apéndice B, el ancho y alto estándares de su sección transversal en función del diámetro del eje y su longitud se determina por *aplastamiento*, de acuerdo a lo establecido en la ecuación 87. Las longitudes calculadas se muestran a continuación:

$$L_{ch \text{ rodete}} = 22.3 \text{ mm}$$

$$L_{ch \text{ alabedirectriz}} = 22.3 \text{ mm}$$

$$L_{ch \text{ polea turbina}} = 102.9 \text{ mm}$$

$$L_{ch \text{ polea generador}} = 43.69 \text{ mm}$$

Sin embargo, todas las longitudes son llevadas a un valor entero por motivos de construcción.

Tabla 3.11. Dimensiones finales para chaveta y chavetero.

Sección	Diámetro de eje (mm)	Ancho y alto (mm)	Longitud (mm)	Material
Rodete	100	28 x 16	120	ASTM A 36
Polea de turbina	100	28 x 16	103	Aleación de Al 6061
Alabe directriz	70.3	20 x 12	23	AISI 4140
Polea de generador	60	18 x 11	44	Aleación de Al 6061

Fuente: Autores.

3.1.2.11. Diseño de soportes de chumaceras.

En la sección 2.5.10., se describe el proceso de diseño de los soportes, el cual depende principalmente de la geometría de la turbina y el área que requiere la chumacera.

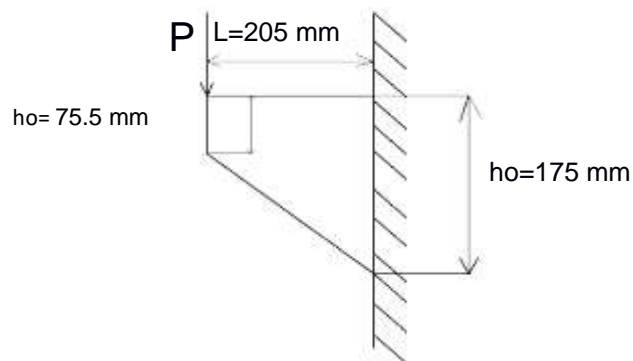


Figura 3.9. Plancha modelada como viga empotrada. (Repetida)

Fuente: Autores.

El momento producido por la fuerza P es:

$$M_{gx} = 3,362 \text{ kgf m}$$

El esfuerzo máximo $\sigma_{MAX,REF}$ y Ko son:

$$\sigma_{MAX,REF} = \frac{6 \cdot 3,362 \cdot 0.205}{b \cdot 4 \cdot 0.0755^2}$$

$$K_o = 12.76 \cdot 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

Debe cumplirse que:

$$\sigma_{MAX,REF} \leq K_o$$

Entonces, despejando b se tiene que:

$$b \geq \frac{6 \cdot 3,362 \cdot 0.205 \cdot}{12.76 \cdot 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} \cdot 4 \cdot 0.0755^2}$$

$$b \geq 14.2 \text{ mm}$$

Por efectos de soldadura, el espesor de la planchas puede ser mayor, en la siguiente sección se establece esta dimensión.

3.1.2.12. Soldadura de bases para chumaceras

Se necesita definir el tamaño de la soldadura para los refuerzos previamente seleccionados, el desarrollo de la metodología mostrada en Norton (2011) se encuentra en el Apéndice E, a partir del cual se obtienen los resultados mostrados a continuación.

Tabla 3.12. Parámetros de soldadura.

Parámetros	Dimensión (mm)
Garganta	6
Pierna	8
Espesor de placa base	14.5

Fuente: Autores.

3.1.2.13. Selección de buje para eje de álabe directriz

En la sección 2.5.11., se describen los criterios de selección. Conocido el diámetro del álabe directriz se selecciona un buje con diámetro interior igual o inmediatamente superior, teniendo como resultado un buje con las dimensiones dadas en la siguiente tabla.

Tabla 3.13. Dimensiones de buje seleccionado.

Diámetro exterior del buje	95 mm
Diámetro interior del buje	73 mm
Longitud del buje	292 mm

Fuente: Thordon.

3.1.2.14. Diseño de manzanas de rodete y álabe directriz

En la sección 2.5.12., se establecen las ecuaciones para el dimensionamiento de las manzanas, en la siguiente tabla se muestran los resultados.

Tabla 3.14. Dimensiones de manzana en mm.

Sección	$\varnothing_{\text{exterior}}$ (mm)	$\varnothing_{\text{interior}}$ (mm)
Rodete	200	100
Alabe directriz	146	73

Fuente: Autores.

3.1.2.15. Selección del generador

Se selecciona un generador asíncrono ABB de eficiencia 92,91% con capacidad de generar 152 kW, cuyas características y dimensiones se encuentran en la tabla B.6. y B.7., en Apéndice B (ABB Motors and Generators, 2015).

Tabla 3.15. Características del generador síncrono.

Generador Síncrono	
Potencia generada	190 kVA
Factor de Potencia	0.8
Tipo	Double Bearing

Fuente: Autores.

3.1.2.16. Selección del sistema de transmisión de potencia

El sistema de transmisión de potencia se selecciona del catálogo de Hutchinson de poleas y correas en V con aplicación específica para microcentrales hidroeléctricas. Para la selección se requiere de la potencia generada por la turbina, relación de transmisión y potencia de salida.

CORREA

Référence : Poly V® 22 PM 9931

Ancho 206,8 mm

22 = Nombre de dents

M = Profil M

9931 = Longueur

DIÁMETROS

	Ext.	Efectivo	
Motor	1802,25	1802,25	mm
Receptor	240,3	240,3	mm

DISTANCIA ENTRE CENTROS

Demandé	3208	mm
de montage	3167,97	mm
calculado	3267,97	mm

Figura 3.10. Extracto de catálogo de Hutchinson.

Fuente: Hutchinson.

3.1.2.17. Selección de acople flexible

La selección del acople se llevó a cabo considerando la velocidad de giro del eje, el diámetro de los ejes a conectarse y los diámetros máximos mecanizables en el mismo. En la tabla B.5. en el Apéndice B se muestra el acople seleccionado, el cual es el C276 tipo Hytrel.

3.2. Simulación de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) en ANSYS CFX de la turbina Michell-Banki diseñada

La simulación de la turbina se realiza para validar el torque en el eje del rodete calculado en el capítulo 2. Gráficas de velocidad y fracción de volumen del agua se adjuntan para observar el comportamiento del flujo real en la turbina considerando el efecto de la gravedad.

3.2.1. Problema

Se tiene que el flujo en la turbina es turbulento y con superficie libre, es decir bifásico, en donde una fase es aire y la otra es agua. Esto hace que la tensión superficial y la física de flujos multifásicos y compresibles necesariamente sean consideradas para simular el flujo. A manera de simplificación, el problema se consideró bidimensional y simétrico respecto del plano medio, de la turbina, normal al eje del rodete. La rotación del rodete generada por el cambio de *momentum* entre el mismo y el flujo se aborda desde el punto de vista de la velocidad relativa, es decir, se analiza el flujo en la turbina con el rodete rotando constantemente a la velocidad N_1 , lo cual, además, toma en cuenta la carga de presión del flujo causada por el salto. Se conoce además que, inicialmente, toda la turbina se encuentra llena de aire y que el agua ingresa a la misma a través del inyector con caudal constante de $1.67 \text{ m}^3/\text{s}$ y sale por la descarga de la carcasa a presión atmosférica.

3.2.2. Geometría

El volumen de control utilizado tuvo un espesor de 0.95 cm y consideró la sección encerrada por la periferia del inyector, el accesorio que lo conecta con las tuberías de presión; y la carcasa, desde la sección donde la altura del accesorio coincide con la altura del inyector hasta la descarga en la carcasa. A su vez, como puede observarse en las Fig. 3.11, 3.12, 3.13 y 3.14, el volumen de control o dominio, se dividió en cuatro subdominios: *inyector*, *carcasa (housing)*, *rotor* y *sección interior* y se denotaron las

secciones de la entrada y salida del flujo como *inlet* y *outlet*, respectivamente. Al álabe directriz, eje, álabes del rodete y las paredes en la periferia del volumen de control se las denotó como *paredes (walls)*.

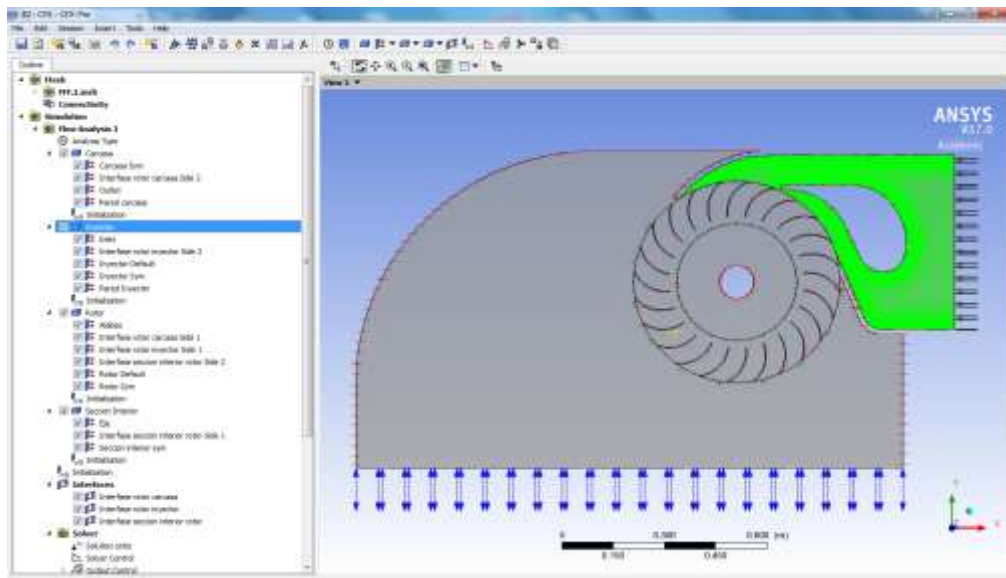


Figura 3.11. Subdominio “inyector” del volumen de control.
Fuente: Autores.

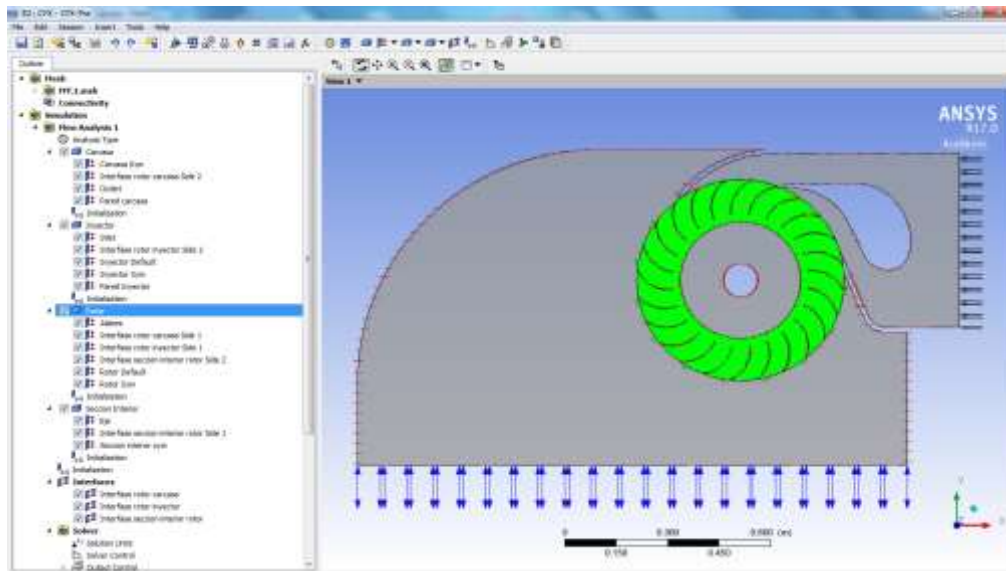


Figura 3.12. Subdominio “rotor” del volumen de control.
Fuente: Autores.

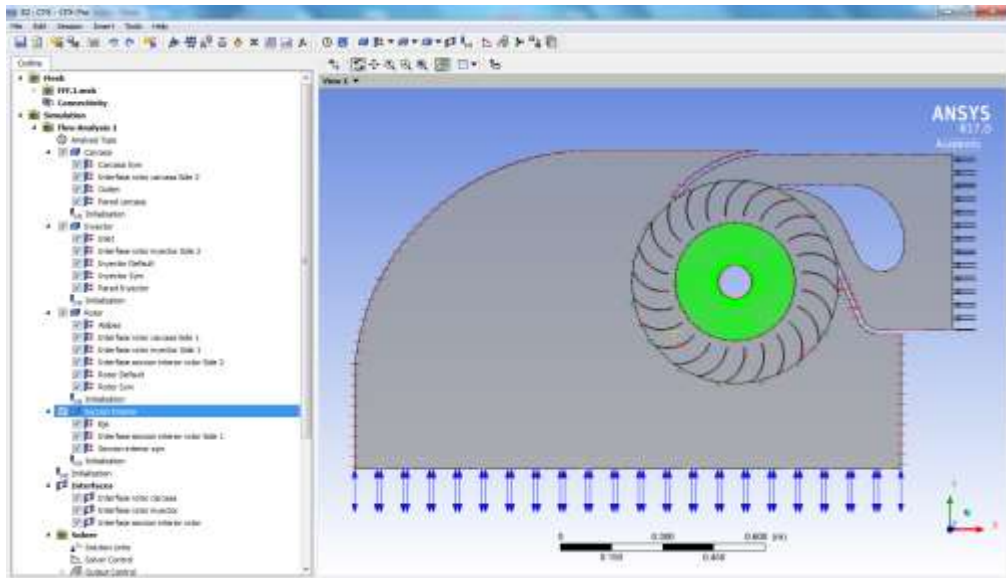


Figura 3.13. Subdominio “sección interior” del volumen de control.
Fuente: Autores.

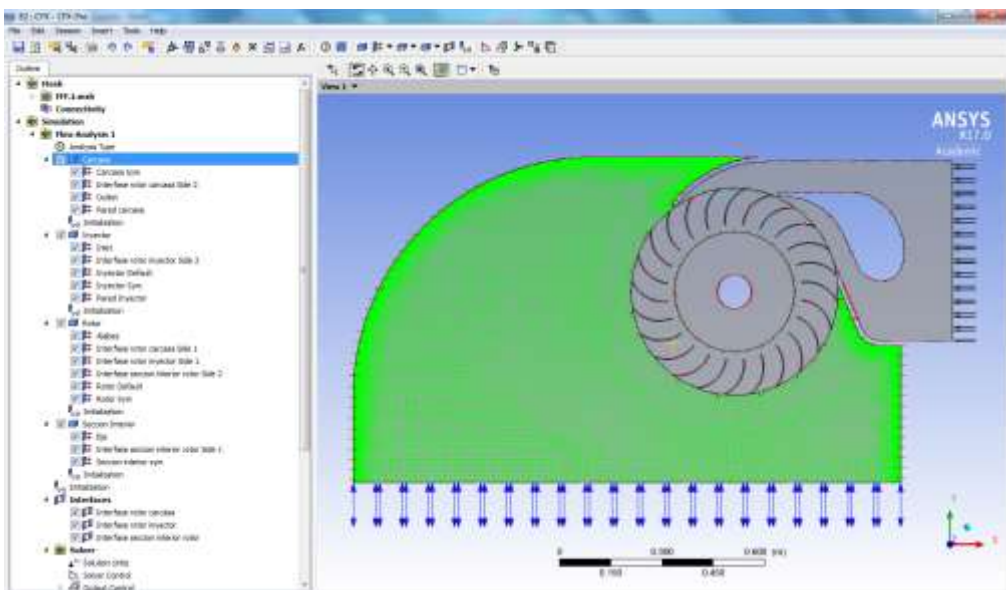


Figura 3.14. Subdominio “carcasa” del volumen de control.
Fuente: Autores.

3.2.3. Mallado

Para hacer el mallado del dominio se utilizó el software ANSYS Meshing. A continuación se muestran las características de la malla del dominio de la turbina:

Tabla 3.16. Características del mallado para cada subdomino.

Subdominio	Tipo de elemento	Técnica(s) de refinamiento de malla
Inyector	Hexaedro	Tamaño de elemento de 1e-2 m para el interior y 1e-3 m para sus paredes.
Rotor	Tetraedro	Tamaño de elemento de 5e-3 m para el interior y 8e-4 m para sus paredes.
Sección interior	Tetraedro	Tamaño de elemento de 5e-3 m para el interior y 8e-4 m para sus paredes.
Carcasa	Hexaedro	Tamaño de elemento de 1e-2 m para el interior y 1e-3 m para sus paredes.

Fuente: Autores.

Aplicando las características especificadas en la Tabla 3.16., se alcanzó una calidad media de elemento de 0.99.

3.2.4. Configuración de ANSYS CFX – Pre

ANSYS CFX – Pre es el software de ingeniería asistida por computadora (CAE) en donde se especifican el tipo de análisis del problema, es decir, si es estable o transiente; las condiciones de frontera, iniciales, modelo de turbulencia a utilizar (de ser necesario) y demás especificaciones necesarias para simular adecuadamente la física del problema. La configuración de los esquemas de discretización espacial y temporal; el setup de ANSYS CFX Solver, subprograma de ANSYS CFX que desarrolla la solución del problema; la definición de los controles y monitores para la simulación pueden hacerse también en ANSYS CFX – Pre.

Para hacer la simulación del flujo en la turbina, se utilizó la aproximación de *múltiples sistemas de referencia* (MFR) disponible en ANSYS CFX – Pre con el fin de hacer rotar a los subdominios rotor y sección interior (ANSYS, Inc., 2015); se utilizó el modelo de multifase homogénea; y además se utilizaron las ecuaciones de Navier-Stokes Promediadas de Reynolds (RANS). A continuación, se resume la configuración del software para hacer la simulación:

Tabla 3.17. Configuración del tipo de análisis en ANSYS CFX - Pre.

Submenú	Detalle de configuración
Opciones básicas	Tipo de análisis escogido: transiente; tiempo total de simulación escogido igual a 6 s; pasos de tiempo escogidos según cantidad de loops de convergencia de iteración temporal anterior: se comenzó con paso igual a 1.25e-4 s y se alcanzó un paso de 2e-3 s; demás opciones en ventana de tipo de análisis fijadas en opciones por defecto.

Fuente: Autores.

Tabla 3.18. Configuración de subdominios rotatorios del volumen de control en ANSYS CFX - Pre.

Submenú	Detalle de condición de frontera
Opciones básicas	Definición de propiedades de agua y aire seleccionando archivos de fluido disponibles en la biblioteca de ANSYS CFX – Pre; ambos fluidos se especificaron como fluido continuo; presión de referencia (manométrica) igual a 0 atm; modelo de flotabilidad con opción “Buoyant”, aceleración gravitacional y densidad de referencia, igual a densidad de fluido más liviano, especificadas; movimiento de rotación escogido para el dominio con 240 RPM alrededor del eje del rodete (eje global Z para la simulación); demás opciones en ventana de opciones básicas fijadas en valores por defecto.
Modelo del fluido	Modelo homogéneo multifásico activado con modelo estándar de superficie libre; modelo homogéneo para transferencia de calor con selección de flujo isotérmico a temperatura igual a 25°C; modelo de turbulencia k-ε con función de pared “escalable”; demás opciones en ventana de modelo del fluido fijadas en valores por defecto.
Modelo del par de fluidos	Coefficiente de tensión superficial igual a 0.073 N/m; modelo de tensión superficial de Fuerza de Superficie Continua (CSF) seleccionado con aire como fluido primario; tipo de smoothing para fracción de volumen de “volume-weighted”; opción de superficie libre para transferencia de masa en la interfase; demás opciones disponibles con valores por defecto.
Inicialización del dominio	Inicialización de dominio activado; tipo de marco referencial: rotativo; velocidad inicial y presión estática nulas; intensidad de turbulencia inicial de 1% para ambos fluidos; volumen inicial de fracción de agua igual a cero e igual a uno para el aire; demás opciones de condición de interfase con valores por defecto.

Fuente: Autores.

Tabla 3.19. Configuración de subdominios estacionarios del volumen de control en ANSYS CFX - Pre.

Submenú	Detalle de condición de frontera
Opciones básicas	Definición de propiedades de agua y aire seleccionando archivos de fluido disponibles en la biblioteca de ANSYS CFX – Pre; ambos fluidos se especificaron como fluido continuo; presión de referencia (manométrica) igual a 0 atm; modelo de flotabilidad con opción “Buoyant”, aceleración gravitacional y densidad de referencia, igual a densidad de fluido más liviano, especificadas; demás opciones en ventana de opciones básicas fijadas en valores por defecto.
Modelo del fluido	Modelo homogéneo multifásico activado con modelo estándar de superficie libre; modelo homogéneo para transferencia de calor con selección de flujo isotérmico a temperatura igual a 25°C; modelo de turbulencia k-ε con función de pared “escalable”; demás opciones en ventana de modelo del fluido fijadas en valores por defecto.
Modelo del par de fluidos	Coefficiente de tensión superficial igual a 0.073 N/m; modelo de tensión superficial CSF seleccionado con aire como fluido primario; tipo de smoothing para fracción de volumen de “volume-weighted”; opción de superficie libre para transferencia de masa en la interfase; demás opciones disponibles con valores por defecto.

Inicialización del dominio	Inicialización de dominio activado; tipo de marco referencial: estacionario; velocidad inicial y presión estática nulas; intensidad de turbulencia inicial de 1% para ambos fluidos; volumen inicial de fracción de agua igual a cero e igual a uno para el aire; demás opciones de condición de interfase con valores por defecto.
-----------------------------------	---

Fuente: Autores.

Tabla 3.20. Condiciones de frontera para la simulación en ANSYS CFX - Pre.

Frontera(s)	Tipo de condición de frontera	Detalle de condición de frontera
Inlet	Inlet	Velocidad de entrada = 4.327 m/s (obtenida por caudal de entrada y sección transversal del inyector); fracción de volumen igual a 1 para agua y 0 para aire.
Oulet	Opening	Presión atmosférica; fracción de volumen igual a 0 para agua y 1 para aire.
Álabes de rotor, álabes directrices, paredes de carcasa, inyector, eje	Pared	Condición de no deslizamiento en la frontera; demás opciones de condición de pared con valores por defecto.
Interfase sección interior – rotor	Interfase	Modelo de frame mixing: Frozen rotor; Razón de paso: ninguna; demás opciones de condición de interfase con valores por defecto.
Interfase rotor – inyector	Interfase	Modelo de frame mixing: Frozen rotor; Razón de paso: ninguna; demás opciones de condición de interfase con valores por defecto.
Interfase rotor – carcasa	Interfase	Modelo de frame mixing: Frozen rotor; Razón de paso: ninguna; demás opciones de condición de interfase con valores por defecto.

Fuente: Autores.

Tabla 3.21. Configuración de control de ANSYS CFX Solver.

Submenú	Detalle de configuración
Opciones básicas	Esquema advectivo configurado en “Opción de alta resolución”; turbulencia numérica configurada en “Opción de alta resolución”; control de convergencia con valor mínimo de loops igual a 1 y valor máximo de loops igual a 150; criterio de convergencia con tipo de residuo de Valor Cuadrático Medio (RMS) seleccionado y residuo objetivo mínimo de 1e-4; demás opciones en ventana de opciones básicas fijadas en valores por defecto.
Opciones avanzadas	Control de fuerzas de cuerpo con cálculo de promedio de tipo “volumen-weighted”; acoplamiento de campo presión-velocidad de acuerdo al esquema de Rhie-Chow de la cuarta potencia; acoplamiento de fracción de volumen activado para el control del flujo multifásico; solver basado en la presión fue escogido; demás opciones en ventana de opciones avanzadas fijadas en valores por defecto.

Fuente: Autores.

Tabla 3.22. Configuración de control de salidas.

Submenú	Detalle de configuración
Resultados transientes	Selección de Número de Courant, velocidad, volumen de agua y aire como variables a mostrar con frecuencia de salida de cada time step; demás opciones en ventana de resultados transientes fijadas en valores por defecto.

Estadística de transientes	Selección de la opción de RMS y las variables seleccionadas en el submenú anterior; demás opciones en ventana de opciones avanzadas fijadas en valores por defecto.
Monitores	Se habilitan monitores para objetos y para la convergencia de los loops; configuración de monitores para el fracción de volumen de agua en cada subdominio; demás opciones en ventana de monitores fijadas en valores por defecto.

Fuente: Autores.

3.2.5. Solución del problema a través de ANSYS CFX Solver

Configurado ANSYS CFX Solver desde ANSYS CFX – Pre, se procedió a resolver el problema. Debido a que no se contó con solución inicial, se comenzó a resolver el problema desde los valores de las variables configurados en la inicialización de los subdominios. Ya que la condición de convergencia de los residuos RMS no se alcanzó, se paró la simulación cuando se observó que el torque en el eje del rodete osciló alrededor de un valor medio aproximadamente constante, “condición de flujo completamente desarrollado” (CFD Online, 2015).

3.2.6. Resultados obtenidos de ANSYS CFD – Post

ANSYS CFD – Post permite presentar los resultados de una simulación de forma gráfica y a través de curvas. A continuación se presentan los resultados:

Fracción de volumen de agua a tiempo t igual a 6.00238 s

La fracción de volumen representa la cantidad de un fluido que se encuentra en un elemento del dominio. Con esta variable, la interfase aire–agua pudo verse claramente en el volumen de control, mostrando la distribución de los fluidos en el mismo.

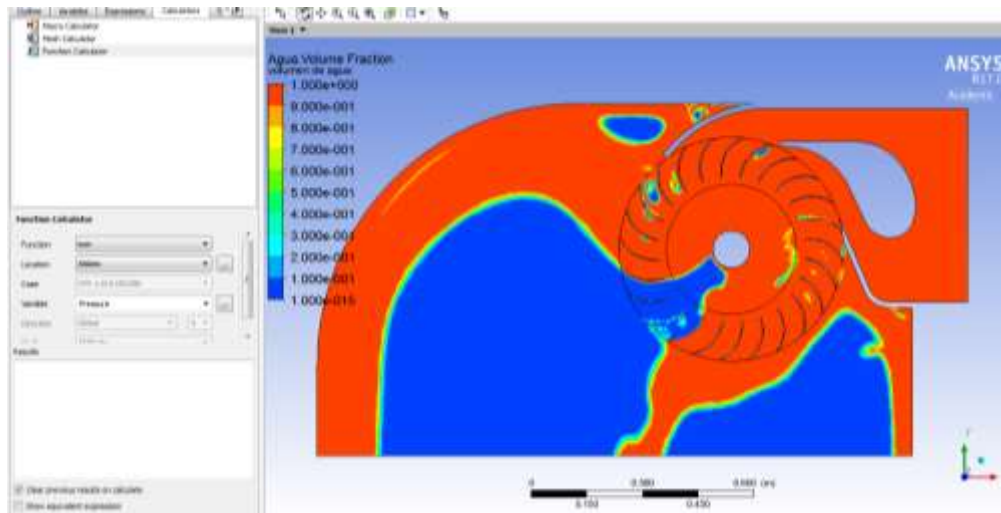


Figura 3.15. Fracción de volumen de agua en el interior de la turbina (vista lateral).

Fuente: Autores.

Velocidad y contornos de Velocidad del flujo a tiempo t igual a 6.00238 s

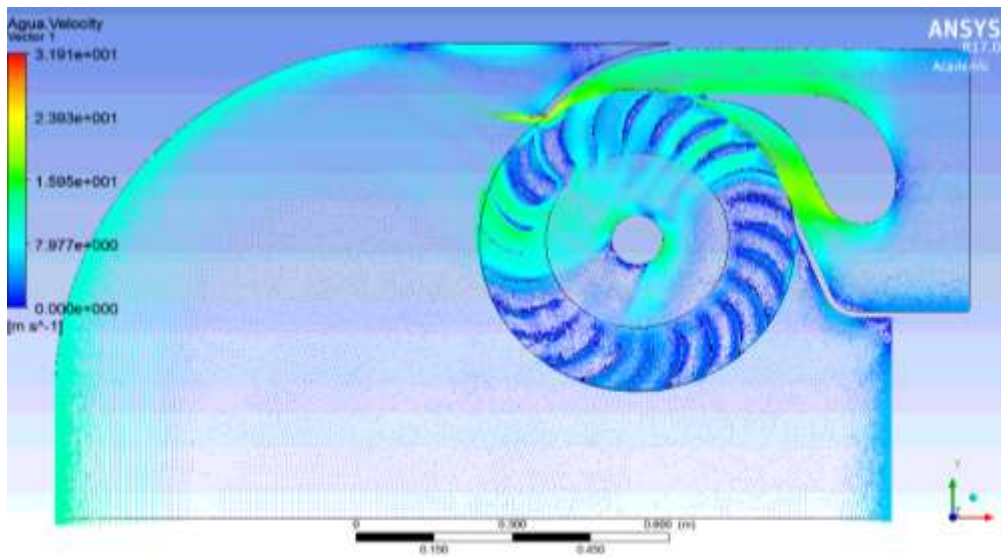


Figura 3.16. Velocidad del flujo a lo largo de la turbina (Vista lateral).

Fuente: Autores.

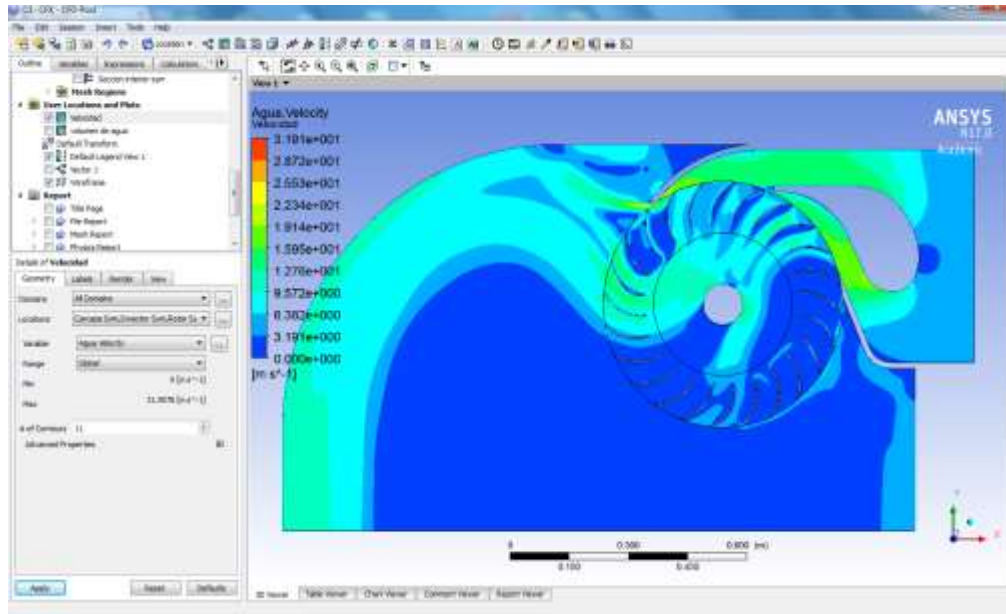


Figura 3.17. Contornos de Velocidad del flujo a lo largo de la turbina (Vista lateral).
Fuente: Autores.

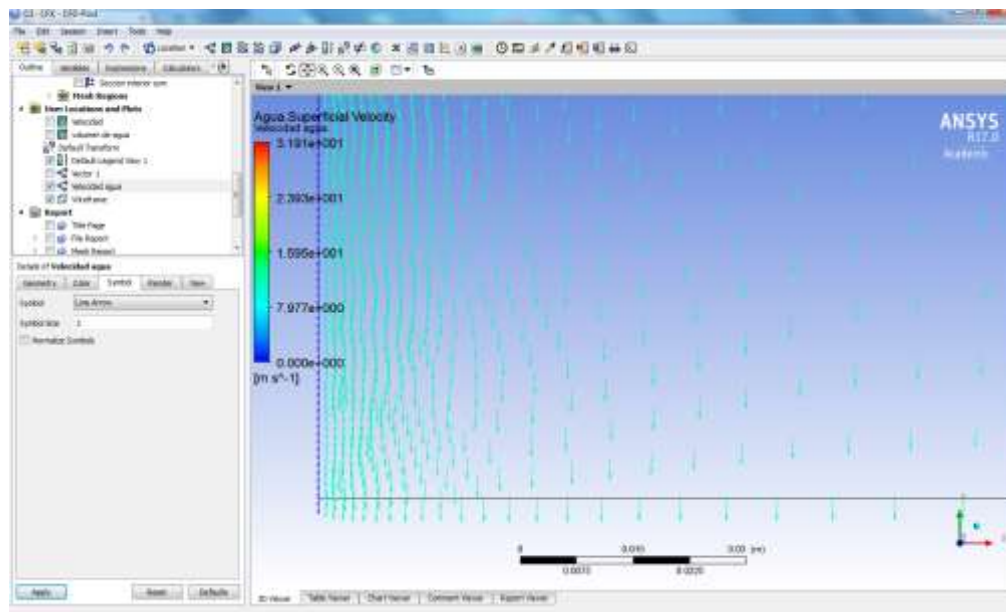


Figura 3.18. Velocidad del flujo en la descarga de la carcasa (Vista lateral).
Fuente: Autores.

La velocidad del flujo se muestra en Fig. 3.16, 3.17 y 3.18. Puede notarse que la mayor velocidad se encuentra en la región a la salida del inyector con una velocidad aproximada de 31.91 m/s. Por último es de notar a través de la Fig. 3.17 y 3.15 cómo se comporta el flujo por la acción de la gravedad, el cual al salir del rodete se defleca hacia la carcasa y cae por la descarga de la misma.

Análisis del torque obtenido en la simulación.

Con ANSYS CFD – Post a través de la función $torque_z()@alabes$ se calculó el torque desarrollado por el flujo sobre los álabes respecto del eje del rodete. Con los datos de la función para cada archivo de solución obtenido por ANSYS CFX Solver se hizo la curva Torque obtenido en la simulación (Nm) vs. Tiempo (s) de la figura 3.19.

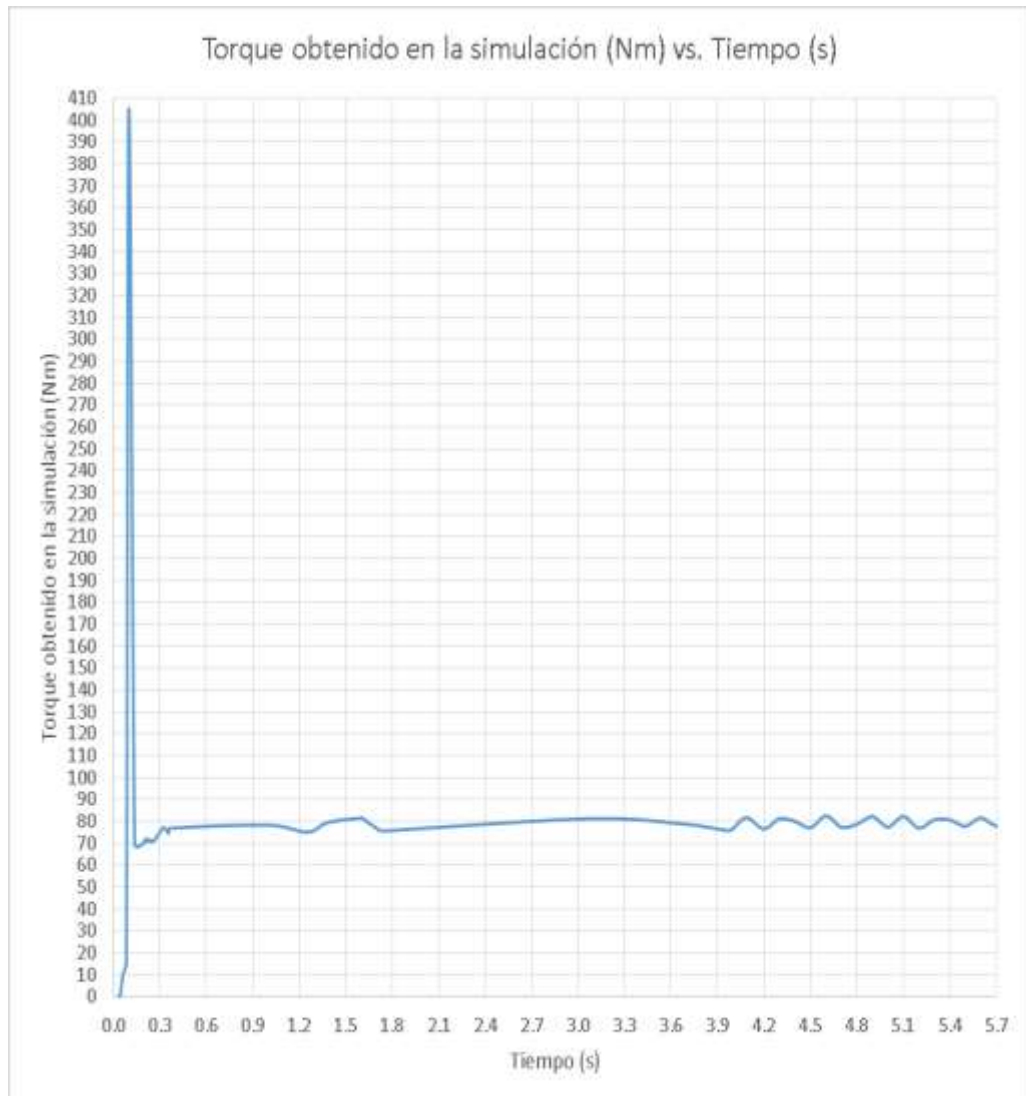


Figura 3.19. Grafica de torque generado en el eje del rodete en función del tiempo.

Fuente: Autores.

En la gráfica se observa que después de 0.4 s el torque tiende a estabilizarse alrededor de un valor hasta que después de 4 s desarrolla su naturaleza periódica final. Con los datos para hacer la gráfica se obtuvo que el valor de $torque\ promedio\ T_m$ es de 79 Nm.

El torque obtenido por la simulación T_{sim} puede obtenerse multiplicando el torque promedio calculado por la relación entre el ancho del inyector y el ancho del volumen de control:

$$T_{sim} = T_m \cdot \left(\frac{B_{\text{ancho del inyector}}}{\text{Espesor Dominio}} \right) = 79 \text{ Nm} \cdot \left(\frac{0.7394}{0.0095} \right) = 6148.695 \text{ Nm}$$

De donde T_{sim} adquiere un valor de 627.42 kg-m. Si se compara con el valor del torque máximo teórico en el eje, T_{max} , mostrado en la sección 3.1.2.4., la *desviación porcentual relativa* entre ambos alcanza un valor de 7.3%. Considerando las simplificaciones hechas (análisis 2D en reemplazo del análisis 3D, entre otras) puede pensarse que la diferencia entre ambos valores es causada por estas simplificaciones. Con esto, se valida el valor de torque o momento torsor T_{max} , calculado y con ello la potencia de la central.

3.3. Análisis de Costos

3.3.1. Análisis de costo de obra civil

En el costo de obra civil se incluyen excavaciones, senderos y la construcción de la toma de agua, canal, cámara de carga, desarenador, tubería y sus anclajes; accesorios (compuertas, rejillas, entre otros), casa de máquinas, anclajes del equipamiento y canal de fuga. Se estima que este costo corresponde al \$450/kW instalado (OLADE, 1985), por lo tanto este valor sería de \$67,500.00.

3.3.2. Análisis de los costos de inversión

El costo de materiales, mano de obra, ensamble de la turbina, montaje y costos de ingeniería están detallados en el Apéndice F. Siendo el total de la inversión inicial igual a \$ 129,657.18.

3.3.3. Cálculo del VAN

El Valor Actual Neto (VAN) mide los futuros flujos de caja con el descuento de la inversión inicial para determinar si al término de cada año se obtienen ganancias. El proyecto es aceptado siempre que el VAN sea mayor que cero.

En el Apéndice F se muestra el cálculo de flujo de caja y se determina que para recuperar la inversión en 5 años a una tasa de retorno del 10% el VAN es de:

$$\text{VAN} = \$18,251.80$$

3.3.4. Cálculo del TIR

La Tasa Interna de Retorno (TIR) indica la tasa de interés que se gana sobre el saldo no recuperado de una inversión, de modo que el saldo al final de la vida de la propuesta es cero (Coss Bu, 2005). El valor del TIR es calculado en el Apéndice F, siendo este igual a:

$$r = 15\%$$

El TIR es mayor que la tasa de descuento del 10% usada anteriormente en el VAN.

En consecuencia, estos resultados permiten ver que el proyecto de la microcentral hidroeléctrica es viable.

CAPITULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1. Conclusiones

Se diseñó una microcentral para la parroquia Zapotal, con capacidad nominal de 150 kW, caudal máximo de operación de 1.67 m³/s, con disponibilidad de operación entre los meses de enero hasta julio y un salto neto de 13.06 m, para abastecer a la población de la parroquia Zapotal.

Se definió la disponibilidad hidroenergética y el requerimiento eléctrico de la zona utilizando un análisis estadístico de los datos del recurso hídrico del río Zapotal, regulaciones sobre el caudal ecológico, un análisis de relieve para determinar el salto bruto disponible en la zona y una estimación del consumo energético en base a tasas de crecimiento poblacional y registros de consumo energético para la zona.

Se seleccionó el tipo de microcentral, *integrada en canal*, puesto que aprovecha un afluente del mismo río para realizar la descarga del caudal turbinado. Además, se caracteriza por aprovechar los recursos naturales del sitio y producir un menor impacto ambiental.

Se seleccionó la turbina de *flujo cruzado* o Michell–Banki en base al salto y caudal disponibles y por sus bajos costos relativos de construcción y mantenimiento.

Se logró diseñar la turbina y sus componentes, tales como: el inyector, rodete, álabe directriz; ejes del generador, rodete y álabe directriz, con sus respectivas chavetas y el sistema de regulación de caudal mediante un análisis fluido-dinámico y estructural que tomaron en consideración los triángulos de velocidad a las entradas y salidas del rodete, consideraciones sobre la máxima cantidad de energía extraíble de la turbina y el ángulo de

entrada de flujo, resistencia mecánica del sistema y cálculo de velocidades críticas

Se seleccionaron los componentes periféricos necesarios para el funcionamiento adecuado de la turbina, tales como: las tuberías y accesorios; los rodamientos y chumaceras; los bujes y manzanas para los ejes; el sistema de transmisión de potencia por bandas y poleas, acople flexible y el generador síncrono.

Se realizó un análisis de costos y se determinó que el proyecto de la microcentral hidroeléctrica es competitivo en el mercado, puesto que, al establecer que se recupera la inversión en 5 años a futuro, de los cálculos resultaron valores de VAN igual a \$18,251.80 y un TIR del 15%, lo que indica que el proyecto es viable.

Se validó la metodología para el diseño de los ejes presente en el manual de OLADE (1982) mediante la simulación estructural del eje del rodete en el software ANSYS Static Structural, de donde se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 5.42 bajo la condición de carga del sistema.

Finalmente, se validó el diseño hidráulico de la turbina mediante la simulación del flujo en la misma a través del software ANSYS-CFX. Como resultado de la simulación se determinó el *torque* del flujo sobre los alabes con respecto al eje del rodete y se lo comparó con el torque, o *momento torsor máximo en el eje del rodete*, calculado según la metodología del manual de OLADE (1982). De esto, se obtuvo una diferencia de 7.3% entre ambos valores mostrando la fiabilidad de la metodología del diseño del manual

4.2. Recomendaciones

Se señala que la selección del lugar donde se desea implantar la microcentral, en la medida de lo posible, debería hacerse donde existan elevaciones, puesto que un cabezal alto permite generar la misma cantidad de potencia con un menor caudal.

Se recomienda implantar este tipo de microcentrales en zonas rurales en las que exista un recurso hídrico aprovechable, puesto que, como fue demostrado en el análisis de costos, el proyecto de la microcentral es viable y mucho más económico que el de una central hidroeléctrica de una capacidad mucho mayor.

Se sugiere que el modelaje de la turbina se realice teniendo un buen entendimiento de la física del problema, para, de esta forma, configurar correctamente el software CAE utilizado y obtener resultados acordes a la física del problema. Además, se recomienda tener en cuenta el nivel de complejidad del problema, puesto que esto incide directamente en el tiempo que tome la simulación.

Se sugiere también optimizar la metodología de diseño de los manuales, debido a que los componentes diseñados con el manual actual resultan muy robustos.

Finalmente, en caso de decidir instalar la microcentral, se recomienda desarrollar junto con el Estado un plan de capacitación para los beneficiarios de la misma para que puedan conservar la central en buen estado.

BIBLIOGRAFÍA

- ABB Motors and Generators. (2015). *Low voltage synchronous industrial generators* .
- ANSYS, Inc. (2015). *ANSYS CFX Reference Guide*. Canonsburg.
- ARCONEL. (2016). *Pliego tarifario para las empresas eléctricas*. Quito.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Mexico: Mcgraw-Hill/Interamericana Editores, S. A.
- Cadena, M. G., & Tipán, D. E. (2012). *Diseño e implementación de una pico central de generación eléctrica en el sector Pansachi, El Moro, Cuchitingue, parroquia Aláquez, provincia de Cotopaxi*. Latacunga.
- Carta, J., Calero, R., Colmenar, A., & Castro, M.-A. (2009). *Centrales de energías renovables: Generación eléctrica con energías renovables*. Madrid: PEARSON EDUCACIÓN S.A.
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Mecánica de Fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. Mexico: Mcgraw-Hill/Interamericana Editores, S.A.
- CFD Online. (05 de Marzo de 2015). *Best practice guidelines for turbomachinery CFD*. Obtenido de CFD Online: http://www.cfd-online.com/Wiki/Best_practice_guidelines_for_turbomachinery_CFD#Convergence_criteria
- CONELEC. (2013). *Plan maestro de electrificación 2013 - 2022*. Cuenca: CONELEC.
- Coss Bu, R. (2005). *Análisis y evaluación de proyectos de inversión*. Mexico: Limusa.
- Coz, F. (1995). *Manual de mini y microcentrales hidráulicas: Una guía para el desarrollo de proyectos*. Lima: Intermediate Technology Development Group.
- Dávila, C., Vilar, D., Villanueva, G., & Quiroz, L. (2010). *Manual para la evaluación de la demanda, recursos hídricos, diseño e instalación de microcentrales hidroeléctricas*. Lima: Soluciones Prácticas.
- Desarrollo para turbinas 3HC* . (2000). Recuperado el 14 de Mayo de 2016, de <http://www.turbinas3hc.com/ComponentesCentralH.html>
- EL UNIVERSO. (18 de Febrero de 2015). 7 de 8 hidroeléctricas con fecha de entrega en el 2016. *EL UNIVERSO*, pág. 2.

Hutchinson. (17 de Junio de 2016). *Hutchinson Power transmission components for industry*. Obtenido de Hutchinson Power transmission Web Site: <http://www.hutchinsontransmission.com/resource-center/online-calculation-softwares/poly-v-design>

INE. (1986). *Estandarización de turbinas tipo Michel Banki*. Quito: INE.

IPAC. (Julio de 2016). *IPAC-Acero*. Obtenido de <http://www.ipac-acero.com/producto-detalle.php?id=28>

Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas*. México: Pearson Educación.

NTN. (2004). *Rodamientos de bolas y rodillos: CAT. NO. 2202-VII/S*. NTN.

OLADE. (1982). *Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas Vol. 1: Diseño, estandarización y fabricación de turbinas Michell-Banki*. Quito: OLADE.

OLADE. (1985). *Guía de diseño de obras civiles de pequeñas centrales hidroeléctricas*. Bucaramanga.

(2014). *Plan de desarrollo y ordenamiento territorial del gobierno parroquial de Zapotal*. Ventanas. Recuperado el 19 de Mayo de 2016

RIVAL. (2016). *MANUAL DE FLUJO DE TUBERIAS A*. Guayaquil.

Sarmiento, A. B., & Zhungo, J. P. (2013). *Estudio hidrometeorológico y análisis de caudales de crecientes en la cuenca hidrográfica del río Catarama*. Cuenca: Universidad de Cuenca.

SKF. (2013). *Rolling bearings catalogue*. SKF Group.

Suministros Peñarada S.A. (junio de 2016). *Tubos para energía*. Álava: Polígono.

APÉNDICES

Apéndice A

Tabla A.1. Caudales promedios mensuales desde 1964 hasta 2010 en metros cúbicos por segundo (m³/s).

AÑOS	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
1964	172.391	315.56	293.093	308.166	122.991	58.711	38.661	26.478	23.073	18.902	18.108	21.396
1965	120.791	299.394	438.77	645.676	403.866	132.54	70.804	35.913	26.82	24.238	24.212	26.549
1966	217.261	486.117	370.11	208.701	106.621	58.048	36.139	24.263	17.08	21.091	13.627	17.583
1967	220.441	491.796	323.963	109.548	83.978	59.824	35.767	24.111	15.434	12.734	10.392	11.122
1968	52.479	145.518	188.299	160.917	66.781	32.945	25.688	15.207	12.401	12.669	9.62	9.34
1969	55.057	93.695	250.711	342.381	237.625	109.491	64.089	25.888	15.296	10.737	9.597	19.85
1970	155.762	238.606	201.091	313.51	319.459	80.988	35.946	22.174	14.485	9.84	8.965	12.324
1971	77.469	397.917	484.828	282.421	108.41	57.25	35.963	24.532	22.171	18.859	15.547	31.416
1972	207.502	387.502	533.561	408.376	201.289	296.726	123.842	56.938	38.854	36.185	33.01	142.836
1973	326.149	543.911	404.822	507.481	279.371	128.986	70.506	43.092	33.596	27.588	21.092	24.227
1974	76.994	286.863	377.322	219.01	202.301	68.714	41.959	26.807	33.614	19.046	16.307	59.066
1975	417.923	567.007	579.264	389.16	188.816	122.265	72.226	44.324	32.933	30.676	28.014	244.435
1976	246.692	587.104	612.721	627.756	273.402	132.733	97.94	51.767	40.061	29.192	24.918	42.042
1977	119.743	247.894	416.361	358.821	128.303	64.507	38.844	24.609	17.529	16.702	10.498	17.436
1978	41.231	20.229	19.891	20.563	16.392	70.001	38.589	25.583	19.145	14.837	10.704	15.041
1989	204.065	531.827	531.037	363.116	204.101	66.553	42.503	29.369	24.561	23.958	21.532	24.861
1991	57.382	324.283	364.318	203.633	119.242	55.082	39.495	29.876	22.129	18.892	49.858	53.438
1992	226.437	445.357	509.818	430.828	347.884	172.003	55.923	34.358	21.848	16.646	13.412	13.902
1993	113.356	624.84	538.207	448.106	192.011	96.189	34.862	21.632	19.067	14.289	13.028	24.654
1994	143.862	483.36	324.466	383.418	166.47	63.624	32.09	20.442	13.744	13.43	12.102	55.414
1995	279.278	290.292	219.021	298.022	100.753	52.886	34.813	30.73	16.547	11.621	13.147	12.32
1996	56.584	303.54	445.342	271.91	92.315	41.298	29.544	16.343	10.026	9.018	7.353	8.921
1997	87.392	292.488	476.604	392.492	250.045	156.216	122.811	97.248	135.491	139.713	552.546	665.216
1998	441.888	450.795	510.82	447.045	427.094	189.031	111.046	54.428	39.563	28.022	23.193	18.344
2000	266.271	325.452	464.055	387.998	254.312	105.662	57.688	40.731	35.287	18.86	17.432	21.604
2001	334.93	314.928	362.689	411.82	224.435	68.709	38.615	25.178	19.334	17.165	17.121	18.646
2002	37.855	324.119	601.564	494.232	286.53	80.801	38.158	23.127	17.701	17.346	17.574	25.965
2003	206.461	316.179	312.229	293.221	193.983	66.573	33.73	15.499	8.781	7.664	16.49	27.426
2004	92.164	176.887	288.891	419.888	207.03	93.872	39.048	22.48	18.085	17.121	17.121	18.156
2005	33.263	150.725	195.592	342.713	108.58	35.471	17.121	17.121	17.121	17.121	17.121	21.08
2007	104.682	270.159	295.272	241.453	182.688	109.099	45.824	31.174	25.485	19.765	19.146	20.175
2008	197.269	385.367	312.787	456.073	210.526	57.191	20.562	22.56	14.456	10.155	9.615	7.554

Fuente: INHAMI

Tabla A.2. Resultados del análisis estadístico para el río Zapotal.

Mes	Tipo de Distribución	Media (\bar{x})	Desviación estándar (σ)	Mínimo estadístico ($\bar{x} - \sigma$)	Máximo estadístico ($\bar{x} + \sigma$)	% mayor al máximo estadístico	% mayor al mínimo estadístico
Enero	Exponencial	168.4695	168.4695	0	336.939	6.25	0
Febrero	Normal	347.491	146.5899	200.9011	494.0809	15.625	15.625
Marzo	Normal	382.735	139.034	243.701	521.769	18.75	15.625
Abril	Normal	349.6392	134.1007	215.5385	483.7399	12.5	15.625
Mayo	Normal	197.1126	96.2032	100.9094	293.3158	12.5	15.625
Junio	Exponencial	93.2497	93.2497	0	186.4994	6.25	0
Julio	Weibull	51.0152	26.7978	24.2174	77.813	12.5	6.25
Agosto	Exponencial	31.3744	31.3744	0	62.7488	3.125	0
Septiembre	Exponencial	25.6787	25.6787	0	51.3574	3.125	0
Octubre	Exponencial	22.0026	22.0026	0	44.0052	3.125	0
Noviembre	Exponencial	34.1376	34.1376	0	68.2752	3.125	0
Diciembre	Exponencial	54.1356	54.1356	0	108.2712	9.375	0

Fuente: Autores

Tabla A.3. Valores del caudal ecológico de la media anual.

Tipo de distribución	Media (\bar{x})	Desviación estándar (σ)	Mínimo estadístico ($\bar{x} - \sigma$)	Máximo estadístico ($\bar{x} + \sigma$)
Normal	14.63892	5.36846	9.27046	20.00738

Fuente: Autores

Tabla A.4. Caudal disponible mensual tomando*.

Mes	Caudal mínimo (m ³ /s)	Caudal medio (m ³ /s)	Caudal máximo (m ³ /s)
Enero	33.263	168.4695	336.939
Febrero	20.229	347.491	624.84
Marzo	19.891	382.735	612.721
Abril	20.563	349.6392	645.676
Mayo	16.392	197.1126	427.094
Junio	32.945	93.2497	186.4994
Julio	24.2174	51.0152	123.842
Agosto	15.207	31.3744	62.7488
Septiembre	8.781	25.6787	51.3574
Octubre	7.664	22.0026	44.0052
Noviembre	7.353	34.1376	68.2752
Diciembre	7.554	54.1356	108.2712

Fuente: Autores

*Los valores máximos y mínimos que aparecen en la tabla se escogieron en base al porcentaje de datos mayores y menores a los máximos y mínimos estadísticos, respectivamente, que aparecen en la tabla A.2., de este Apéndice.

Tabla A.5. Caudal aprovechable o turbinable mensual.

Mes	Caudal mínimo (m³/s)	Caudal medio (m³/s)	Caudal máximo (m³/s)
Enero	18.62408	153.83058	322.30008
Febrero	5.59008	332.85208	610.20108
Marzo	5.25208	368.09608	598.08208
Abril	5.92408	335.00028	631.03708
Mayo	1.75308	182.47368	412.45508
Junio	18.30608	78.61078	171.86048
Julio	9.57848	36.37628	109.20308
Agosto	0.56808	16.73548	48.10988
Septiembre	Valor menor a caudal ecológico	11.03978	36.71848
Octubre	Valor menor a caudal ecológico	7.36368	29.36628
Noviembre	Valor menor a caudal ecológico	19.49868	53.63628
Diciembre	Valor menor a caudal ecológico	39.49668	93.63228

Fuente: Autores

Apéndice B

Tabla B.1. Centro de gravedad y momento de inercia del álabe del rodete.

DIAMETRO DEL RODETE D_a (mm)	ESPESOR DEL ALABE e (mm)	AREA DE ESFUERZO A (cm ²)	CENTRO DE GRAVEDAD C_g (cm)	MOMENTO DE INERCIA I_{gx} (cm ⁴)	RADIO DE GIRO C (cm)
300	2	1.27	4.66	0.1134	0.43
300	3	1.93	4.70	0.1822	0.48
300	4	2.59	4.75	0.2633	0.53
300	6	3.96	4.85	0.4751	0.64
400	2	1.68	6.18	0.2610	0.54
400	3	2.55	6.22	0.4098	0.59
400	4	3.42	6.27	0.5760	0.64
400	6	5.21	6.37	0.9779	0.75
500	2	2.10	7.70	0.5018	0.65
500	3	3.17	7.75	0.7780	0.70
500	4	4.25	7.79	1.0778	0.75
500	6	6.46	7.89	1.7686	0.86
600	2	2.52	9.23	0.8587	0.75
600	3	3.79	9.27	1.3215	0.81
600	4	5.08	9.32	1.8146	0.86
600	6	7.70	9.41	2.9159	0.97

Fuente: OLADE, 1982

Tabla B.2. Tabla de bocines.

SXL FULLY GROOVED BEARINGS

Marine Applications

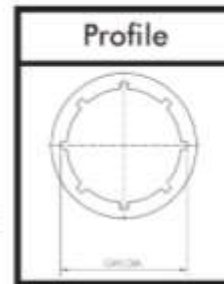
(propeller shaft bearings)

- Water-lubricated, low operating coefficient of friction for reduced break-away torque, high abrasion resistance, excellent wear life, easily machined

Industrial Applications

(pump bearings)

- Dry start-up capability, grease-free, low dry coefficient of friction, high abrasion resistance, temperature limits of 60°C (140°F), pH range of 5-10

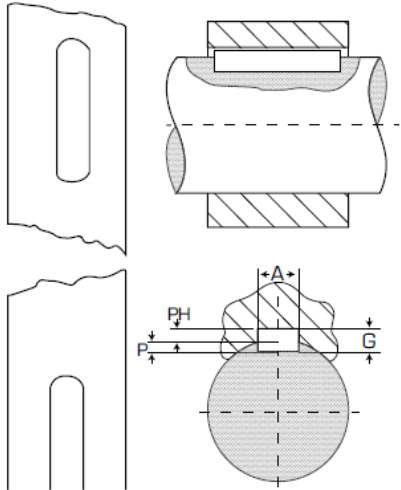


Housing Diameter (mm)	Shaft Diameter (mm)	Housing Length (mm)	Groove Diameter (mm)	Approx. Weight (kg)	Housing Diameter (inches)	Shaft Diameter (inches)	Housing Length (inches)	Groove Diameter (inches)	Approx. Weight (lbs.)	Thordon Part Number*	Suggested List Price (CAD)
76	57	229	67.4	1.1	3	2 1/4	9	2.653	2.5	F31072	308
80	57	229	67.4	1.1	3 1/8	2 1/4	9	2.653	2.5	F31072	308
80	64	254	73.6	1.1	3 1/8	2 1/2	10	2.899	2.4	F31076	305
86	57	229	67.4	1.1	3 3/8	2 1/4	9	2.653	2.5	F31072	308
86	60	241	70.5	1.1	3 3/8	2 3/8	9 1/2	2.776	2.5	F31074	308
86	64	254	73.6	1.1	3 3/8	2 1/2	10	2.899	2.4	F31076	305
86	67	267	76.9	1.0	3 3/8	2 5/8	10 1/2	3.029	2.2	F31078	300
86	70	279	79.2	1.4	3 3/8	2 3/4	11	3.117	3.2	F31080	354
95	70	279	79.2	1.4	3 3/4	2 3/4	11	3.117	3.2	F31080	354
95	73	292	83.4	1.4	3 3/4	2 7/8	11 1/2	3.282	3.1	F31082	348
95	76	305	86.1	1.7	3 3/4	3	12	3.390	3.7	F31086	386
102	76	305	86.1	1.7	4	3	12	3.390	3.7	F31086	386
102	83	165	91.9	1.0	4	3 1/4	6 1/2	3.619	2.2	F31092	300
108	79	318	88.4	2.1	4 1/4	3 1/8	12 1/2	3.480	4.5	F31088	434
108	83	165	91.9	1.0	4 1/4	3 1/4	6 1/2	3.619	2.2	F31092	300

Fuente: Thordon, 2016.

Tabla B.3. Tabla de dimensiones estándar de chavetas y chaveteros.

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS



Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8+ a 10	3 x 1.6	3 x 3	3
10+ a 12	4 x 2.2	4 x 4	4
12+ a 17	5 x 2.7	5 x 5	5
17+ a 22	6 x 3.2	6 x 6	6
22+ a 30	8 x 3.7	8 x 7	8
30+ a 38	10 x 4.7	10 x 8	10
38+ a 44	12 x 4.7	12 x 8	10
44+ a 50	14 x 5.2	14 x 9	14
50+ a 58	16 x 5.7	16 x 10	14
58+ a 65	18 x 6.6	18 x 11	18
65+ a 75	20 x 7.1	20 x 12	18
75+ a 85	22 x 8.6	22 x 14	22
85+ a 95	25 x 8.6	25 x 14	22
95+ a 110	28 x 8.6	28 x 16	22
110+ a 130	32 x 10.6	32 x 18	30
130+ a 150	36 x 11.6	36 x 20	30
150+ a 170	40 x 12.6	40 x 22	30
170+ a 200	45 x 14.6	45 x 25	30
200+ a 230	50 x 16.6	50 x 28	30

Fuente: Intermecc, 2000.

Tabla B.4. Tabla de dimensiones estándar de acoples flexibles.

Service Factors		Service Factors		Service Factors	
Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque
1.00	1.25	1.00	1.25	1.00	1.25
1.50	1.75	1.50	2.00	1.50	2.00
2.00	2.25	2.00	2.75	2.00	2.75
1.50	1.75	1.50	2.00	1.50	2.00
1.00	1.25	1.00	1.25	1.00	1.25
1.25	1.50	1.25	1.50	1.25	1.50
1.25	1.50	1.25	1.50	1.25	1.50
1.25	1.50	1.25	1.50	1.25	1.50
1.00	1.25	1.00	1.25	1.00	1.25
2.00	2.25	2.00	2.25	2.00	2.25
1.50	1.75	1.50	1.75	1.50	1.75
1.00	1.25	1.00	1.25	1.00	1.25
2.00	2.25	2.00	2.25	2.00	2.25
1.50	1.75	1.50	1.75	1.50	1.75
2.00	2.25	2.00	2.25	2.00	2.25

Fuente: Catálogo Lovejoy, 2015.

Tabla B.5. Tabla de dimensiones estándar de acoples flexibles.

Size	Elastomeric Member	Number of Jaws	Basic HP Ratings @ Varying RPM				Torque Rating		Max Bore		Max x1000
			100	1200	1800	3600	in-lbs	Nm	in	mm	RPM
C Type											
C226	SXB (NBR)	3	4.700	56.40	85.00	169.20	2,988.0	337.60	2.500	64	4.8
C226	Hytrel	3	9.400	112.80	170.00	338.40	5,940.0	671.13	2.500	64	4.8
C276	SXB (NBR)	3	7.500	90.00	135.00	270.00	4,716.0	532.84	2.880	73	4.2
C276	Hytrel	3	15.000	180.00	269.00	540.00	9,432.0	1065.67	2.880	73	4.2
C280	SXB (NBR)	3	12.000	114.00	216.00	+	7,560.0	854.17	3.000	76	3.5
C280	Hytrel	3	22.000	264.00	396.00	+	13,866.0	1,566.65	3.000	76	3.5
C285	SXB (NBR)	3	14.600	175.20	282.00	+	9,182.0	1,037.43	4.000	102	3.2
C285	Hytrel	3	26.000	312.00	476.00	+	16,680.0	1,882.33	4.000	102	3.2
C295	SXB (NBR)	3	18.000	216.00	324.00	+	11,340.0	1,281.25	3.500	89	2.3
C295	Hytrel	3	36.000	432.00	648.00	+	22,680.0	2,562.50	3.500	89	2.3
C2955	SXB (NBR)	5	30.000	360.00	540.00	+	18,900.0	2,135.42	4.000	102	2.3
C2955	Hytrel	5	60.000	720.00	1,080.00	+	37,800.0	4,270.83	4.000	102	2.3

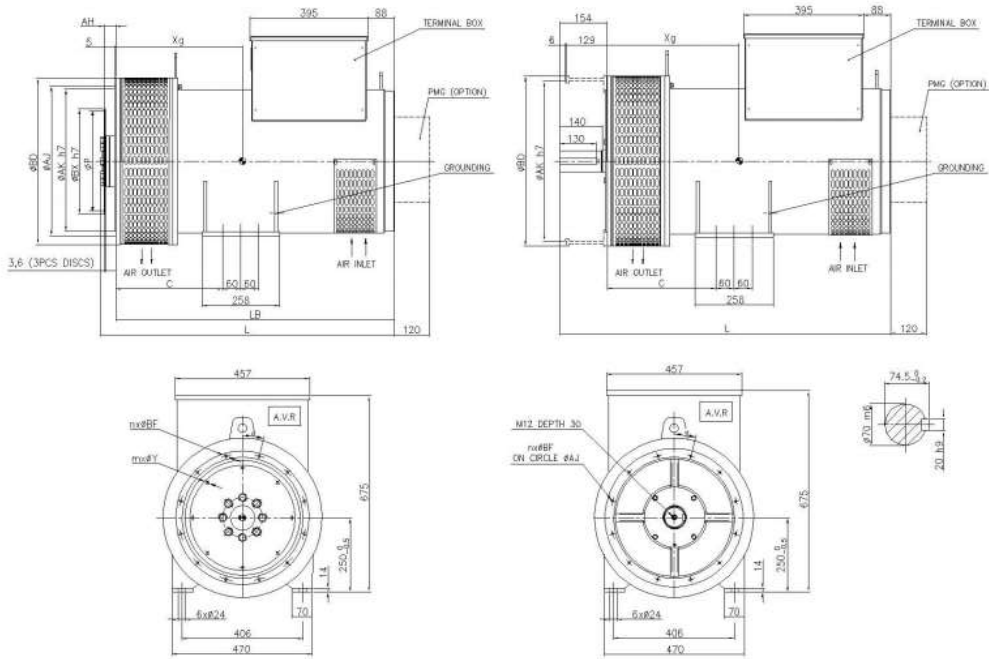
Fuente: Catálogo Lovejoy, 2015.

Tabla B.6. Tabla de generadores ABB

Continuous, H class (125 K), ambient 40°C, p.f. 0.8														
Type	50 Hz		1 phase Efficiency 50Hz					1 phase Efficiency 60Hz						
	380 V	400 V	415 V	440 V	220-240V	(400V)	380 V	400 V	415 V	440 V	460 V	480 V	220-240V	(480V)
	kVA	kVA	kVA	kVA	kVA	%	kVA	kVA	kVA	kVA	kVA	kVA	kVA	%
AMG 0180AA04 DBSI	15.0	15.0	15.0	14.0	9.0	80.70	16.0	16.0	16.0	17.0	18.0	19.0	10.0	82.80
AMG 0180BB04 DBSI	20.0	20.0	20.0	19.0	12.0	82.87	22.0	22.0	22.0	23.0	24.0	25.0	13.0	84.90
AMG 0180CC04 DBSI	25.0	25.0	25.0	24.0	15.0	84.42	27.0	27.0	27.0	28.0	29.0	30.0	16.0	86.35
AMG 0180DD04 DBSI	30.0	30.0	30.0	29.0	18.0	85.91	33.0	33.0	33.0	34.0	35.0	36.0	20.0	87.66
AMG 0200AA04 DBSI	36.0	36.0	36.0	36.0	23.0	86.18	39.0	40.0	40.0	42.0	44.0	46.0	24.0	87.63
AMG 0200BB04 DBSI	42.0	45.0	45.0	42.0	27.0	86.96	46.0	47.0	48.0	50.0	52.0	54.0	28.0	88.43
AMG 0200CB04 DBSI	48.0	50.0	50.0	48.0	30.0	87.73	52.0	53.0	54.0	56.0	58.0	60.0	32.0	89.11
AMG 0200CC04 DBSI	60.0	63.0	63.0	60.0	36.0	88.88	65.0	67.0	68.0	70.0	73.0	76.0	40.0	89.96
AMG 0200DD04 DBSI	71.0	75.0	75.0	71.0	45.0	89.22	75.0	77.0	78.0	83.0	86.0	90.0	47.0	90.49
AMG 0250AR04 DBSI	78.0	82.0	82.0	78.0	48.0	88.47	81.0	85.0	86.0	94.0	96.0	102	51.0	89.46
AMG 0250AS04 DBSI	95.0	100	100	90.0	60.0	88.20	99.0	104	108	115	120	125	63.0	89.39
AMG 0250AA04 DBSI	107	113	113	105	70.0	89.84	111	117	120	130	135	140	70.0	90.90
AMG 0250BS04 DBSI	120	125	125	115	75.0	90.54	125	130	135	145	150	155	78.0	91.51
AMG 0250BB04 DBSI	135	140	140	125	85.0	90.95	140	145	150	160	170	175	87.0	91.67
AMG 0250CC04 DBSI	145	150	150	135	90.0	91.82	150	155	160	170	180	185	93.0	92.50
AMG 0250DS04 DBSI	155	165	165	145	100	92.11	165	170	180	190	195	205	102	92.91
AMG 0250DD04 DBSI	165	175	175	155	105	92.39	170	180	185	195	205	215	110	93.19
AMG 0280AS04 DBSI	180	190	190	165	115	91.33	185	195	200	210	220	230	120	92.18

Fuente: LV Generators, ABB.

Tabla B.7. Dimensiones del generador Double Bearing.



Single bearing

Frame dimensions (mm)

Type	C	LB	L	Xg
AMG 0250AR04 DBSI	318	772	825	390
AMG 0250AS04 DBSI	318	772	825	390
AMG 0250AA04 DBSI	318	772	825	400
AMG 0250BS04 DBSI	358	827	880	420
AMG 0250BB04 DBSI	358	827	880	430
AMG 0250CC04 DBSI	358	869	920	450
AMG 0250DS04 DBSI	358	932	985	470
AMG 0250DD04 DBSI	358	932	985	480

Flange dimensions (mm)

S.A.E	AK	AJ	BD	BF	n	a
3	409.6	428.6	558	11	12	15'
2	447.7	466.7	558	11	12	15'

Flex disc dimensions (mm)

S.A.E	BX	P	AH	Y	m
11 ^{1/2}	352.4	333.4	39.6	11	8

Transportation parameters

Type	Net weight (kg)	Gross weight (kg)	Packing dimensions (mm)
AMG 0250AR04 DBSI	385	465	1320x725x930
AMG 0250AS04 DBSI	385	465	1320x725x930
AMG 0250AA04 DBSI	420	500	1320x725x930
AMG 0250BS04 DBSI	455	535	1320x725x930
AMG 0250BB04 DBSI	480	560	1320x725x930
AMG 0250CC04 DBSI	520	600	1320x725x930
AMG 0250DS04 DBSI	560	640	1320x725x930
AMG 0250DD04 DBSI	590	670	1320x725x930

Double bearing

Frame dimensions (mm)

Type	C	L	Xg
AMG 0250AR04 DASI	318	935	375
AMG 0250AS04 DASI	318	935	375
AMG 0250AA04 DASI	318	935	385
AMG 0250BS04 DASI	358	990	405
AMG 0250BB04 DASI	358	990	415
AMG 0250CC04 DASI	358	1030	435
AMG 0250DS04 DASI	358	1095	455
AMG 0250DD04 DASI	358	1095	465

Flange dimensions (mm)

S.A.E	AK	AJ	BD	BF	n	a
3	409.6	428.6	558	11	12	15'
2	447.7	466.7	558	11	12	15'

Transportation parameters

Type	Net weight (kg)	Gross weight (kg)	Packing dimensions (mm)
AMG 0250AR04 DASI	395	475	1380x725x935
AMG 0250AS04 DASI	395	475	1380x725x935
AMG 0250AA04 DASI	430	510	1380x725x935
AMG 0250BS04 DASI	465	545	1380x725x935
AMG 0250BB04 DASI	490	570	1380x725x935
AMG 0250CC04 DASI	530	610	1380x725x935
AMG 0250DS04 DASI	570	650	1380x725x935
AMG 0250DD04 DASI	600	680	1380x725x935

Generators with PMG:

- 1) Weight increase 20KG for net weight and gross weight;
- 2) No change for packing dimensions.

Apéndice C

Cálculo de fuerzas y momentos en el eje del rodete

La sumatoria de las fuerzas verticales FYE se produce por los dos pasos del agua a través del rodete y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$FYE = 46.5 \cdot Q \cdot \sqrt{H_{\text{neto}}} \cdot k_o \cdot Z + 46.5 \cdot Q \cdot \sqrt{0.18 \cdot H_{\text{neto}}} \cdot \frac{\theta_{\text{salida}}}{360} \cdot Z \quad \text{Ecuación C1}$$

P_{tr} es el peso del rodete en kg y Np es el número de platos del rodete.

$$P_{tr} = 75.963 \cdot De^2 \cdot Np + \text{Peso}_{\text{alabe}} \quad \text{Ecuación C2}$$

Pp es el peso de la polea en kg, A_{polea} es el área seccional de la polea correspondiente en m^2 y ρ_{aluminio} es el peso específico del aluminio en kg/m^3 (IPAC, 2016).

$$P_p = \pi \cdot \frac{D_p^2}{4} \cdot A_{\text{polea}} \cdot \rho_{\text{aluminio}} \quad \text{Ecuación C3}$$

FXE es la fuerza tangencial del rodete en kg, obtenida de:

$$P_p = \frac{1,948 \cdot P_T}{N \cdot De} \quad \text{Ecuación C4}$$

Finalmente, la fuerza ejercida por la correa de la polea F_t en kg corresponde a:

$$F_T = 1.95 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_t}{1,000 \cdot D_p \cdot \frac{N}{\eta_{\text{correaV}}}} \quad \text{Ecuación C5}$$

Con factor de correa η_{correaV} (NTN, 2004):

$$\eta_{\text{correaV}} = 2 \quad \text{Ecuación C6}$$

Las reacciones se calculan como sigue:

$$R_1 = \frac{(FYE + P_{tr}) \cdot A - P_p \cdot E}{2 \cdot A} \quad \text{Ecuación C7}$$

$$R_2 = \frac{(2 \cdot P_p + FYE + P_{tr}) \cdot A + P_p \cdot E}{2 \cdot A} \quad \text{Ecuación C8}$$

$$R_1' = \frac{FXE \cdot A - F_T \cdot E}{2 \cdot A} \quad \text{Ecuacion C9}$$

$$R_2' = \frac{(FXE + 2 \cdot F_T) \cdot A + (F_T \cdot E)}{2 \cdot A} \quad \text{Ecuacion C10}$$

$$R_B = \sqrt{R_1'^2 + R_2'^2} \quad \text{Ecuación C11}$$

$$R_C = \sqrt{R_1'^2 + R_2'^2} \quad \text{Ecuación C12}$$

Los momentos M_{max} en cada sección del eje son calculados como sigue:

$$M_{maxA} = \sqrt{(R_1' \cdot A)^2 + (R_1 \cdot A)^2} \quad \text{Ecuación C13}$$

$$M_{\max \frac{3A}{2}} = \sqrt{\left(R_1' \cdot 3 \cdot \frac{A}{2} - FXE \cdot \frac{A}{2}\right)^2 + \left[R_1 \cdot 3 \cdot \frac{A}{2} - (FYE + P_{tr}) \cdot \frac{A}{2}\right]^2} \quad \text{Ecuación C14}$$

$$M_{\max 2A} = \sqrt{(R_1' \cdot 2 \cdot A - FXE \cdot A)^2 + [R_1 \cdot 2 \cdot A - (FYE + P_{tr}) \cdot A]^2} \quad \text{Ecuación C15}$$

$$M_{\max 2A + \frac{E}{2}} = \sqrt{\left[R_1' \cdot \left(2A + \frac{E}{2}\right) - FXE \cdot \left(A + \frac{E}{2}\right) + R_2' \cdot \frac{E}{2}\right]^2 + \left[R_1 \cdot \left(2A + \frac{E}{2}\right) - (FYE + P_{tr}) \cdot \left(A + \frac{E}{2}\right) + R_2 \cdot \frac{E}{2}\right]^2}$$

Ecuación C16

Cálculo de la velocidad crítica en el eje del rodete

El módulo de Young del acero E_{acero} (kgf/m²) e inercia $I_{ejerodete}$ (m⁴) del eje de acero son los siguientes, respectivamente:

$$E_{acero} = \frac{2.096 \cdot 10^{11}}{9.8}$$

$$I_{ejerodete} = \frac{\pi \cdot d_{ejerodete}^4}{64}$$

Ecuación C 17

W_1 es la fuerza del agua más el peso del rodete.

$$W_1 = \frac{2 \cdot R_1(2 \cdot A + E) + 2 \cdot R_2 \cdot E}{2 \cdot A + 2 \cdot E} \quad \text{Ecuación C18}$$

W_2 es el peso de la polea del eje.

$$W_2 = 2 \cdot A \left[\frac{R_2 - R_1}{2 \cdot A + 2 \cdot E} \right] \quad \text{Ecuación C19}$$

La deflexión en $x_1 = A$, Y_{max1} ; y al final del eje, Y_{max2} , se calcula como sigue a continuación:

$$Y_{max1} = \frac{1}{E_{acero} \cdot I_{ejerodete}} \left[\frac{R_1 \cdot x_1^3}{6} + \frac{L^2 \cdot \left(\frac{W_1}{8} - R_1 \right) \cdot x_1}{6} \right] \quad \text{Ecuación C20}$$

$$Y_{max2} = \frac{1}{E_{acero} \cdot I_{ejerodete}} \left[\frac{R_1 \cdot (L + E)^3}{6} + \frac{W_1}{6} \cdot \left(\frac{L}{2} + E \right)^3 + \frac{L^2}{6} \cdot \left(\frac{W_1}{8} - R_1 \right) \cdot (L + E) + R_2 \cdot \frac{(L + E - L)^3}{6} \right]$$

Ecuación C21

Apéndice D

Selección de rodamientos y chumaceras

Capacidad de carga estática equivalente admisible S_o :

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} \quad \text{Ecuación D1}$$

Carga radial dinámica equivalente P_r :

$$P_r = X * F_r + Y * F_a \quad \text{Ecuación D2}$$

Donde:

F_r es fuerza radial aplicada, (kgf)

F_a es fuerza axial aplicada, (kgf)

X es el factor de carga radial, en este caso es igual a uno.

Y es el factor de carga axial, en este caso es cero.

Por lo tanto:

$$P_r = F_r \quad \text{Ecuación D3}$$

Capacidad básica de carga dinámica C_{rR}

$$C_{rR} = \left(60 \cdot N \cdot \frac{L_{10h}}{10e6} \right)^{\frac{1}{p}} P_r \quad \text{Ecuación D4}$$

Apéndice E

Cálculo de soldadura para el soporte de las chumaceras

Esta soldadura es analizada como una línea, tomando la geometría que se muestra en la figura 3.8.

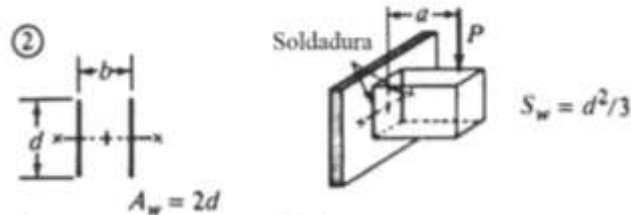


Figura E.1. Factor geométrico para analizar la soldadura como una línea.

Fuente: Diseño de Maquinas, R.L. Norton, 2009.

Del factor geométrico se obtiene que:

$$A_w = 0,349 \text{ m} \quad \text{y} \quad S_w = 0,01016 \text{ m}^2$$

El ensamble está compuesto por seis refuerzos, los cuales soportan cargas máxima y mínima cuando el alabe directriz está completamente abierto o cerrado respectivamente. Estas fuerzas son:

$$F_{\max,x} = 3026 \text{ Kgf} \quad F_{\min,x} = 0$$

$$F_{\max,y} = 3362 \text{ Kgf} \quad F_{\min,y} = 0$$

Carga lineal flexionante f_b :

$$f_{b,x} = \frac{M_x}{S_w} = 100,02 \text{ kN/m}$$

$$f_{b,y} = \frac{M_y}{S_w} = 111,12 \text{ kN/m}$$

Carga lineal cortante f_s :

$$f_{s,x} = \frac{V_x}{S_w} = 14,15 \text{ kN/m}$$

$$f_{s,y} = \frac{V_y}{S_w} = 15,72 \text{ kN/m}$$

Fuerza cortante $|F|$:

$$|F| = 151 \text{ kN}$$

De acuerdo a la norma AWS, se tiene el caso F, para determinar el esfuerzo cortante permisible τ_{perm} :

$$S_{erf} = 55 \text{ MPa} \quad y \quad W_{frs} = 2$$

$$\tau_{perm} = 27.5 \text{ MPa}$$

Entonces se calcula la dimensión de la garganta t como:

$$t = \frac{|F|}{\tau_{perm}} = 5,5 \text{ mm} \approx 6 \text{ mm}$$

Pierna de soldadura w :

$$w = 7,8 \text{ mm} \approx 8 \text{ mm}$$

Teniendo que el espesor mínimo de metal base es de 14,5 mm, que es el espesor de la carcasa, observando la tabla D.1., la pierna de soldadura mínima es de 6 mm, por tanto, se selecciona el valor de pierna de soldadura w de 8 mm.

Tabla D.1. Espesor de metal base para un diámetro de soldadura.

Esesor del metal base (T)	Tamaño mínimo de la soldadura
tamaños en mm	
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

Fuente: Diseño de Maquinas, R.L. Norton, 2009.

Apéndice F Cálculo de TIR y VAN

Costos de Inversión

Los materiales usados para la construcción de la microcentral se encuentran listados en la tabla F.1.

Tabla F.1. Materiales utilizados para el diseño de la microcentral.

MATERIALES	Cantidad	Costo	Total
Tubería sin costura API 5L 24" Ced. 20	21	\$ 1,837.82	\$ 38,594.22
Tubo de 3 pulgadas	1	\$ 7.50	\$ 7.50
Perfil UPN de 250 mm	1	\$ 50.00	\$ 50.00
Plancha de acero A 36 de 14,5 mm	3	\$ 1,226.81	\$ 3,680.43
Plancha de acero Inoxidable de 14,5 mm	1	\$ 3,064.08	\$ 3,064.08
Pernos M14	60	\$ 2.00	\$ 120.00
Ejes de acero 4140 Longitud 4m	1	\$ 1,453.20	\$ 1,453.20
Barra de inoxidable (74 x 37 x27) mm ³	1	\$ 17,582.00	\$ 17,582.00
Banda V 22	1	\$ 1,563.02	\$ 1,563.02
Acople flexible	1	\$ 207.94	\$ 207.94
Generador ABB	1	\$ 10,968.00	\$ 10,968.00
Chumacera 1320	2	\$ 2,665.54	\$ 5,331.08
Chumacera 2222 E	2	\$ 2,229.97	\$ 4,459.94
Total de costo de materiales			\$ 48,479.69

Fuente: Autores.

El costo de construcción puede ser estimado por el peso total de la estructura de la turbina a una razón de \$2/kg de acero construido, por lo tanto se procede a calcular el peso total como se muestra en la tabla F.2.

Tabla F.2. Peso de la estructura de la turbina.

Material	Cantidad	Peso (kg/m)	Peso total (kg)
Tubo de 3 pulgadas	3 m	5.415	16.25
Perfil UPN de 250 mm	6 m	43.74	262.44
Plancha de acero A 36	3 u	1,752.59	5257.77
Plancha de acero Inoxidable	2.97 m	3.32	9.86
Barra de inoxidable (74 x 37 x27) mm ³	1	-	591,41
Ejes de acero 4140 (Longitud de 4 m)	4 u	3.32	13.28
Acople flexible	1 u	0.22	0.22
Peso Total			6151.22
Costo de construcción			\$ 12302.55

Fuente: Autores

El costo de montaje tiene un valor de \$0.60/kg de acero montado el cual dependerá del peso total de la turbina más el peso de la tubería, siendo el costo total de montaje igual a \$14,637.62.

Entonces, los valores obtenidos anteriormente se resumen en la tabla F.3., como costos directos.

Tabla F.3. Costos directos de la microcentral.

Costos	Valor
Costos de obra civil	\$ 67,500.00
Costo de montaje de la microcentral	\$ 14,637.62
Costo de materiales	\$ 33,854.73
Costo de construcción	\$ 12,302.55
Total costos directos	\$ 129,657.18

Fuente: Autores.

El costo por el diseño y la simulación del flujo de la turbina (costos de ingeniería) representan costos indirectos, los cuales se detallan en la tabla F.4.

Tabla F.4. Costos Indirectos.

Costos Indirectos	
Costos de ingeniería	\$ 6,000.00

Fuente: Autores.

Por lo tanto, el costo total de inversión de la microcentral hidroeléctrica es de \$135,657.18.

La inversión teórica estimada por OLADE (1985) para microcentrales de tecnología convencional es de \$3,500/kW. Para una central de 150 kW la inversión estimada sería de \$525,000.00. Este valor resulta muy por encima de la inversión de la microcentral previamente determinada, por lo que se puede considerar que dicha inversión tiene un valor adecuado.

Cálculo del VAN

El cálculo del VAN requiere establecer el flujo de caja, para este caso la microcentral tendrá ganancias por la venta de energía eléctrica a el sector rural

(ARCONEL, 2016) durante los meses de enero a julio, como se muestra en tabla F.5.

Tabla F.5. Ganancia anual por consumo energético.

Horas de generación (h)	Producción (kW)	Producción anual (kWh)	Costo de 1 kWh (\$)	Total
5,112	150	766,800	0.061	\$ 46,774.8

Fuente: Autores.

De igual manera, se estiman los egresos anuales que se tendrán en la microcentral, producto del empleo de dos operadores y costos de mantenimiento mensuales.

Tabla F.6. Egreso anual en la microcentral.

Concepto	Mensual	Anual
Mano de obra	\$ 366	\$ 5.124,00
Costos de mantenimiento	\$ 150	\$ 1.050,00
Total de egresos		\$ 6.174,00

Fuente: Autores.

Se establece que el período para recuperar la inversión sea de 5 años con una tasa de retorno del 10 %. Por lo tanto, se obtiene que los ingresos y egresos anuales durante ese periodo son los mostrados en las tablas F.7. y F.8., respectivamente.

Tabla F.7. Ingresos en los cinco primeros años.

Año	Ingresos
1	\$ 46,774.80
2	\$ 46,774.80
3	\$ 46,774.80
4	\$ 46,774.80
5	\$ 46,774.80

Fuente: Autores.

Tabla F.8. Egresos en los cinco primeros años.

Año	Egresos
1	\$ 6,174.00
2	\$ 6,174.00
3	\$ 6,174.00
4	\$ 6,174.00
5	\$ 6,174.00

Fuente: Autores.

Entonces el flujo de caja que presenta la microcentral es el mostrado a continuación en la tabla F.9.

Tabla F.9. Flujo de caja neto durante los cinco primeros años.

Año	Flujo de Efectivo neto
1	\$ 40,600.80
2	\$ 40,600.80
3	\$ 40,600.80
4	\$ 40,600.80
5	\$ 40,600.80

Fuente: Autores.

Conocidos estos valores, se procede a calcular el Van, como sigue:

$$0 = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + \text{TIR})^t} - I_0$$

Donde:

V_t , son los flujos de caja en cada periodo t.

I_0 , es el valor de inversion inicial.

n , es el numero de periodos considerados

r , es la tasa de descuento

$$\text{VAN} = -\$135,657.18. + \frac{40,600.80}{1 - 0.1^1} + \frac{40,600.80}{1 - 0.1^2} + \frac{40,600.80}{1 - 0.1^3} + \frac{40,600.80}{1 - 0.1^4} + \frac{40,600.80}{1 - 0.1^5}$$

$$\text{VAN} = \$18,251.80$$

Cálculo del TIR

El TIR indica la tasa de interés que se gana sobre el saldo no recuperado de una inversión, de modo que el saldo al final de la vida de la propuesta es cero (Coss Bu, 2005)

$$0 = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + r)^t} - I_0$$

$$0 = -\$135,657.18 + \frac{40,600.80}{1 - r^1} + \frac{40,600.80}{1 - r^2} + \frac{40,600.80}{1 - r^3} + \frac{40,600.80}{1 - r^4} + \frac{40,600.80}{1 - r^5}$$


Así:

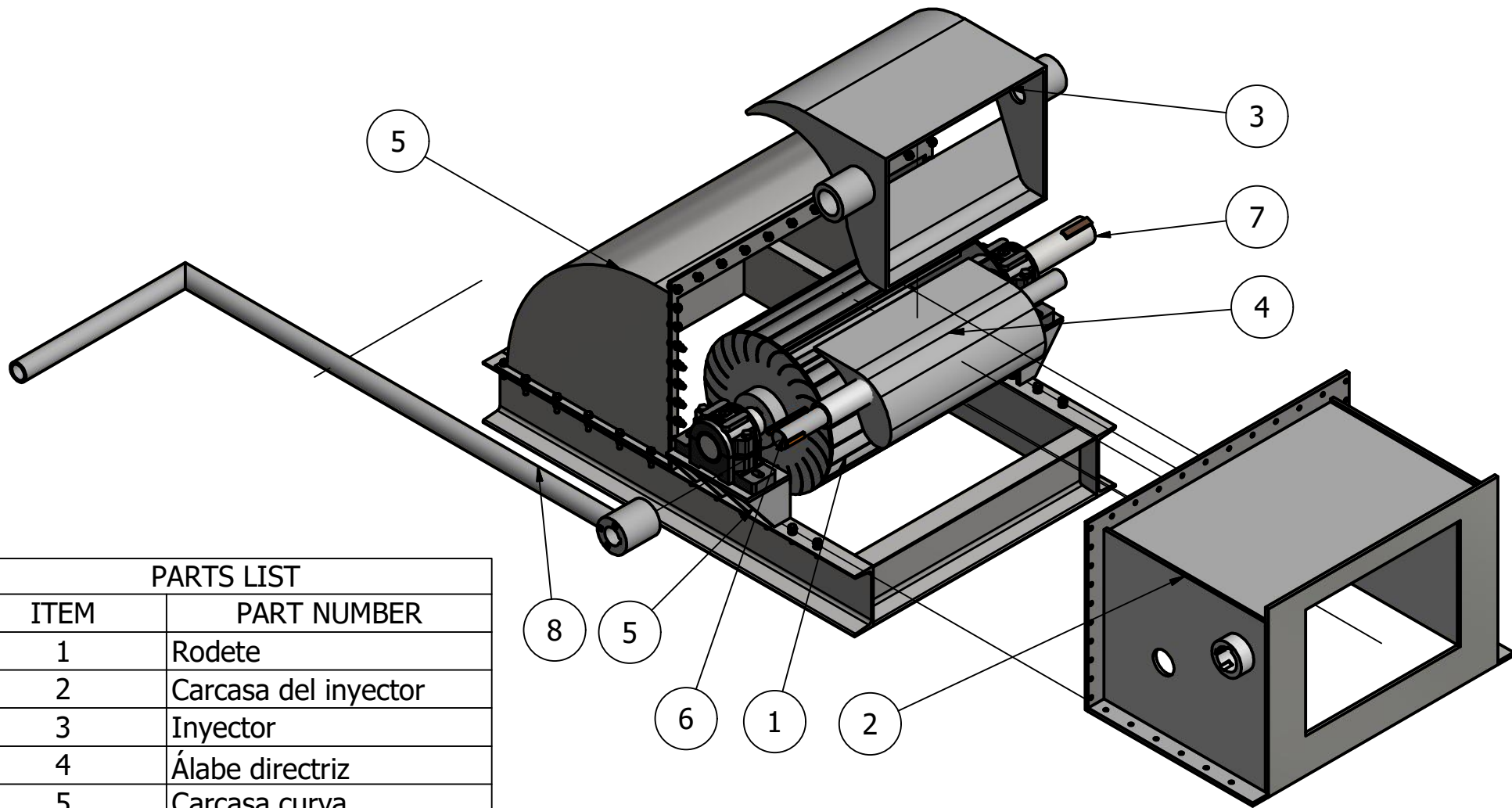
$$r = 15 \%$$

El TIR es mayor que la tasa de descuento del 10 % usada anteriormente en el VAN.

Apéndice G
Planos



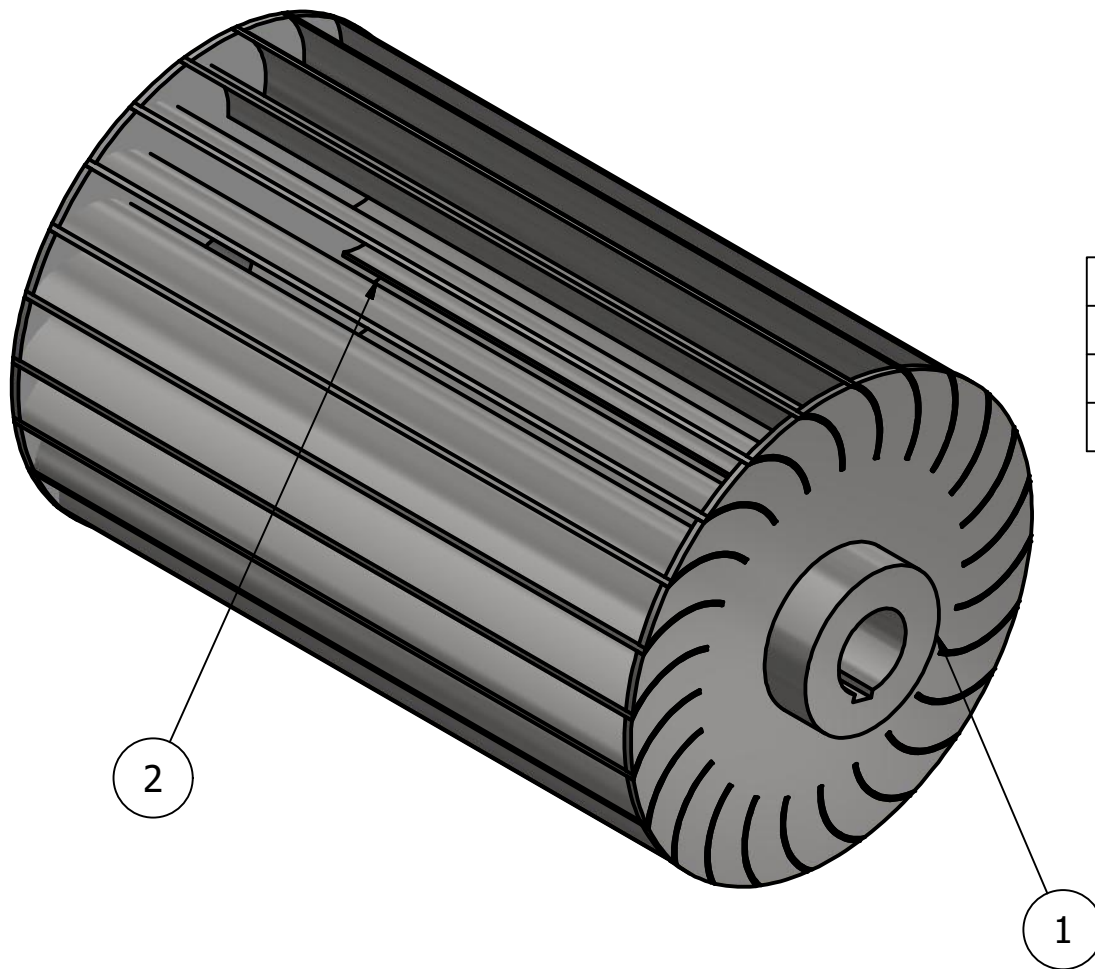
Escala: 1:20	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 1
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Esquema General de la Microcentral	
		Vista isométrica	



PARTS LIST	
ITEM	PART NUMBER
1	Rodete
2	Carcasa del inyector
3	Inyector
4	Álabe directriz
5	Carcasa curva
6	Eje del álabe directriz
7	Eje del rodete
8	Manivela

Escala: 1:20	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 2
-----------------	-------------------------------------	---------------------	------------

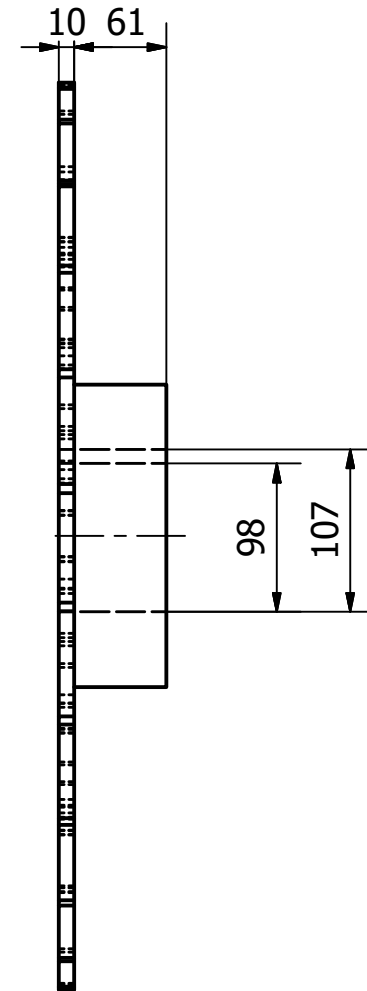
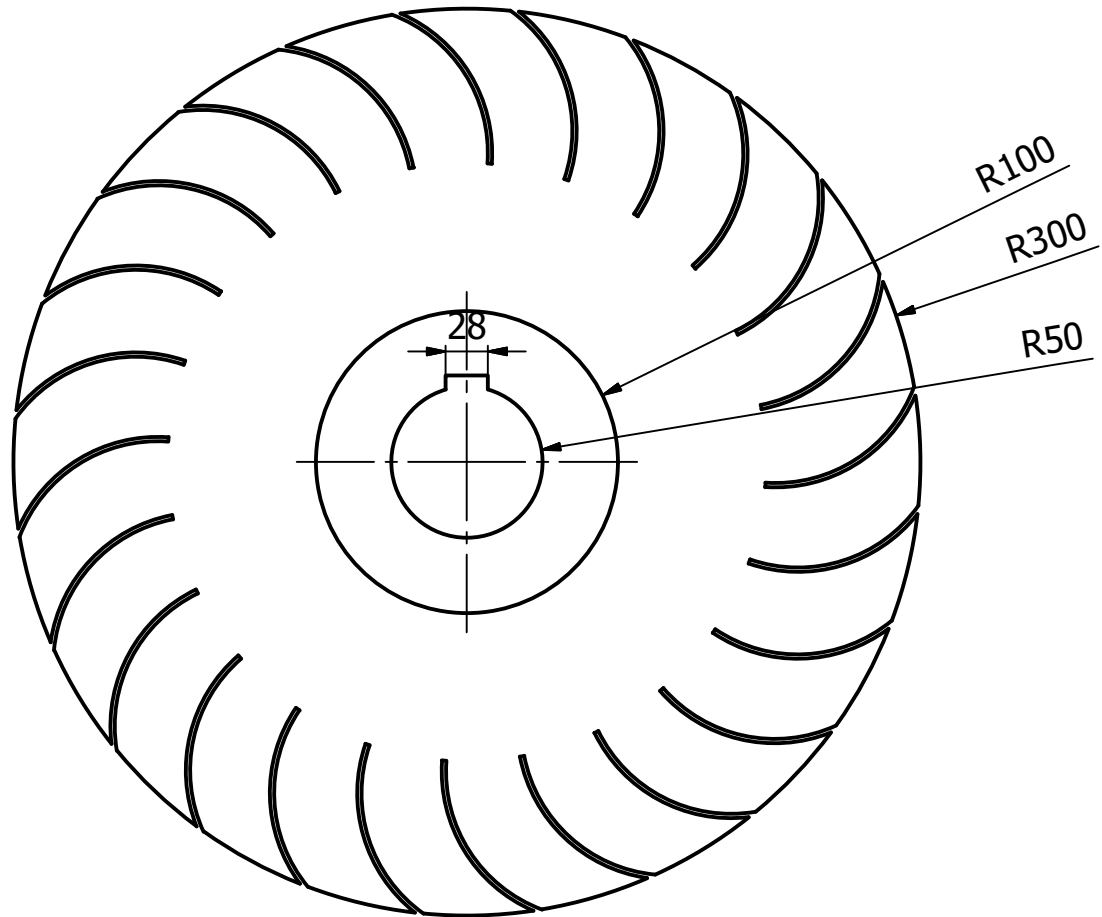
Diseño de Microcentral Hidroelectrica	Esquema General de la turbina	
	Vista en explosión	



PARTS LIST		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	2	Tapa lateral del rodete
2	1	Alabes

Escala: 1:10	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 3
Diseño de Microcentral Hidroeléctrica		Rodete	
		Vista isométrica	

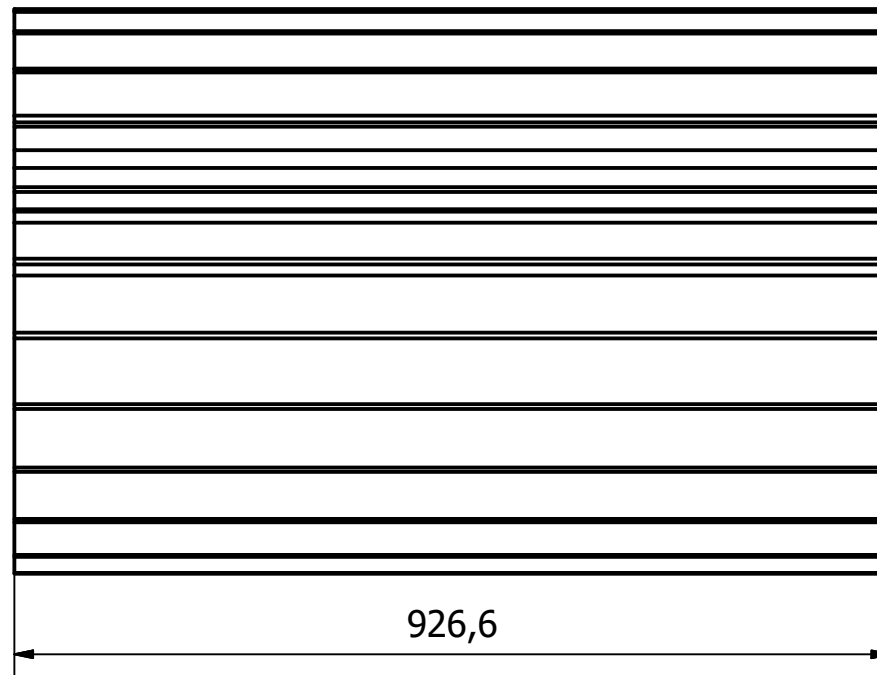
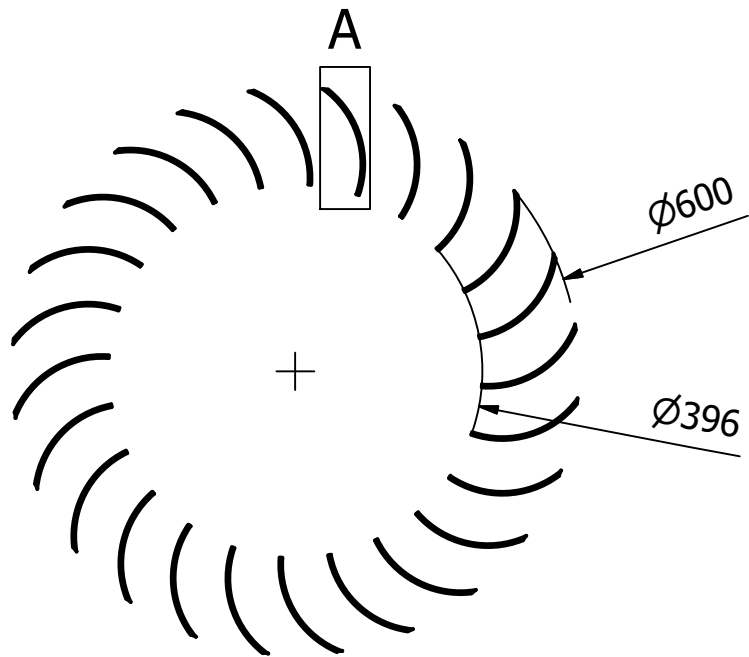
No. de parte: 1



Nota: La tapa posee 24 ranuras para los alabes.

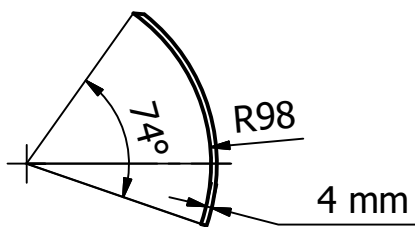
Escala: 1:5	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 4
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Rodete	
		Tapa de rodete	

No. de parte: 2

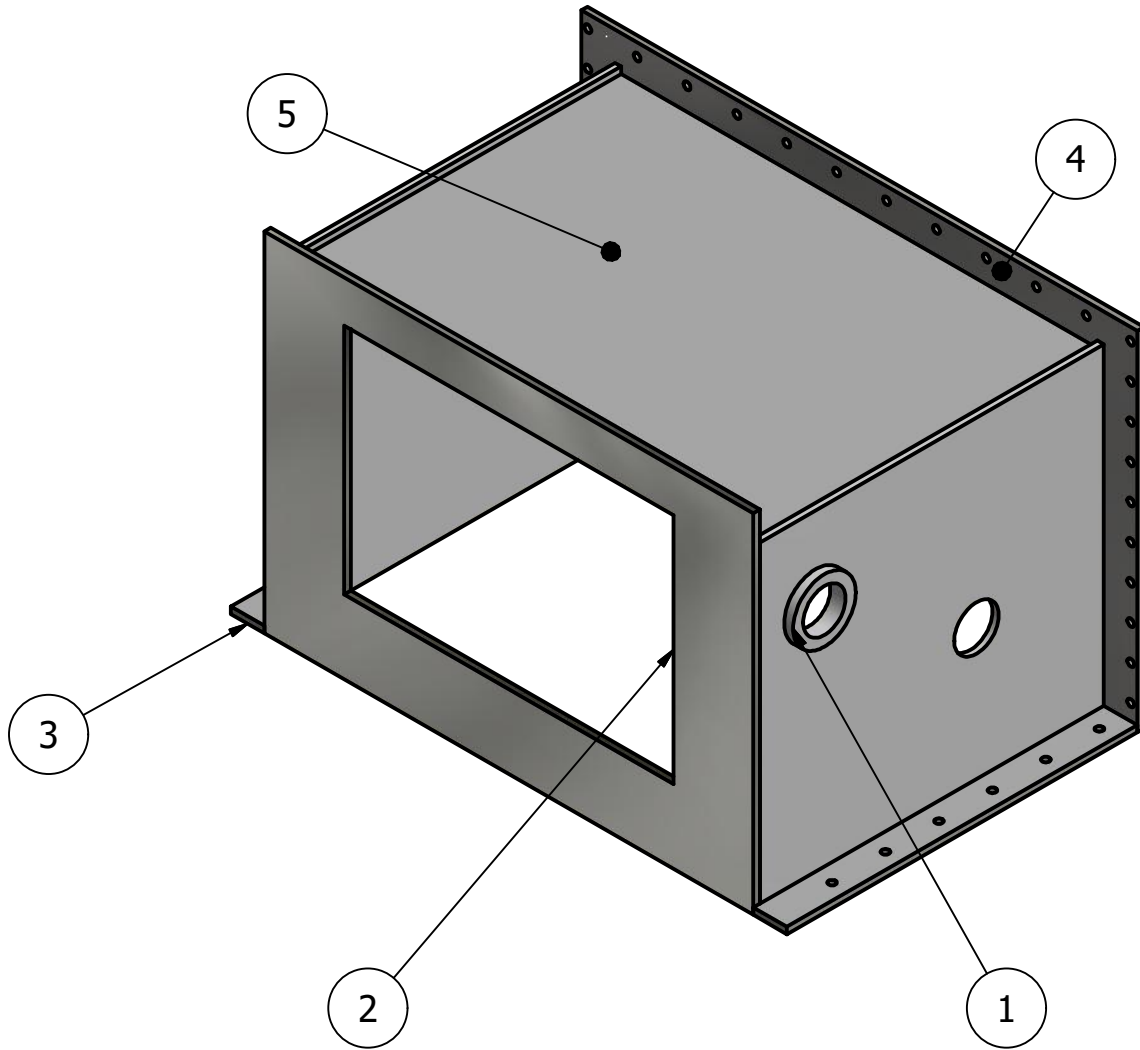


Nota: El rodete cuenta con 24 álabes.

Detalle A
(1 : 4)



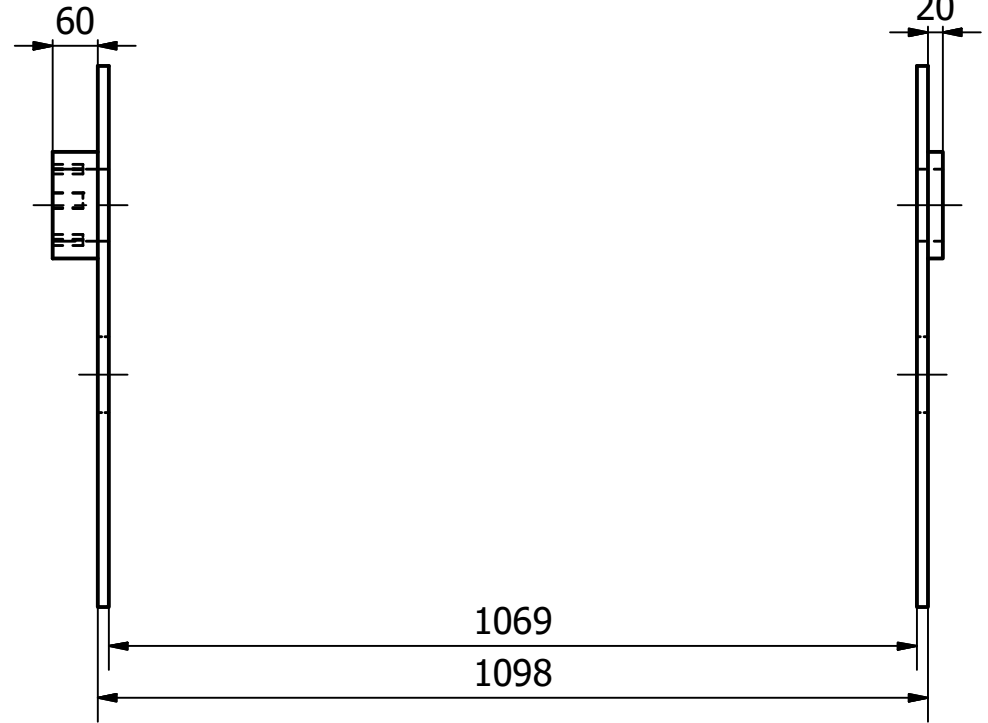
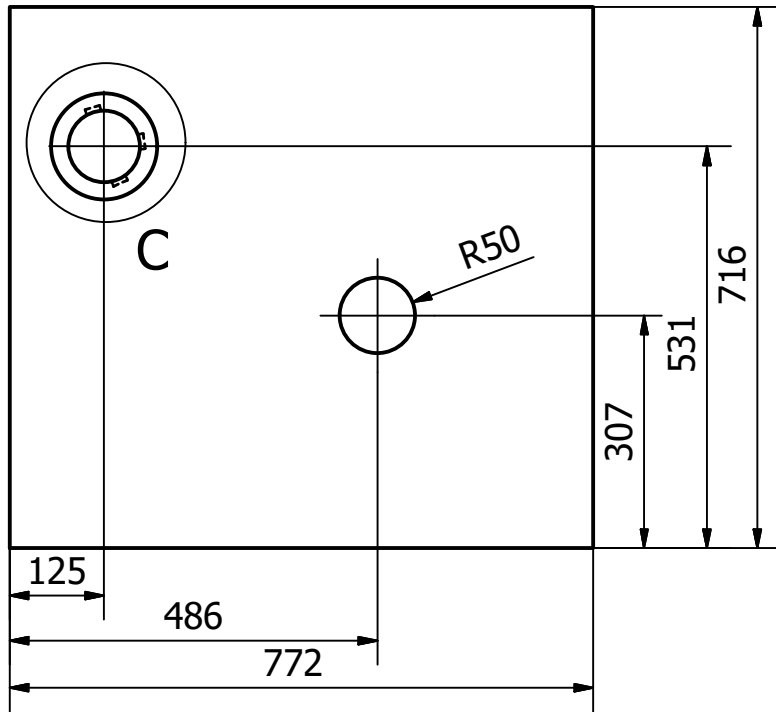
Escala: 1:8	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 5
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Rodete	
		Álabes	



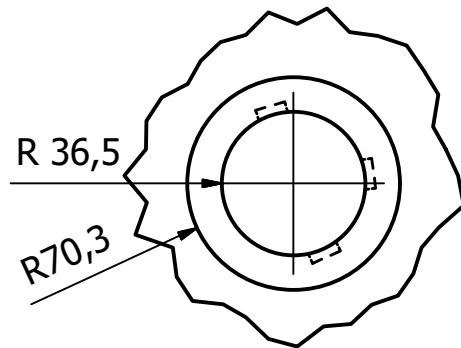
PARTS LIST		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Placa lateral para carcasa del inyector
2	1	Placa de entrada en el inyector
3	2	Base para sujecion de carcasa del inyector
4	1	Placa para sujecion a la salida del inyector
5	1	Tapa superior

Escala: 1:10	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 6
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Carcasa del Inyector	
		Vista isométrica	

No. de parte: 1



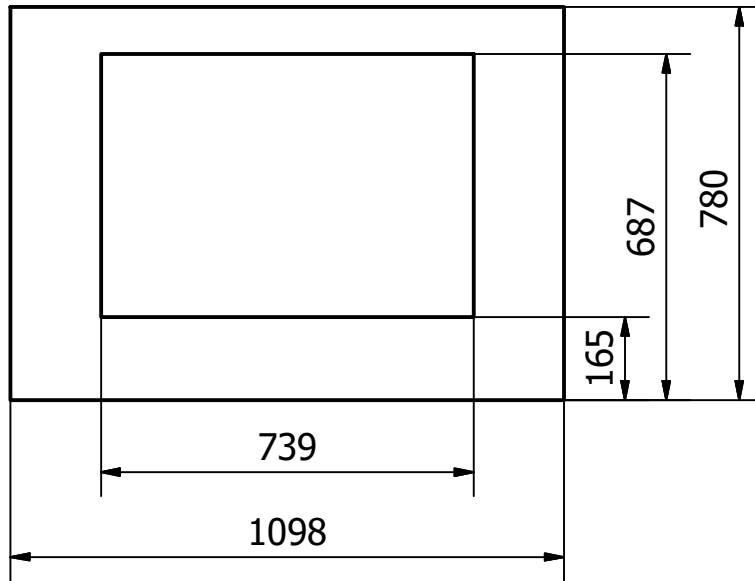
C (1 : 5)



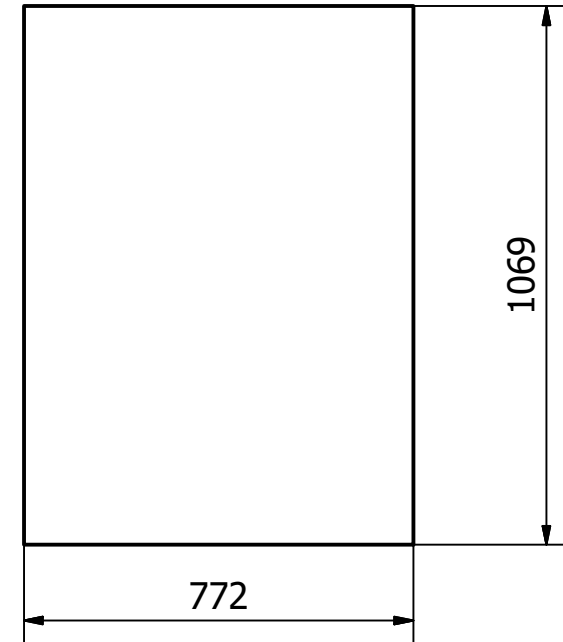
Nota: El chavetero es el mismo que se usa en el eje del álabe directriz.

Escala: 1:10	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 7
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Carcasa del Inyector	
		Paredes laterales	

No. de Parte: 2



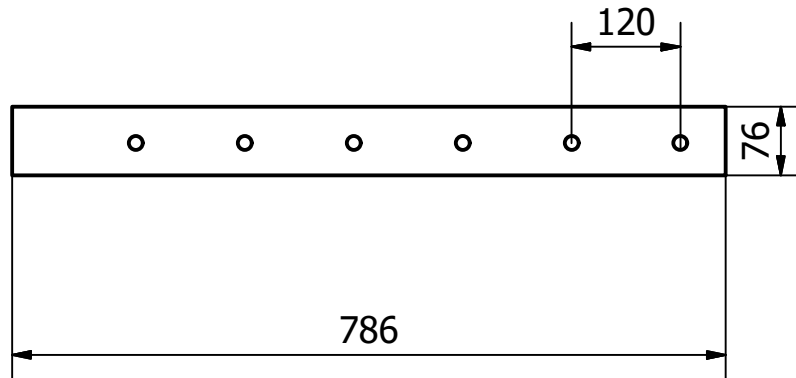
No. de Parte: 5



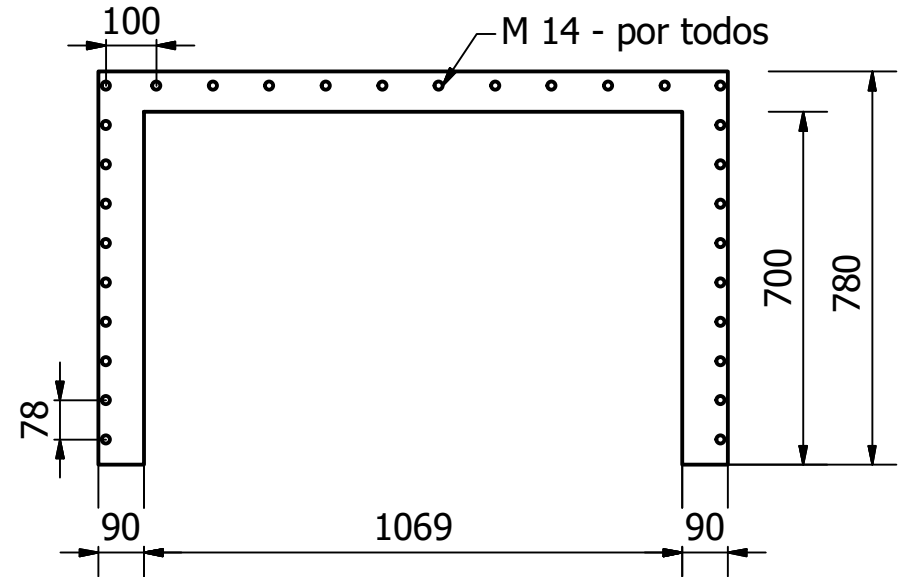
Nota: El espesor de todas las placas de e 14,5 mm.

Escala: 1:10	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 8
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Carcasa del Inyector	
		Placa de entrada y tapa	


No. de Parte: 3

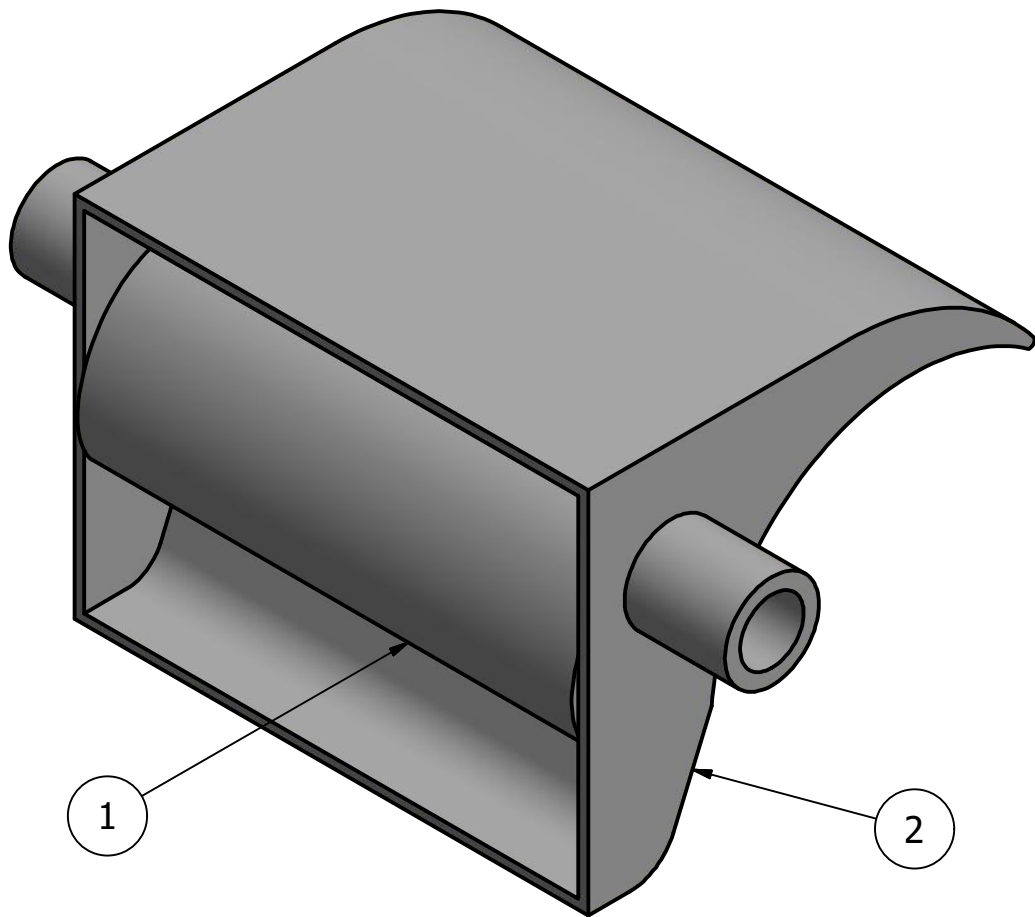


No. de Parte: 4




Nota: El espesor de todas las placas de e 14,5 mm.

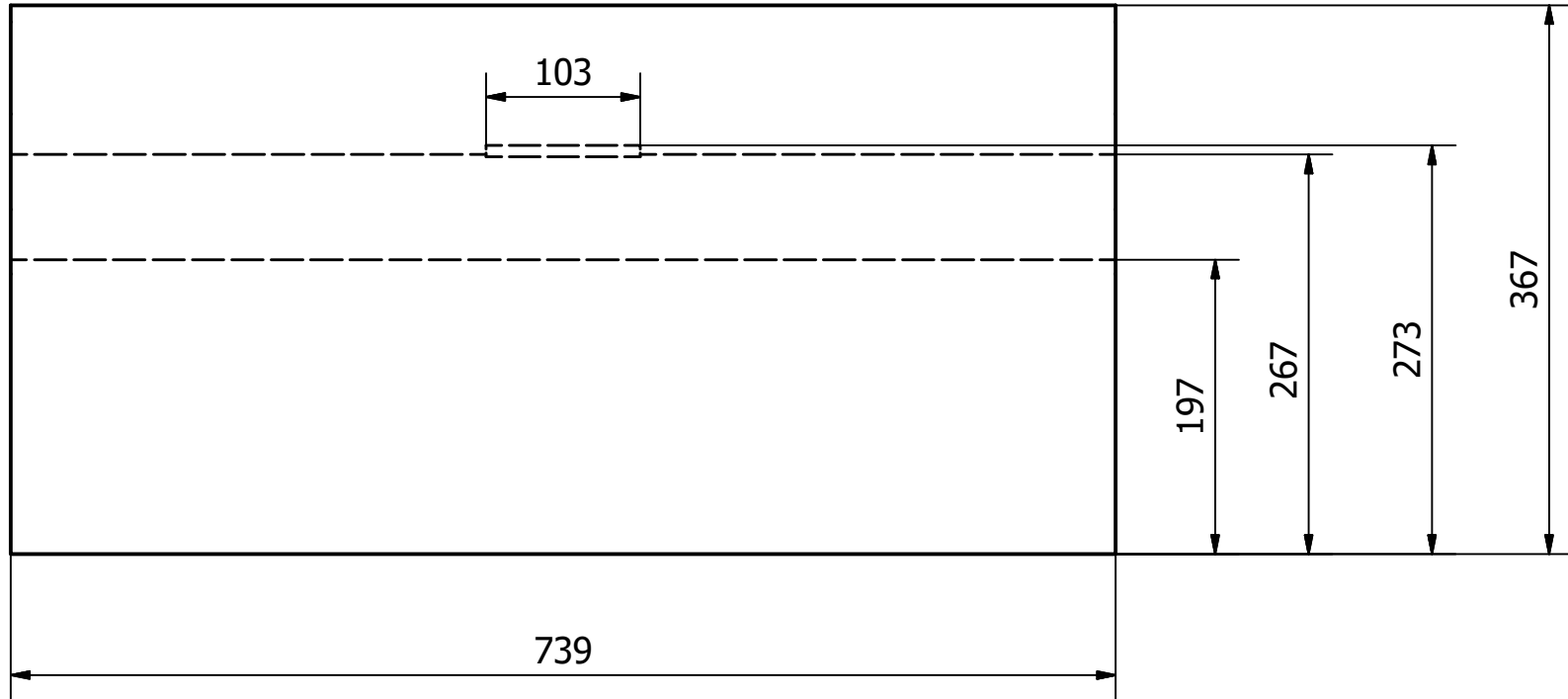
Escala: 1:10	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 9
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Carcasa del Inyector	
		Placa de entrada-salida	



PARTS LIST		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Álabe directriz
2	1	Inyector

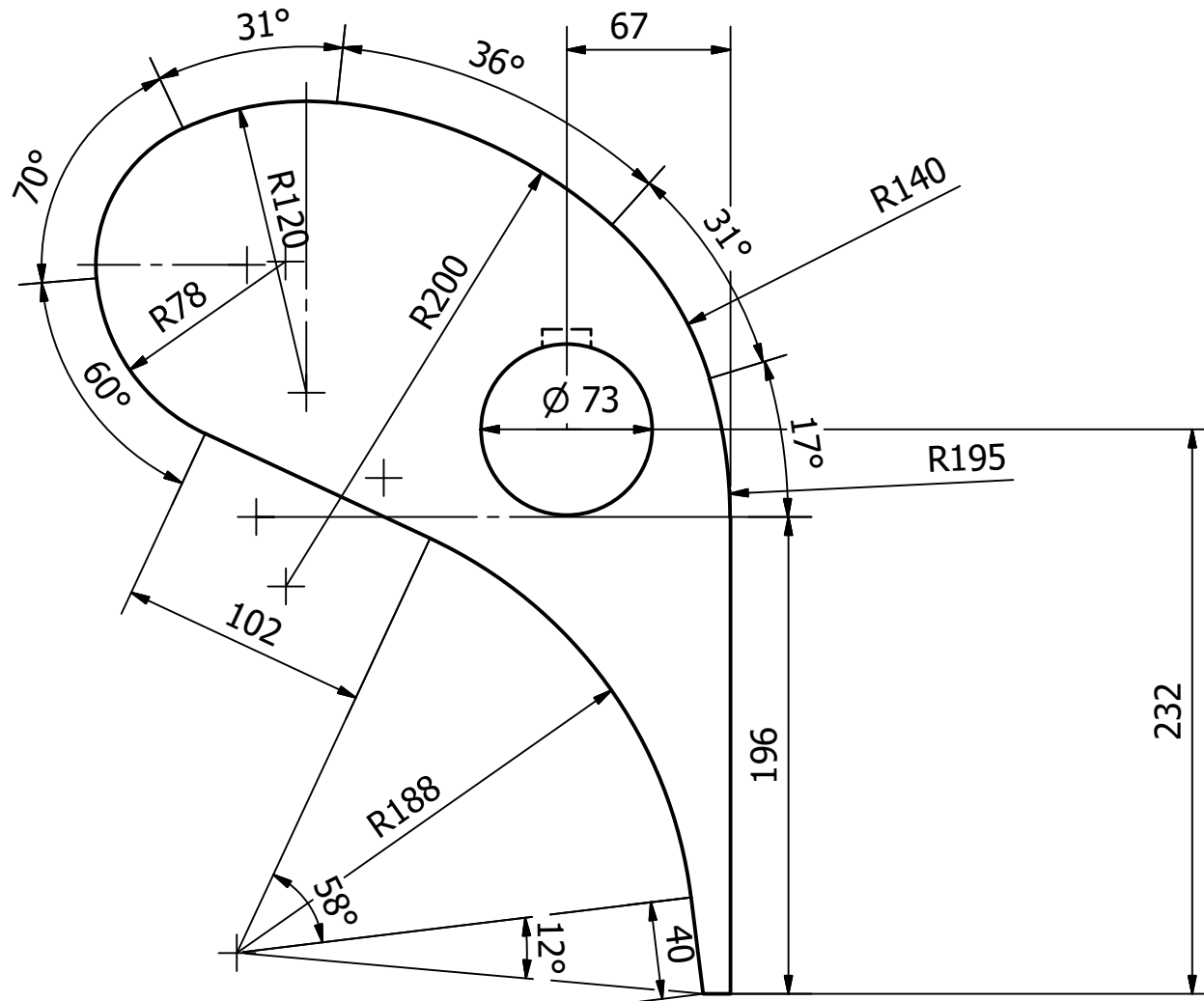
Escala: 1:8	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 10
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Inyector	
		Inyector vista isométrica	

No. de parte: 1



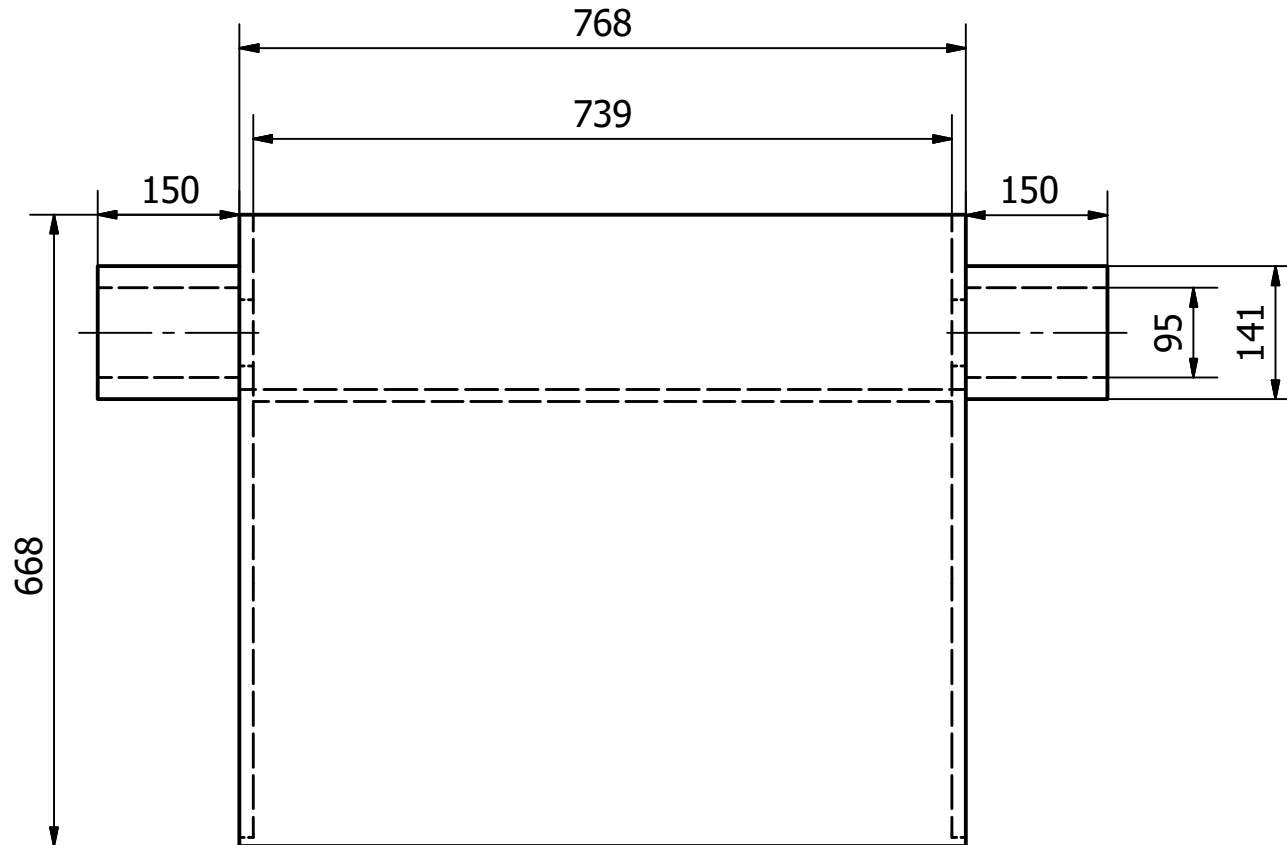
Escala: 1:5	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 11
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Álabe directriz	
		Vista frontal álabe directriz	

No. de parte: 1




Escala: 1:5	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 12
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Álabe directriz	
		Vista lateral álabe directriz	

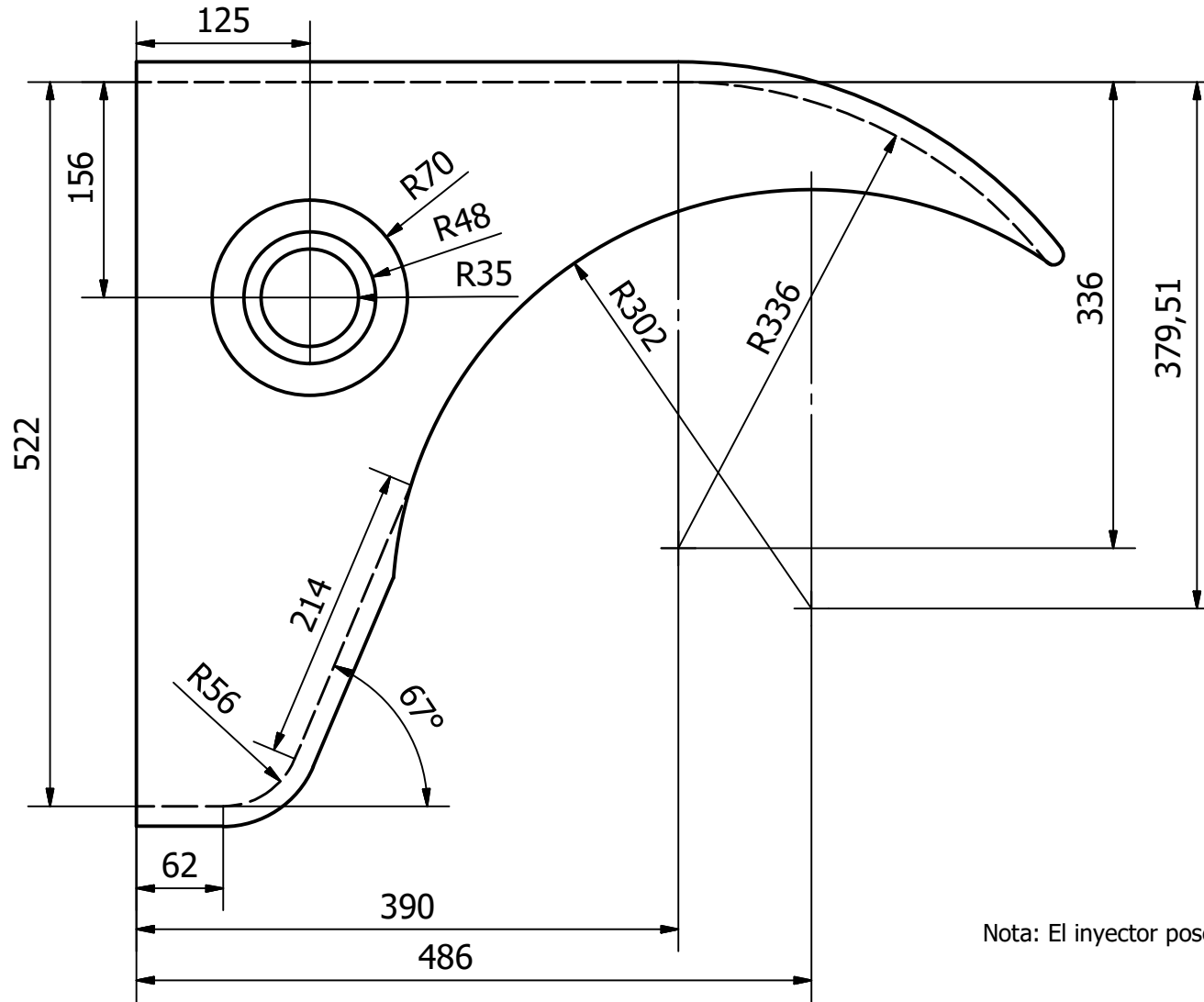
No. de parte: 2




Nota: El inyector posee un espesor de 14,5 mm.

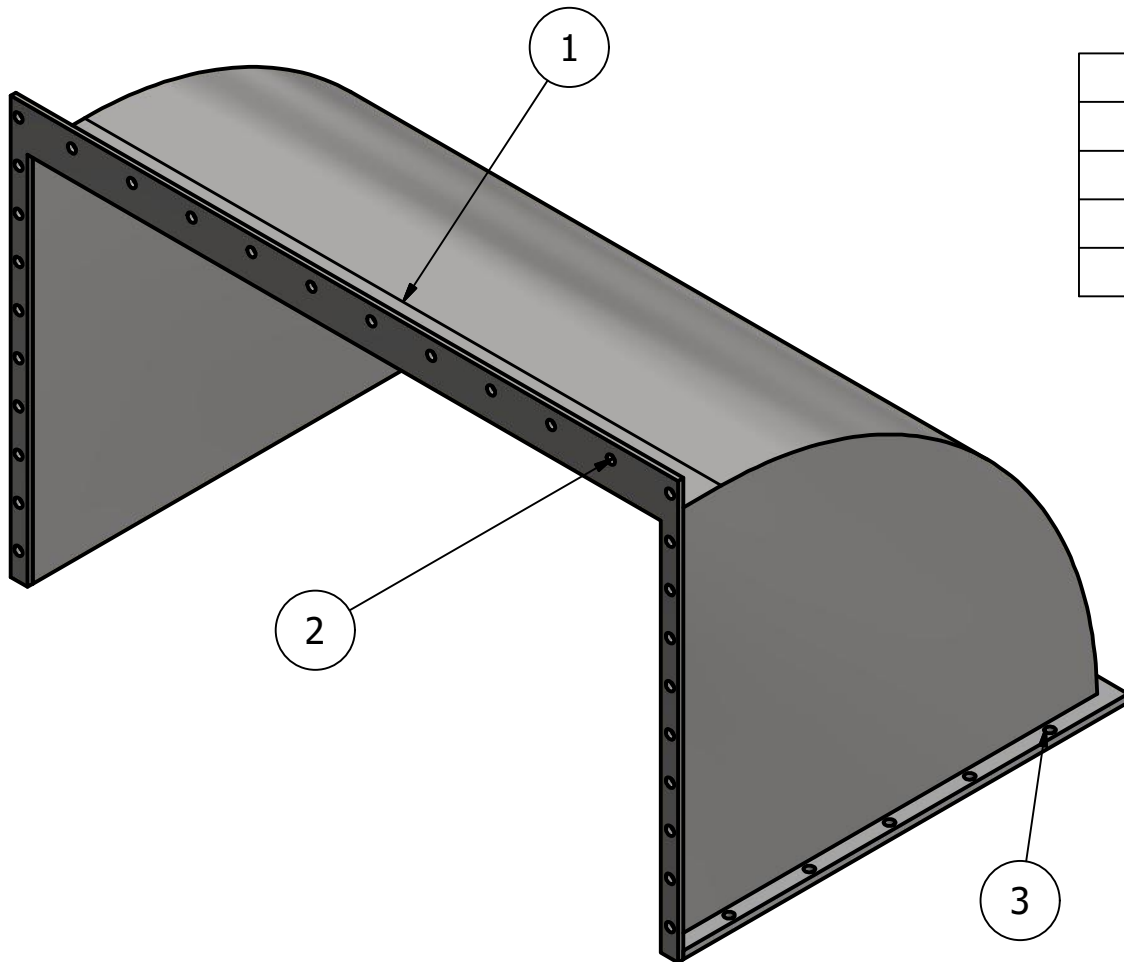
Escala: 1:8	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 13
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Inyector	
		Inyector vista frontal	

No. de parte: 2



Nota: El inyector posee un espesor de 14,5 mm

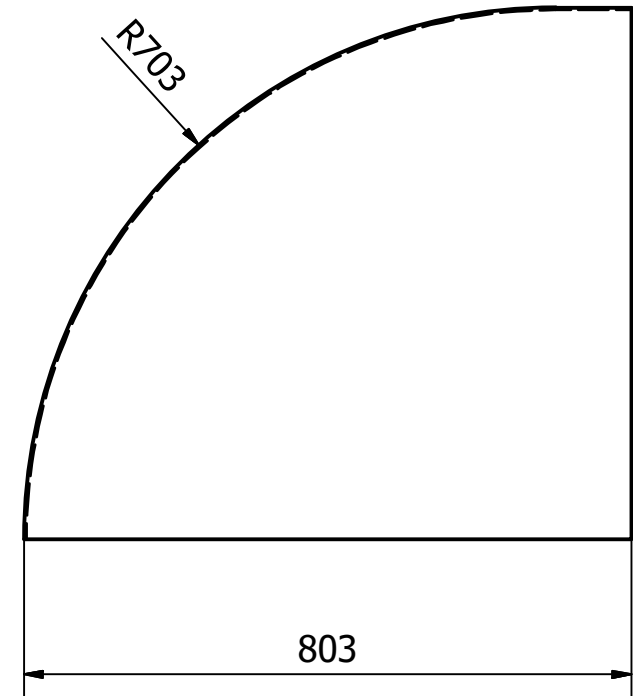
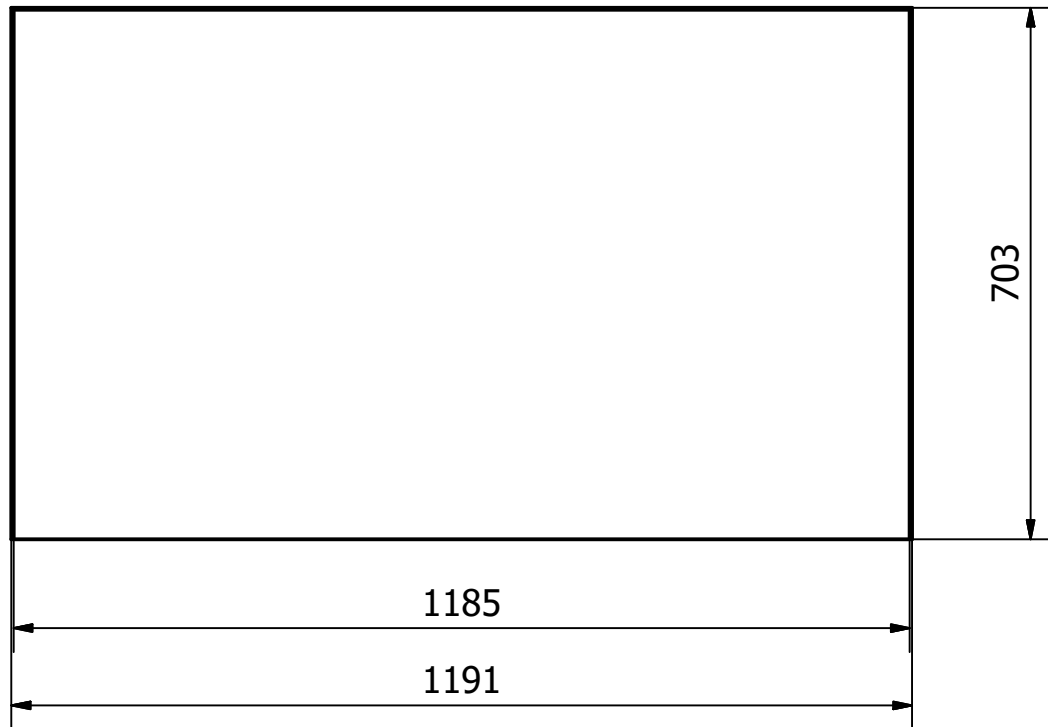
Escala: 1:5	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 14
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Inyector	
		Inyector vista lateral	



PARTS LIST		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Carcacas seccion curva
2	1	Borde para sujección
3	1	Base para sujección

Escala: 1:10	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 15
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Carcasa	
		Placas de sujección	

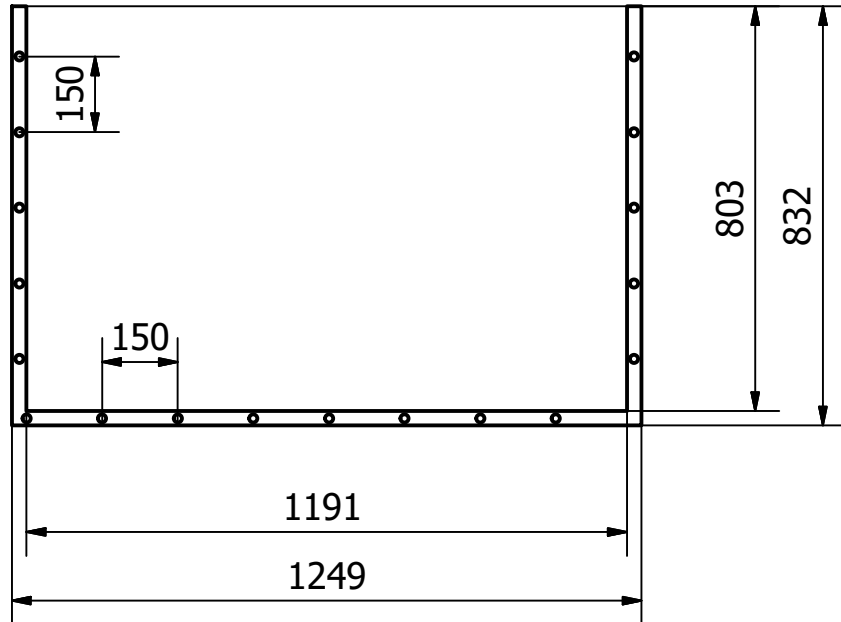
No. de parte: 1



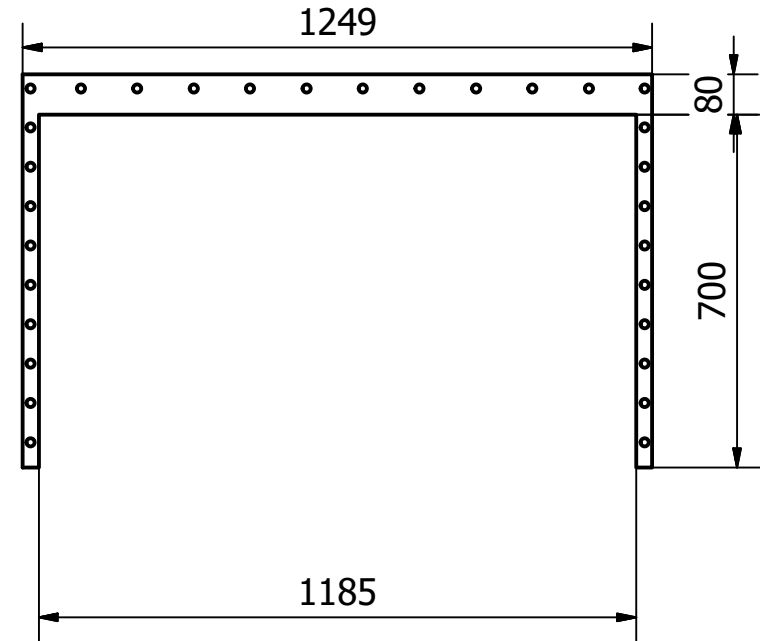
Nota: El espesor de la placa curva es de 3 mm.

Escala: 1:10	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 16
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Carcasa	
		Sección curva	


No. de parte: 2



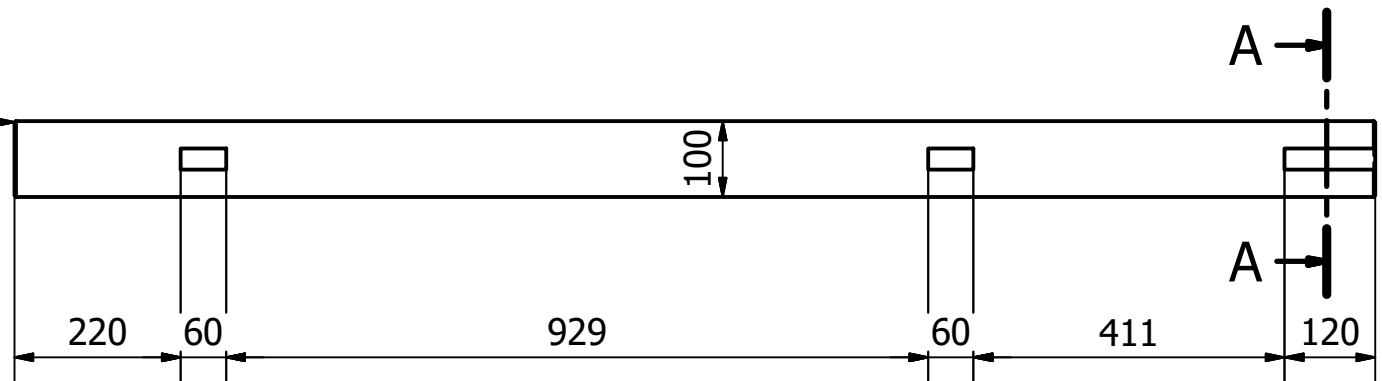
No. de parte: 3



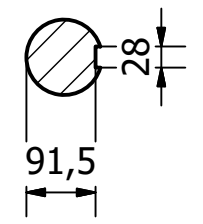
Nota: Todos los agujeros son M 14.

Escala: 1:10	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 17
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Carcasa	
		Placas de sujección	

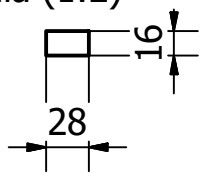
2 X 45°



Detalle A-A

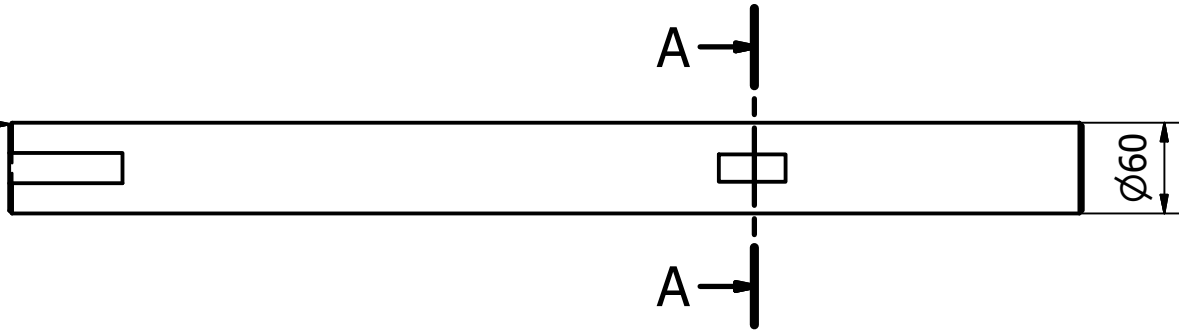


Sección transversal de las 3 chavetas
Escala (1:2)

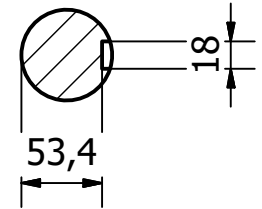


Escala: 1:5	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 18
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Eje del rodete	
		Eje del rodete	

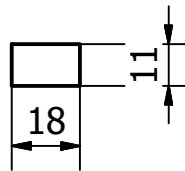
2 X 45°



A-A (1 : 5)

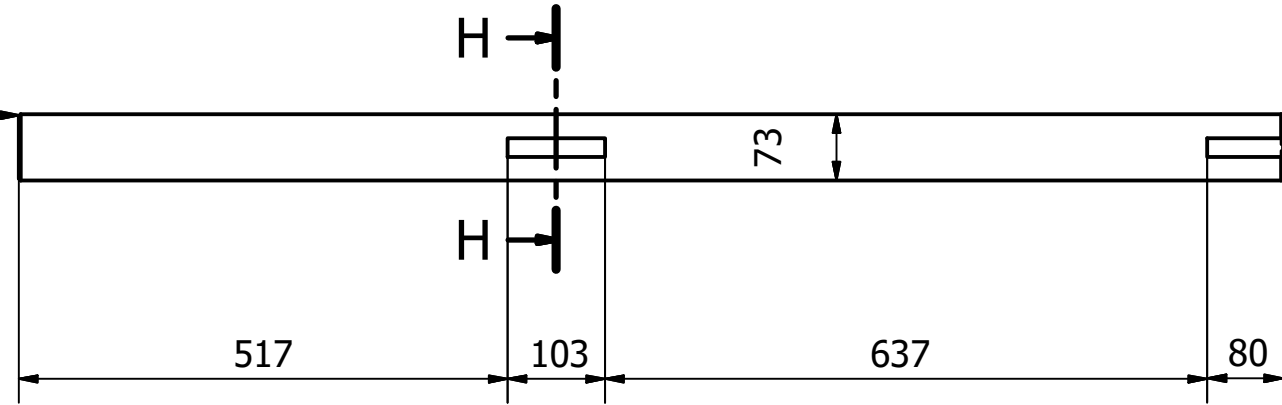


Sección transversal de las 2 chavetas
Escala (1:2)

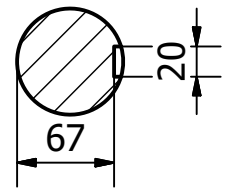


Escala: 1:5	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 19
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Eje del generador	
		Eje y chaveta	

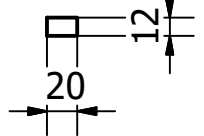
2 X 45°



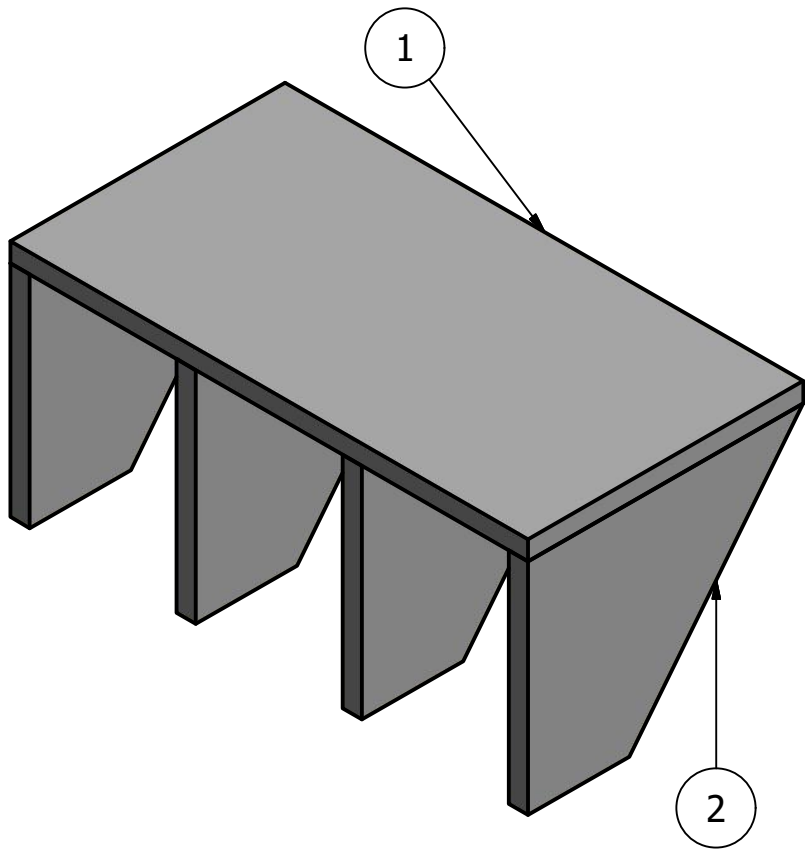
H-H (1 : 5)




Seccion transversal de chavetas
Escala (1:5)



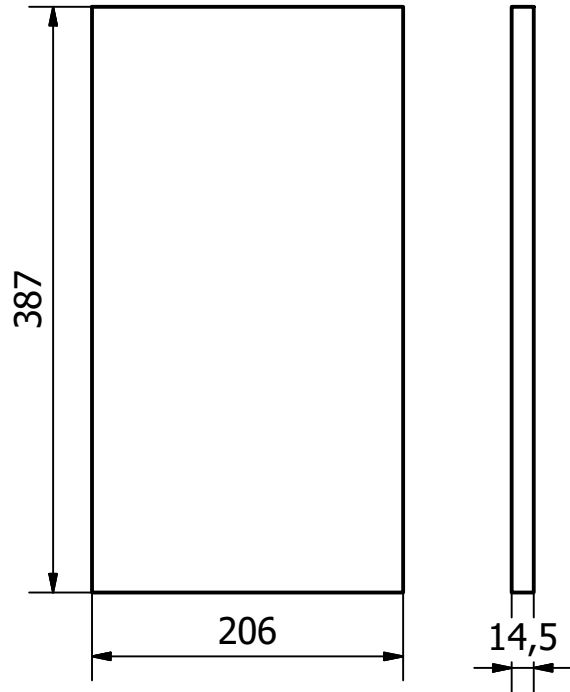
Escala: 1:8	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 20
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Eje del alabe directriz	
		Eje y chavetas	



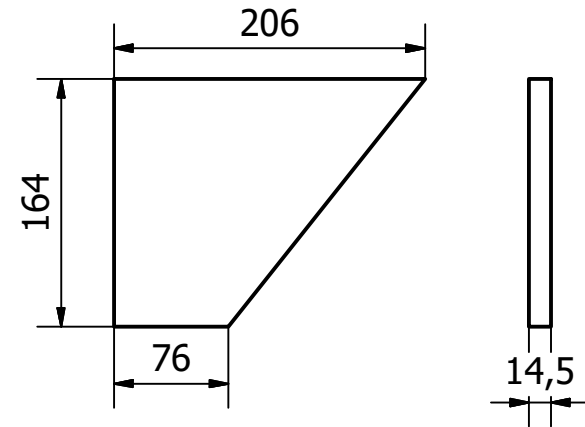
PARTS LIST		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Placa base
2	4	Rigidizadores

Escala: 1:4	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 21
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Apoyo para chumaceras del eje del rodete	
		Vista isométrica	

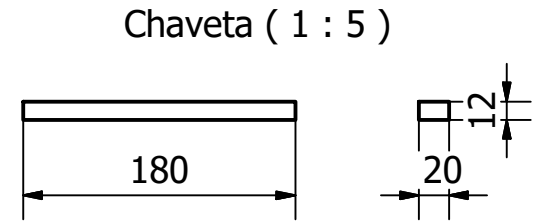
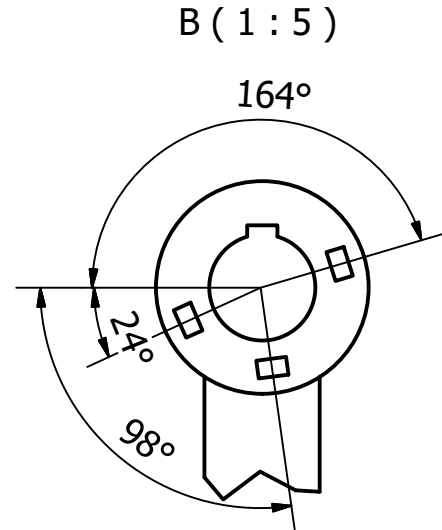
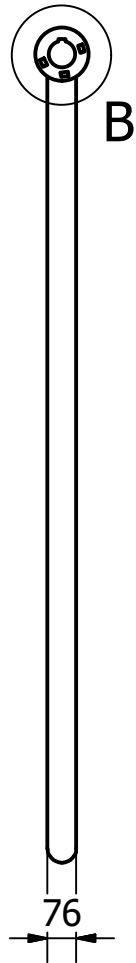
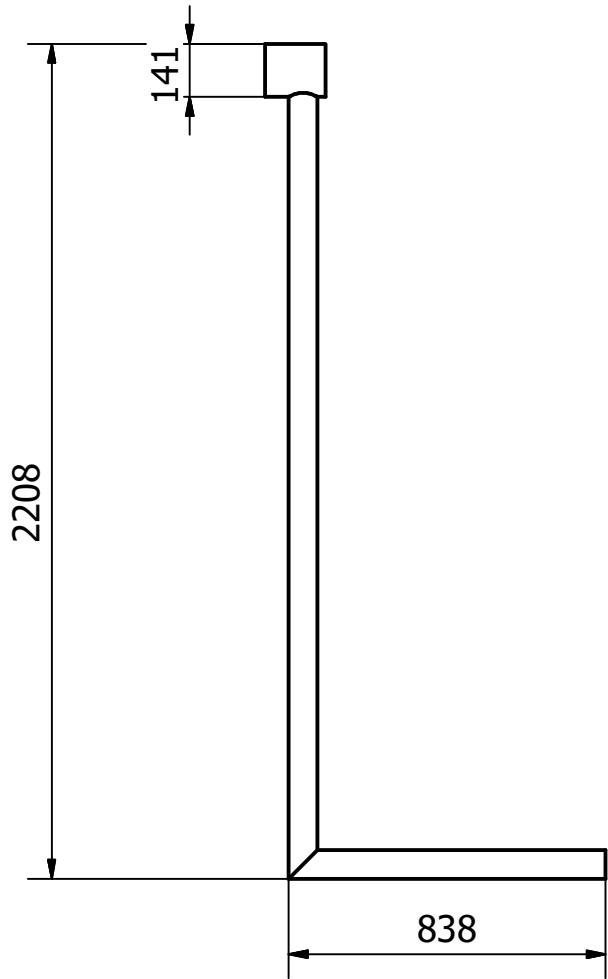
No. de parte: 1



No. de parte: 2



Escala: 1:5	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 22
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Apoyo para chumaceras del eje del rodete	
		Placas horizontal y vertical	



Escala: 1:20	Autores: M. Carrasco - M.Morocho	Fecha: 28/8/2016	Hoja: 23
Diseño de Microcentral Hidroelectrica		Mecanismo de Regulación	
		Manivela	