



Universidad de Costa Rica
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Diseño y construcción de una pico turbina hidroeléctrica tipo Pelton, para potencias de hasta 1000 watts

Trabajo final de graduación sometido a la consideración de la

UNIVERSIDAD DE COSTA RICA

Como parte de los requisitos para aspirar al título y grado de

LICENCIATURA EN INGENIERÍA MECÁNICA

M. Guadalupe Salas Araya A85763

Brenda M. Ureña Naranjo B26806

Marco A. Villalta Chacón B06891


Ciudad Universitaria Rodrigo Facio

2017

Acta de aprobación

TRIBUNAL EXAMINADOR


Este proyecto de graduación fue aceptado por la Comisión de Trabajos Finales de Graduación de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Costa Rica, como requisito parcial para optar por el grado y título de Licenciatura en Ingeniería Mecánica.


Representante de la Unidad Académica

Dr. Eduardo Calderón Obaldía
Escuela de Ingeniería Mecánica


Asesor director

Mag. Hernán Bastos Matarrita
Escuela de Ingeniería Mecánica


Asesor interno

Mag. Juan Gabriel Monge Gapper
Escuela Ingeniería Mecánica



Asesor externo


Mag. Luis Coronado Coronado
Interdinámica Energía


Docente curso Proyecto Mecánico I y II

Mag. Marco Vinicio Calvo Vargas.
Escuela de Ingeniería Mecánica


Ponente
María Guadalupe Salas Araya


Ponente
Brenda María Ureña Naranjo


Ponente
Marco Villalta Chacón

Por acuerdo unánime del tribunal examinador de este trabajo final de graduación, se aprueba con distinción de sobresaliente, al amparo de lo establecido en el Artículo 39 del *Reglamento de Trabajos Finales de Graduación*.

Dedicatoria

M. Guadalupe Salas Araya

A mis padres, guías y apoyo en todo momento. A Tía fuente de amor y comprensión.

Brenda M. Ureña Naranjo

A mis padres y hermanos por su constante motivación y apoyo incondicional.

Marco A. Villalta Chacón

A mi madre y mi padre por ser un excelente testimonio y un soporte incondicional.

Agradecimientos

A Dios.

Porque su Espíritu intercede por nosotros conforme su voluntad.

A nuestro director de proyecto de graduación Hernán Bastos.

Por su apoyo incondicional, constante aliento e invaluable amistad.

A la empresa Interdinámica Energía.

Por su colaboración, patrocinio y asesoría técnica compartiendo todos sus años de experiencia.

Y a todos aquellos que en el proceso nos apoyaron, ayudaron y brindaron su consejo.

Epígrafe

El Dios eterno, el SEÑOR, el creador de los confines de la tierra
no se fatiga ni se cansa.
Su entendimiento es inescrutable.

El da fuerzas al fatigado,
y al que no tiene fuerzas, aumenta el vigor.

Aun los mancebos se fatigan y se cansan,
y los jóvenes tropiezan y vacilan,

pero los que esperan en el SEÑOR
renovarán sus fuerzas;
se remontarán con alas como las águilas,
correrán y no se cansarán,
caminarán y no se fatigarán.

Isaías

Índice general

Acta de aprobación	ii
Dedicatoria	ii
Agradecimientos	iv
Epígrafe	v
Índice general.....	vi
Índice de Cuadros.....	ix
Índice de Figuras	x
Abreviaturas	xii
Resumen.....	xiii
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción general	1
1.2 Antecedentes.....	1
1.3 Justificación.....	2
1.4 Objetivos	4
Objetivo general.....	4
Objetivos específicos	4
1.5 Alcance y limitaciones.....	4
1.6 Metodología.....	5
2. Máquinas hidráulicas.....	8
2.1 Generación hidroeléctrica en Costa Rica.....	8
2.2 Clasificación de turbinas hidráulicas.....	11
2.3 Pico-turbinas hidroeléctricas	13
3. Hidráulica del rodete Pelton	17
3.1 Parámetros de diseño	18
Potencia aprovechable y eficiencia del sistema	18
Caudal y diámetro de chorro	19

Número de revoluciones de la turbina	20
Diagrama de velocidades	21
3.2 Diseño del rodete Pelton	22
Número de álabes del rodete Pelton	23
Orientación de los álabes con respecto al centro de giro del rodete.....	27
Dimensionamiento del álabe	30
3.3 Análisis mecánico del rodete Pelton.....	33
Esfuerzos estáticos formados por la fuerza centrífuga.....	34
Esfuerzos fluctuantes formados por el momento flector.....	35
Análisis de falla por fatiga	36
3.4 Diseño del inyector	40
3.5 Selección del generador eléctrico.....	42
3.6 Diseño de la carcasa Pelton	43
3.7 Eje de transmisión.....	45
Sujeción del rodete al eje de transmisión.....	48
Sello hidráulico	50
4. Diseño y construcción de una turbina Pelton para las condiciones establecidas	51
4.1 Parámetros de diseño	51
4.2 Diseño del rodete Pelton	51
4.3 Diseño de los álabes	52
4.4 Diseño del inyector	55
4.5 Diseño de los elementos de transmisión de potencia.....	55
4.6 Diseño de la carcasa.....	56
4.7 Construcción de los álabes, disco del rodete y ensamblaje	59
4.8 Construcción de los inyectores y ensamblaje de la carcasa	62
4.9 Ensamblaje total de la turbina.....	63
4.10 Estimación de los costos de construcción de la turbina.....	66
5. Estudio del funcionamiento de la turbina	67
5.1 Descripción de equipos y banco de pruebas a utilizar	67

5.2	Descripción de las pruebas realizadas	72
5.3	Resultados.....	74
5.4	Análisis de los resultados.....	80
6.	Conclusiones y Recomendaciones.....	85
6.1	Conclusiones	85
6.2	Recomendaciones.....	86
	Bibliografía	88
	Anexos.....	91
A.	Procedimiento del modelado 3D del álabe en Solidworks.....	91
B.	Planos de taller: disco, inyector y carcasa.	95
C.	Recomendación de rediseño de inyector con boquillas intercambiables.....	100
D.	Recomendación de sello hidráulico tipo laberinto.....	100
E.	Memorias de cálculo del proyecto	101

Índice de Cuadros

Cuadro 2.1: Características principales de las turbinas hidráulicas (Coz, 1995, pág. 127).....	11
Cuadro 2.2: Ámbito de aplicación de turbinas hidráulicas. (Hernandez & Indacochea, 1988, pág. 8).....	13
Cuadro 3.1: Número de cucharas en función de la relación diámetro del rodete/diámetro del chorro. (Hernandez & Indacochea, 1988).....	27
Cuadro 3.2: Ángulos de talonamiento recomendados (γ_0). (Hernandez & Indacochea, 1988, pág. 25)	29
Cuadro 3.3: Valor del ángulo " β_4 " en la cuchara del rodete. (Hernandez & Indacochea, 1988)	29
Cuadro 3.4: Dimensiones de las cucharas Pelton en función del diámetro de chorro. (Hernandez & Indacochea, 1988, pág. 21).....	33
Cuadro 4.1: Costos de fabricación y componentes del conjunto generador.....	66
Cuadro 5.1: Resumen de resultados de la prueba con un inyector.....	76
Cuadro 5.2: Resumen de resultados de la prueba con dos inyectores.....	77

Índice de Figuras

Figura 1.1 Diagrama de flujo de la metodología. (Fuente: Autores)	6
Figura 2.1: Tipo de Turbina según relación de velocidad específica con altura del salto. (Polo Encinas, 1975, pág. 111).....	13
Figura 2.2: Eficiencias de turbinas para diferentes porcentajes de carga (Hernández & Indacochea, 1988, pág. 8.2).....	16
Figura 3.1: Diagrama de velocidades en la cuchara de una turbina Pelton (Bustamante, Arias, & Cristian, 2008, pág. 43).....	21
Figura 3.2 Esquema de la incidencia del chorro sobre los álabes del rodete (Thake, 2000, pág. 137).....	24
Figura 3.3 Recorrido del chorro en el álabe (Siles & Solís, 1991, pág. 24).....	25
Figura 3.4 Método gráfico para definir la orientación de los álabes con respecto al centro de giro del rodete. (Siles & Solís, 1991, pág. 30).....	28
Figura 3.5: Dimensionamiento del álabe según el diámetro de paso PCD. Fuente: (Thake, 2000, pág. 33)	30
Figura 3.6: Dimensiones en %PCD (Thake, 2000, pág. 34)	31
Figura 3.7: Dimensionamiento del álabe según el diámetro de paso. (Siles & Solís, 1991, pág. 31).....	32
Figura 3.8: Trazo del contorno del álabe. (Hernandez & Indacochea, 1988, pág. 26.2).....	32
Figura 3.9 Diagrama de esfuerzo vs Número de ciclos. (Shigley & Mischke, 2002, pág. 274).....	37
Figura 3.10 Diagrama de esfuerzo vs tiempo para cargas fluctuantes y estáticas. (Shigley & Mischke, 2002, pág. 301).....	38
Figura 3.11 Diagrama y lugares geométricos de falla. (Shigley & Mischke, 2002, pág. 305).....	38
Figura 3.12 Ecuaciones de los criterios de falla por fatiga. (Shigley & Mischke, 2002, pág. 306)	39
Figura 3.13: Tipos de inyectores. (Thake, 2000, pág. 12)	41
Figura 3.14 Divergencia aproximada del chorro para un chorro de 11%PCD. (Thake, 2000, pág. 14).....	41
Figura 3.15 Dimensiones mínimas para las carcasas de turbinas de eje vertical y horizontal, respectivamente. (Thake, 2000, pág. 79)	45
Figura 3.16 Tipos de sujeción del rodete al eje de transmisión. (Thake, 2000, pág. 69)	49
Figura 3.17 Fuerzas y parámetros definidos en una transmisión por cuña. (Thake, 2000, pág. 70)	50
Figura 4.1: Álabe modelado por medio de SolidWorks®. Fuente: Autores.	53
Figura 4.2: Plano con dimensiones del álabe. Fuente: Autores	54
Figura 4.3: Álabes sujetos al disco del rodete. Fuente: Autores.	54
Figura 4.4: Posición perpendicular de los inyectores. (Fuente: Autores).	57
Figura 4.5: Posicionamiento paralelo de los inyectores. (Fuente: Autores).....	58
Figura 4.6: Modelo en 3D final del diseño de la pico turbina	58
Figura 4.7: Impresiones 3D del álabe en nylon y ABS respectivamente. Fuente: Autores.	60
Figura 4.8: Moldes de cera perdida. Fuente: Autores.....	60
Figura 4.9: Álabes fundidos en acero inoxidable 420. Fuente: Autores.	61
Figura 4.10: Disco del rodete en acero 1020 comercial. Fuente: Autores	61
Figura 4.11: Ensamblaje final del rodete. Fuente: Autores.....	62
Figura 4.12: Inyectores en acero 1020 comercial. Fuente: Autores.....	62
Figura 4.13. Acabado final del interior de la carcasa. Fuente: Autores.	63
Figura 4.14: Acople del rodete al montante. Fuente: Autores.....	64
Figura 4.15: Acople del rodete al eje del generador. Fuente: Autores	64
Figura 4.16: Tornillos de montura del generador. Fuente: Autores.....	65

Figura 4.17: Rodete acoplado al eje del generador. Fuente: Autores	65
Figura 4.18: Ensamble final de la turbina. Fuente: Autores	66
Figura 5.1: Diagrama del banco de pruebas a construir. Fuente: Autores.	67
Figura 5.2: Curva de desempeño de la bomba: GT20. Fuente: (GOULDS Water Technology).....	68
Figura 5.3: Curva de desempeño de la bomba: Close-Coupled FAC de 3 Hp. Fuente: (Franklin Electric, 2012)	68
Figura 5.4: Bomba Goulds: modelo GT20. Fuente: Autores.....	69
Figura 5.5: Transductor WIKA, modelo A-10. Fuente: (Grupo WIKA)	69
Figura 5.6: Puerta del sumidero. Fuente: Autores	70
Figura 5.7: Banco de resistencias. Fuente: Autores	70
Figura 5.8: Voltímetro y amperímetro. Fuente: Autores.	71
Figura 5.9: Arduino. Fuente: Autores.....	71
Figura 5.10: Banco de pruebas utilizado para verificar funcionamiento de la turbina. Fuente: Autores.	72
Figura 5.11: Puntos de operación de las 34 pruebas realizadas. Fuente: Autores	75
Figura 5.12: Gráfica de la eficiencia en función de la cabeza neta. Fuente: Autores.	78
Figura 5.13: Gráfica de la eficiencia en función del caudal. Fuente: Autores.	78
Figura 5.14: Eficiencia de la turbina en función de la potencia generada. Fuente: Autores.	79
Figura 5.15: Eficiencia de la turbina en función de la velocidad específica. Fuente: Autores.....	79

Abreviaturas

ARESEP: Autoridad Reguladora de Servicios Públicos

EIM: Escuela de Ingeniería Mecánica

ICE: Instituto Costarricense de Electricidad

MINAE: Ministerio Nacional de Ambiente y Energía

PCD: Diámetro de paso del rodete Pelton

SETENA: Secretaría Técnica Nacional Ambiental

UCR: Universidad de Costa Rica

WWF: World Wildlife Fund. Asociación para la defensa de la naturaleza.

PMG: Generador de imanes permanentes (Permanent Magnet Generator)

Resumen

El proyecto consistió en el diseño y construcción de una turbina hidroeléctrica tipo Pelton capaz de generar potencia de hasta 1000 W, en un rango de trabajo de entre 10 m y 30 m de carga neta y caudales entre 1 L/s y 10 L/s. Se define como condición de diseño 25 m de carga neta y 8 L/s de caudal, para proceder con el diseño de los álabes y de todas las partes que involucran el sistema de la turbina, tal es el caso del disco que ensambla los álabes, los inyectores y la carcasa. Para comprobar el funcionamiento de la turbina, se decide crear un prototipo a escala real por lo cual se mandan a fabricar todas las piezas y comprar el generador de imanes permanentes. Para comprobar el funcionamiento y los puntos de operación de la turbina, esta se prueba en un banco de pruebas construido para tal fin, en el cual se simulan las condiciones de diseño de la turbina para generar las curvas del sistema. La turbina se prueba tanto con un inyector como con dos. Con un inyector se logra obtener la curva completa de la turbina y con dos inyectores se obtiene incompleta debido a que las bombas utilizadas en el banco de pruebas no daban la cabeza de diseño necesaria para comprobar todo el rango de funcionamiento de la turbina. No obstante, el diseño se considera satisfactorio debido a que se logró construir una turbina con el comportamiento esperado generando potencias con altos porcentajes de eficiencias. Además se logra construir la turbina con el presupuesto esperado, convirtiéndola en un diseño factible tanto económico como eficientemente.

1. Introducción

1.1 Descripción general

El proyecto consiste en el diseño y construcción de una pico turbina tipo Pelton capaz de generar potencia de hasta 1000 watts, con eficiencias del 60% y con bajos costos de manufactura. Se realiza con el fin de medir la factibilidad del diseño y construcción, con respecto a la eficiencia generada y el costo de producción. Además, se pretende brindar el rango de operación de la turbina para ofrecer al cliente un producto más completo.

Para ello se propone generar un prototipo a escala real, el cual se pueda probar en al menos un punto de operación para obtener su eficiencia y la potencia producida. También se pretende que la construcción de la turbina se realice con los materiales correspondientes para poder medir de esa forma su factibilidad económica.

1.2 Antecedentes

En Costa Rica existen diversos comercios ubicados en zonas sin acceso a la red eléctrica nacional, quienes han optado por implementar sistemas de generación eléctrica a partir de la fuente hidráulica ya que la zona se los permite; sin embargo, gran parte de estos sistemas cuentan con turbinas tipo artesanales, que si bien presentan una solución rudimentaria, suelen tener bajas eficiencias debido a la falta de experiencia en el dimensionamiento y en la manufactura de las mismas.

Debido a ello se decide diseñar una pico turbina hidroeléctrica, iniciativa que surge en la empresa Costarricense *Interdinámica Energía*, con más de quince años de experiencia en el diseño y desarrollo de sistemas que tienen como principio de funcionamiento el uso de energías renovables. La empresa diseña y construye pico y micro turbinas hidroeléctricas tipo Turgo, Pelton y Michelle-Banki. Debido a que estas se diseñan según las condiciones del sitio y las piezas se construyen de acuerdo a las características del proyecto, la manufactura de la turbina es costosa, del orden de los \$2500, costo que puede llegar a representar hasta un 25% del costo total del sistema de generación. Esto se debe a que algunas piezas específicas deben mandarse a fabricar e importar del extranjero dado que en Costa Rica no existen empresas especializadas en manufactura de estos elementos.

Sin embargo, existe un mercado no explotado de clientes con bajos consumos eléctricos, quienes poseen condiciones suficientes para la implementación de energía hidroeléctrica, pero la relación costo-beneficio no les favorece en la inversión de una turbina especialmente diseñada para el sitio específico. Es por esto que se realiza la propuesta del

diseño de una turbina genérica de bajo costo para instalarse en sitios donde las condiciones lo permitan, brindando al cliente una solución de forma rápida, eficiente y económica.

El producto tiene como mercado meta todos aquellos clientes de la región centroamericana y latinoamericana que tienen acceso a las condiciones de sitio necesarias para la instalación de una turbina hidráulica tipo Pelton para suplir un generador eléctrico con una carga nominal cercana a 1000 W, y tenga cargas tal que, una potencia de entrega cercana a los 1000 W sea suficiente para suplir sus necesidades eléctricas.

Es importante mencionar que no todos los que cuentan con estos recursos son expertos en el tema y muchas turbinas fracasan simplemente por el hecho de que se escogió un mal producto. Con este diseño se pretende facilitar la selección de la turbina y reducir el porcentaje de fracaso brindando al cliente los rangos de trabajo a los que puede operar la turbina.

1.3 Justificación

La ingeniería siempre está en busca de soluciones novedosas, que no solo cumplan con los requerimientos de eficiencia, sino que además, satisfaga la demanda de la población que cambia día a día hacia una cultura de preservación de los recursos naturales. Es necesario por lo tanto, poder brindarles esas soluciones y que estas se encuentren económicamente al alcance de un alto porcentaje de la población.

Con el fin de brindar una solución accesible a la población que cuenta con las condiciones requeridas para la instalación de una pico turbina hidroeléctrica, para que con esto puedan generar energía eléctrica utilizando una fuente de energía no contaminante como lo es el agua, se pretende desarrollar una pico turbina hidroeléctrica capaz de generar una potencia de hasta 1 000 Watts, con eficiencias totales de hasta 60% y que la construcción de la misma sea accesible en cuanto a precio para un gran porcentaje de la población que cuente con las condiciones deseadas. Además, se brindarán las características de funcionamiento de la turbina a diferentes condiciones de trabajo, para ofrecer al cliente un producto completo, en el que se conozcan las condiciones de trabajo a las que puede operar la turbina y la eficiencia que alcanzará según las distintas condiciones de sitio.

Actualmente en el país no se cuenta con un diseño de una pico turbina hidroeléctrica que cumpla con los características antes mencionadas; por lo que se busca diseñar la misma y brindarla como un proyecto de compra accesible, tal y como lo propone la empresa *Interdinámica Energía*. El producto diseñado busca brindar una solución a los problemas

energéticos de la población meta, bajo un rango de condiciones de operación comunes en sistemas pico-hidroeléctricos dentro del territorio costarricense, así como en el sector latinoamericano.

La disponibilidad en Costa Rica de máquinas hidráulicas, y en específico de pico turbinas hidráulicas, es algo que no se encuentra al alcance de toda la población debido a su alto costo económico y a la dificultad de acceso a este tipo de solución energética. Es por esto que con el desarrollo de este proyecto, se brindará una solución a este problema, contribuyendo además, con el medio ambiente y con el suministro de energía eléctrica a pequeña escala.

El proyecto comprende la selección del tipo de turbina y el diseño de la misma, con el fin de generar un producto que cumpla con las condiciones comunes del país y Latinoamérica. Bajo la asesoría de los años de experiencia de la empresa *Interdinámica Energía*, se define que los rangos de operación de la pico turbina a diseñar van desde los 10 m hasta los 30 m de carga neta, con caudales que van desde $1 \frac{L}{s}$ hasta los $10 \frac{L}{s}$ de flujo volumétrico de agua y se espera que la turbina entregue potencias de hasta 1000 W de producción con una eficiencia total de hasta el 60%. Esta eficiencia, considerando a la turbina, el sistema de transmisión y el generador eléctrico. La eficiencia del sistema de transmisión dependerá del diseño realizado, la del generador eléctrico dependerá del fabricante seleccionado y la de la turbina se recomienda estimaciones teóricas de 70%. Para el costo de construcción, se recomienda un presupuesto de \$ 1000 como referencia inicial, sin contabilizar la utilidad del producto.

Bajo la limitación de que el diseño abarca la parte mecánica del sistema: turbina, sistema de transmisión, carcasa, tipo de generador, inyectores y especificaciones de la tubería requerida; la empresa *Interdinámica Energía* brindará el asesoramiento de los parámetros y variables relevantes del sistema eléctrico que comúnmente se le acoplaría a la pico turbina. Estos parámetros serán definidos por los equipos eléctricos habituales en las pico centrales hidroeléctricas que son necesarios para la selección y especificación del generador eléctrico.

1.4 Objetivos

Objetivo general

Diseñar una turbina hidroeléctrica tipo Pelton para aplicaciones en generación de energía eléctrica en el ámbito de potencia entregada hasta 1000 W, cargas netas no mayores a 30 m, caudales de hasta $10 \frac{L}{s}$ y con bajos costos de manufactura.

Objetivos específicos

- Elaborar un diseño geométrico parametrizable de la geometría de los álabes para un rodete de tipo Pelton.
- Elegir las dimensiones detalladas del rotor y álabes de la turbina para su aplicación en generación de energía eléctrica para potencias de hasta 1 000 W.
- Seleccionar y dimensionar los componentes mecánicos necesarios para el correcto funcionamiento de la turbina.
- Preparar diagramas de construcción, listas de materiales y componentes para la construcción de un prototipo funcional de la turbina y sus periféricos.
- Construir un ensamble prototipo con la turbina y periféricos a escala completa para efectos de comprobar su operación y la realización de curvas características que muestren el comportamiento esperado de la turbina.
- Preparar una estimación de los costos de construcción de un sistema similar que encuentre aplicación comercial regional.

1.5 Alcance y limitaciones

Con el desarrollo de este proyecto, se busca consolidar un diseño y obtener las condiciones de trabajo de la turbina para ofrecer al cliente un producto en donde se conozca las eficiencias de trabajo a distintas condiciones de funcionamiento. Por eso este trabajo incluye el diseño mecánico de la turbina con base en criterios de dimensionado y geometrías ya conocidas. También se determinarán las curvas de funcionamiento con base en los rangos de condiciones preestablecidas y las respectivas especificaciones generales de los demás sistemas que compongan la planta hidroeléctrica.

El proyecto comprende el diseño total del rodete Pelton, los elementos de acople y transmisión mecánica, la carcasa contenedora de la turbina y los respectivos inyectores. Además, se especificará la selección del tipo de generador que deberá acoplarse para

entregar las potencias y los voltajes requeridos y el diseño se detallará con base en un modelo específico de un generador existente en el mercado, que se acople tanto a los parámetros de diseño, así como a los parámetros de costos del producto final.

Esta selección se hace considerando que la turbina será integrada a un sistema de generación aislada, gobernada mediante un controlador de carga, con un banco de baterías como acumuladores de carga y disipadores de carga que consuman la generación excedente; sin embargo, el diseño y selección de estos últimos no es parte del alcance del proyecto, por lo que la selección del generador se limita a los parámetros usuales de un sistema de generación aislado.

Para obtener curvas de operación fiables de la turbina, es necesario construir un prototipo de la turbina que cumpla lo más cercano posible con las especificaciones del proyecto y con los materiales recomendados, puesto que es la forma más segura de garantizar que el rendimiento sea satisfactorio. Para esto se debe utilizar un banco de pruebas que simule las condiciones de sitio establecidas para el funcionamiento de la turbina. De esta manera, se realizará una prueba de rendimiento hidráulico para las condiciones establecidas; sin embargo, no se realizarán pruebas de durabilidad, resistencia a la fatiga, corrosión, vibraciones u otros fuera del protocolo que se presenta en este informe.

El diseño tiene como finalidad brindar un producto final enfocado en la reducción de costos, en comparación con las pico turbinas de potencias similares, por lo que se estimarán costos con la guía de las erogaciones asociadas a construir el prototipo. Al ser un proyecto que nace bajo la iniciativa de la empresa *Interdinámica Energía*, se le concede a la empresa patrocinadora el derecho a la reproducción del diseño de la manera que consideren pertinente, así como ésta se compromete al patrocinio, el acompañamiento y la asesoría a lo largo del desarrollo del proyecto, debido a su trayectoria en el tema.

1.6 Metodología

El proyecto surge en la empresa *Interdinámica Energía*, la cual se encuentra en busca de un diseño de una pico turbina de bajo costo y de fácil construcción, para los ámbitos de condiciones especificados. A partir de esto, se procede a plantear el problema y a especificar el objetivo general y los objetivos específicos, para con ello abarcar la totalidad del proyecto. Esta propuesta se presenta ante la comisión de Trabajos Finales de Graduación de la Escuela de Ingeniería Mecánica (EIM), luego de su aprobación se procede a realizar el marco teórico que respaldará el proyecto. Para el desarrollo del presente trabajo, se divide en etapas que se sintetizan en la **Figura 1.1**.

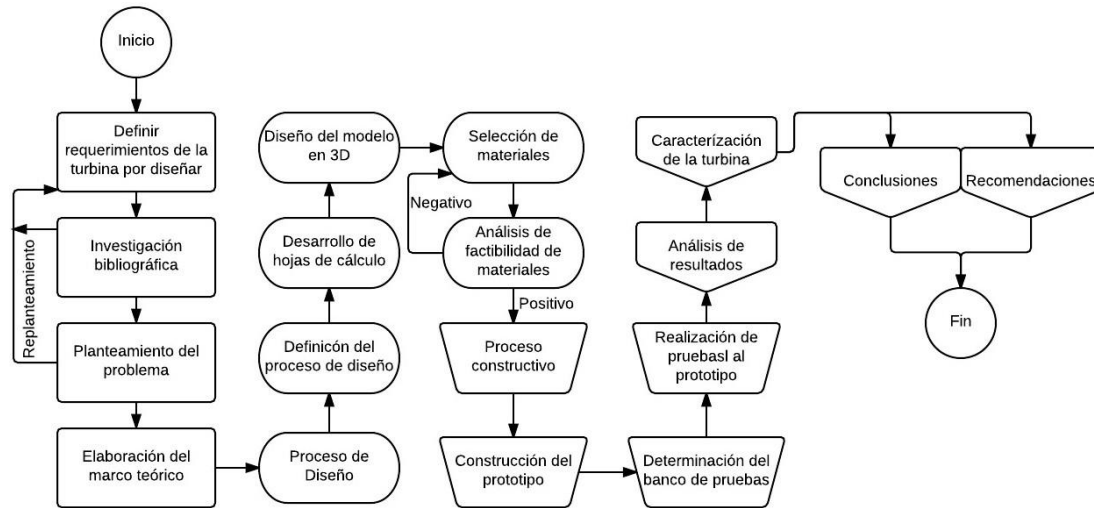


Figura 1.1 Diagrama de flujo de la metodología. (Fuente: Autores)

Como primer elemento en el desarrollo de todo proyecto de diseño e investigación, es necesario realizar una exhaustiva investigación bibliográfica en donde se confirma o descarta que existan proyectos similares, o en donde se haya desarrollado el tema planteado. Siempre en pro de realizar proyectos novedosos que dejen un aporte no solo a la EIM de la Universidad de Costa Rica (UCR), sino a toda la sociedad. Además, es necesario investigar si existe alguna ley que regule el tema a tratar, en este caso que regule la generación de energía hidroeléctrica en pequeña escala en residencias o comercios dentro del territorio nacional.

En la segunda etapa, se realiza una revisión del material disponible sobre el tema del proyecto a desarrollar, abarcando desde los tipos de turbina existentes, su diseño y sus áreas de aplicación. Se consulta material existente en las bibliotecas de la Universidad de Costa Rica y en las bases de datos disponibles a los estudiantes de la institución.

En una tercera instancia y con toda la información ya recabada, se procede a desarrollar el marco teórico que respalda el proyecto, el cual se divide en varios capítulos en donde se busca brindar a quien consulte el proyecto una idea más clara y las suficientes bases teóricas para la comprensión total del mismo. El método abarca otro apartado del proyecto en el que se definirán todas las variables y parámetros que intervendrán en el proyecto, así como los materiales que se emplearán en la construcción de la turbina para con ello proceder a su diseño final.

Una vez realizado el diseño total de la turbina, se procederá a construir un primer prototipo de la pico turbina diseñada, con el fin de probarla en un banco de pruebas que pueda simular las condiciones de sitio, esto para poder caracterizar el comportamiento de

la turbina. Inicialmente se plantea realizar las pruebas en el Laboratorio Hidráulico del ICE, puesto que éste puede brindar las condiciones de sitio necesarias. Los resultados obtenidos permitirán caracterizar el comportamiento de la turbina, para lograr así, realizar las pertinentes conclusiones y recomendaciones necesarias para el desarrollo del producto final.

2. Máquinas hidráulicas

2.1 Generación hidroeléctrica en Costa Rica

Según un reporte de la WWF en el 2014, Costa Rica es un líder regional en la implementación de políticas en favor de las energías renovables para generación eléctrica y con esto abastecer la red nacional eléctrica. La fuente de energía que le ha permitido posicionarse a nivel regional y mundial como un referente es la energía hidroeléctrica. Como es conocido, los embalses de las represas hidroeléctricas Arenal, La Angostura, Pirrís y Cachí, además de la generación de fuentes de energía geotérmica, eólica, solar y biomasa, han brindado por lo menos en los primeros 75 días del año 2015 una estabilidad energética.

Según el artículo *Como hace Costa Rica para producir toda su electricidad de manera limpia* (BBC Mundo, 26 de marzo 2015), uno de los pilares fundamentales que ha llevado al país a desarrollar una matriz energética limpia ha sido la integración en el Programa de Energías Renovables y Eficiencia Energética de Centroamérica (4E), que es implementado por la oficina para la Cooperación Internacional del Gobierno de Alemania y la Secretaría General del Sistema de Integración Centroamericana, que trabajan en conjunto para que en los países centroamericanos se generen matrices de generación de energías limpias.

Para el año 2015, tal y como lo menciona el ICE en la revista *Costa Rica: Matriz eléctrica (2015)*, para el primer trimestre del año 2015, el 73,2% de la matriz eléctrica en Costa Rica era producto de la energía hidráulica, el 12,8% a partir de la energía geotérmica, el 11,7% de la energía eólica, el 2,3% de la energía biomásica y solo el 0,01% provenía de la energía solar. Es importante mencionar que el país es consciente del riesgo que conlleva depender tanto de una sola fuente de energía limpia ya que la energía hidroeléctrica depende directamente del clima, y si no llueve la escasez de agua crea un problema, por lo que se han implementado proyectos en donde se impulsan desarrollos en el campo de la energía eólica y geotérmica. Según Tabaré Arroyo, autor del estudio *“Líderes en Energía Limpia”* de la fundación *World Wild Fund (WWF)*, menciona que para el año 1993 la capacidad total instalada de energía geotérmica y energía eólica era de 145 MW y 62 MW respectivamente. Para el año 2012, las capacidades alcanzadas fueron de 217 MW en energía eólica y de 210 MW en energía geotérmica, lo cual muestra un crecimiento importante. El clima lluvioso de la región permite que los embalses estén llenos en la mayor parte del año, convirtiendo a la energía hidroeléctrica en la principal fuente de energía eléctrica en el país.

La generación eléctrica en el país está regulada por la Autoridad Reguladora de los Servicios Públicos (ARESEP), tal y como lo define la ARESEP en su página Web: *«es una institución pública costarricense, encargada de regular la prestación de los servicios públicos de agua y saneamiento ambiental, energía eléctrica y combustibles y transporte terrestre, marítimo y aéreo.»* (ARESEP, 2014). Con respecto a la generación de la energía eléctrica, se establece que el Instituto Costarricense de Electricidad (ICE) es el mayor generador en el país y comprador único de la energía generada, esto debido a que su ley de creación (Ley N° 449) emitida por el Poder Legislativo el 8 de abril de 1949 así lo estipula: *«Créase el Instituto Costarricense de Electricidad, al cual se encomienda el desarrollo racional de las fuentes productoras de energía física que la Nación posee, en especial los recursos hidráulicos[...]. El Instituto tendrá personería jurídica y la más completa autonomía.»* (Ley N°449, 1949)

Hace más de dos décadas inicia el procedimiento para estimular la participación del sector privado en la generación de energía eléctrica, con la promulgación de la Ley N°7200 publicada en La Gaceta N.° 197 del 18 de octubre de 1990, la cual autoriza la generación eléctrica autónoma o paralela, la cual define como *«la producida por centrales eléctricas de limitada capacidad, pertenecientes a empresas privadas y cooperativas de electrificación rural que puedan ser integradas al sistema eléctrico nacional.»* (Ley N°7200, 1990). Esta ley define que la capacidad de las centrales no debe sobrepasar los 20MW; además, establece que el conjunto de proyectos no debe exceder el 15% de la potencia de las centrales eléctricas que conforman el Sistema Eléctrico Nacional. Estas empresas deben de poseer, al menos, el 65% del capital social en manos de costarricenses.

En el año 1995 se incorpora un segundo régimen de participación privada, a través de la Ley N°7508 publicada en La Gaceta N°704 del 31 de mayo de 1995. En esta modalidad las centrales pueden tener una capacidad máxima de 50 MW y el proceso de contratación se hace mediante el sistema de licitación pública. En este caso, el ICE está autorizado a comprar de estas centrales hasta un 15% adicional al autorizado en la Ley N°7200, para totalizar un 30% de la capacidad nacional.

Toda empresa que desee aprovechar las fuerzas hidráulicas para generar electricidad, debe obtener una concesión la cual se establecen en la Ley N°8723 publicada en La Gaceta N°87 el 7 de mayo del 2009, en la cual se decreta la Ley de concesión para el aprovechamiento de las fuerzas hidráulicas para la generación hidroeléctrica. El ente regulador de estas concesiones es el *Ministerio de Ambiente, Energía y Telecomunicaciones* (MINAET), el cual otorga o niega las concesiones. En el artículo 4 de dicha ley, se establecen los requerimientos para solicitar la concesión al MINAET, entre los

que se encuentra una evaluación de impacto ambiental aprobada por la Secretaría Técnica Nacional Ambiental (SETENA). Entre los requisitos también se encuentran los siguientes aspectos:

- La razón social o el nombre del solicitante.
- La demostración del título legítimo que le permita usar la finca o el área afectada donde se pretende el aprovechamiento, con indicación de su naturaleza, situación, cabida y linderos reales.
- La fuente y las cuencas que se pretenden aprovechar, así como la fuente y las cuencas a donde se pretende retomar las aguas utilizadas, con la indicación en ambos casos, de las coordenadas geográficas de los puntos de toma y descarga, así como su ubicación en las hojas cartográficas del Instituto Geográfico Nacional, según corresponda en escala 1 : 50 000.
- El nombre de los lugares, los distritos o localidades donde se intenta instalar la explotación.
- El caudal de agua solicitado, expresado en metros cúbicos por segundo y caída total que se quiere utilizar, expresada en metros. Asimismo, presentar el aforo de las fuentes.
- La potencia del diseño que se pretende aprovechar, expresada en kilovatios.
- El plazo en el que se planea emprender los trabajos.
- La energía estimada por generar en kilovatios-hora, por año.
- El cronograma de inicio de construcción y operación de la planta.
- La eficiencia estimada del sistema turbogenerador.
- El estudio hidrológico de la fuente o las fuentes solicitadas, que contemple el análisis histórico de caudales y diferencia entre año seco y húmedo.
- El estudio de simulación del comportamiento hidráulico del cauce receptor de aguas abajo del punto de desfogue del caudal turbinado.
- Si se contempla embalse, se deberá aportar el plan de manejo correspondiente.
- Si el proyecto tiene transvase debe contarse con los estudios especiales que demuestren su viabilidad.
- El estudio de caudal ambiental.
- Los diseños y las descripciones que justifiquen el proyecto.

(Ley N°8723,2009)

2.2 Clasificación de turbinas hidráulicas

Las turbinas hidroeléctricas son máquinas rotativas que aprovechan el cambio de energía cinética y potencial del cauce de una fuente de agua el cual es transformado en energía mecánica por medio del rodete de una turbina, que transfiere la potencia a un generador eléctrico que brinda como resultado final la energía eléctrica.

Las turbinas más utilizadas son la *Francis*, *Kaplan* y *Pelton*. También existen las turbinas tubulares, de bulbo y de pozo para cargas reducidas y grandes caudales.

Según Manuel Polo Encinas (1975), las turbinas pueden clasificarse de acuerdo al ataque del agua al rotor, las radiales (*Francis*), axiales (*Kaplan*) y tangenciales (*Pelton*). También se pueden clasificar de acuerdo al tipo de aprovechamiento energético: si la turbina aprovecha solamente la energía cinética del agua, se denomina de impulso, de las que son ejemplo la turbina *Pelton*, *Turgo* y *Michell-Banki*; por otra parte, cuando utilizan la energía estática del agua, se denominan de reacción, entre las que se encuentran las turbinas *Francis*, *Kaplan* y turbinas axiales en sus variantes: tubular, bulbo y generador periférico.

Cuadro 2.1: Características principales de las turbinas hidráulicas (Coz, 1995, pág. 127)

Turbina	Inventor y año de patente	N _s (rpm)	Q (m ³ /s)	H (m)	P (kW)	η _{máx} (%)						
Impulso	PELTON -Lester Pelton (EE.UU.) 1880	1 Ch: 30	0.05-50	30-1800	2-300000	91						
		2 Ch: 30-50										
		4 Ch: 30-50										
Impulso	TURGO -Eric Croudson (G. Bretaña)	60-260	0.025-10	15-300	5-8000	85						
		MICHELL- BANKI -A.G. Michell (Austria) 1903 -D. Banki (Hung.) 1917-1919					40-160	0.025-5	1-50	1-750	82	
							FRANCIS -James Francis (G. Bretaña) 1848					L: 60-150 N: 150-250 R: 250-400
Reacción	KAPLAN y de hélice -V. Kaplan (Austria) 1912	300-800	1000	5-80	2-200000	93						
		AXIALES: -Tubular -Bulbo					-Kuhne-1930 -Hugenin-1933 -Harza-1919	300-800	600	5-30	100000	93

En donde:

N_s = Velocidad específica.

Q = Caudal de diseño.

H = Diferencia de altura o cabeza de presión de agua.

P = Potencia generada.

η_{\max} = Eficiencia máxima.

Ch = Chorro

L = Lento

N = Normal

R = Rápida

Cada tipo de turbina posee determinadas caídas de agua y determinados caudales en los cuales pueden trabajar más eficientemente. Esto hace necesario realizar un detallado análisis de las condiciones de cada sitio para seleccionar la turbina más adecuada.

La selección del tipo de turbina para un determinado aprovechamiento hidráulico, se hace guiada con parámetros adimensionales conocidos como velocidad de presión n_s y velocidad específica n_q , que se obtienen con las ecuaciones (2.1) y (2.2).

$$n_s = \frac{N \cdot \sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (2.1)$$

$$n_q = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.2)$$

En donde:

N = Velocidad de la turbina en revoluciones por minuto (rpm).

P = Potencia hidráulica de la turbina en caballos (CV).

H = La diferencia de altura o cabeza de presión de agua en metros (m).

Q = Caudal total que fluye por la turbina en metro cúbico por segundo (m³/s)

La velocidad específica permite determinar el tipo de turbina adecuado para un salto de altura y caudal conocidos. A continuación se presenta una clasificación de las turbinas según el valor de n_s y n_q .

Cuadro 2.2: Ámbito de aplicación de turbinas hidráulicas. (Hernandez & Indacochea, 1988, pág. 8)

Tipo de turbina	n_s	n_q
Turbina Pelton de 1 chorro	hasta 10	hasta 9
Turbina Pelton de 2 chorro	14-42	4-13
Turbina Pelton de 3 chorros o más	17-73	5-22
Turbina Michell-Banki	60-200	18-60
Turbina Francis Lenta	69-125	18-38
Turbina Francis Normal	125-225	38-68
Turbina Francis Rápida	225-450	68-135
Turbina Axial	350-1000	105-300

En la **Figura 2.1** se observa esta misma clasificación de forma gráfica en la cual se relaciona la velocidad específica con la caída neta, dando como resultado el tipo de turbina correspondiente:

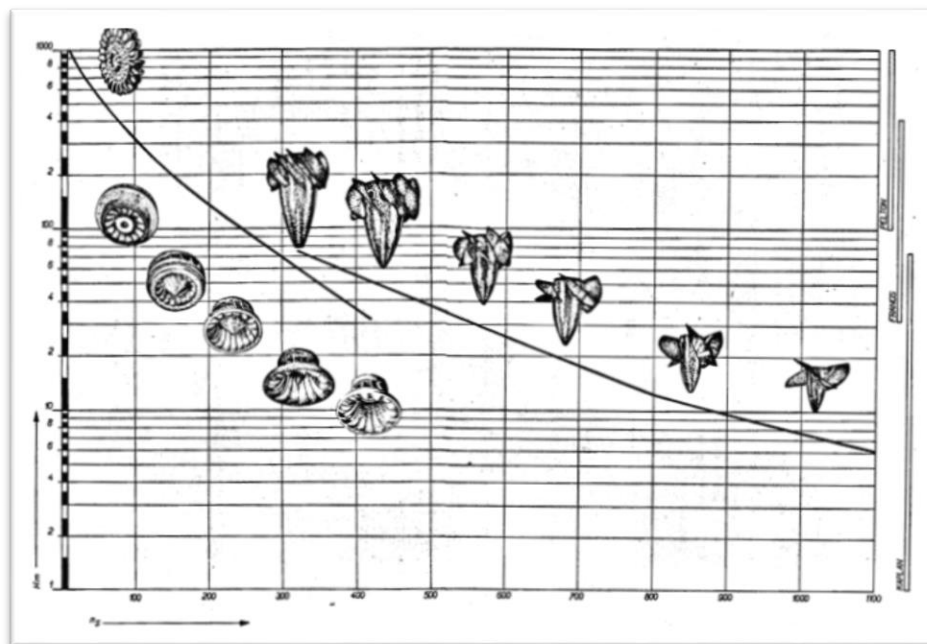


Figura 2.1: Tipo de Turbina según relación de velocidad específica con altura del salto. (Polo Encinas, 1975, pág. 111)

2.3 Pico-turbinas hidroeléctricas

Las pico-turbinas hidroeléctricas se basan en utilizar la potencia hidráulica perteneciente a la energía cinética y potencial de un río, la cual es transformada en energía mecánica por

medio del rodete de la turbina, y este transfiere la potencia a un generador eléctrico que brinda como resultado final la energía eléctrica.

Según el autor Scott-David (2005), a partir de la cantidad de potencia generada se pueden clasificar los sistemas en grandes, medianos, pequeños, mini sistemas y pico sistemas. Los mini sistemas hidroeléctricos se pueden considerar como aquellos que brinden una potencia de entrega entre 100 kW y 1 MW, los sistemas pequeños entre 1 MW y 10 MW y los pico sistemas los que entregan potencias menores a los 100 kW; mientras que los sistemas con pico turbinas hidroeléctricas son todos aquellos que entreguen potencias menores a los 5 kW.

Al ser sistemas de potencias de entrega relativamente bajas, las pico turbinas hidroeléctricas suelen operar con embalses de almacenamiento de baja capacidad o con captación de agua a «*filo de agua*»; cuando el caudal del río abastece el consumo necesario de la turbina para operar satisfactoriamente durante el periodo de demanda. Esta última configuración representa un gran beneficio ya que además de implicar un ahorro económico en la infraestructura del embalse, el impacto ambiental es bajo debido a que no hay necesidad de inundar un área determinada junto al río, por lo que el paisaje no se ve alterado.

Las pico-turbinas hidroeléctricas, suelen utilizarse en sistemas aislados sin acceso a las redes eléctricas, por lo general estas cuentan con un banco de baterías en donde se almacena la energía producida. Bajo este sistema, siempre y cuando se cuente con las condiciones necesarias para su óptima operación y se conozca la variación del caudal del río según el período del año, se pueden obtener buenos resultados, confiables y predecibles. Además, puede resultar con un menor costo económico la instalación de un pico proyecto hidroeléctrico que el costo de la instalación del sistema para suministrar energía eléctrica (cableado, postes, transformador, entre otros). Una vez instalada la turbina, los costos se limitan al mantenimiento de los equipos.

En la mayoría de sistemas aislados, tal y como lo plantea Scott-Davis (2005) y como se mencionó anteriormente, es necesario instalar un banco de baterías. Esto se debe a que la producción de una turbina depende directamente de las condiciones que se presenten en sitio, por lo que en algunos casos, tendrá una producción continua durante largos períodos de tiempo, a diferencia de la demanda de cargas; por lo cual, es usual almacenar la energía que no es consumida inmediatamente en un banco de baterías, hasta que la demanda aumente nuevamente. Como las baterías almacenan carga en forma de corriente directa, es necesario tener un inversor de carga dimensionado de acuerdo al proyecto, para que convierta la corriente directa en corriente alterna utilizando un controlador de carga o un gobernador de flujo para que determine el debido control

delfuncionamiento del sistema. No obstante, existe la posibilidad de que la generación de energía sea mayor a la tasa de consumo, esto hace que las baterías lleguen a cargarse completamente siendo necesario la instalación de disipadores de energía, generalmente resistencias eléctricas, con el fin de que estos consuman la potencia extra generada y así se logre evitar daños en las baterías. Scott-Davis (2005) también agrega que los diseños aislados descritos anteriormente, son de gran utilidad, debido a que permiten que sistemas de relativamente bajas potencias, puedan abastecer mayores demandas energéticas.

El tipo de turbina adecuado para un sistema, se selecciona según las condiciones del sitio; es muy común que para sistemas de bajas potencias y relativamente bajos caudales, la turbina Pelton sea la mejor opción. El experto en micro sistemas de generación hidroeléctrica, Jeremy-Thake (2000), menciona que los rodetes tipo Pelton son óptimos en sistemas de altas cabezas y bajo caudal, ya que pueden utilizar estas presiones para generar altas potencias a partir de una unidad relativamente pequeña. Además, debido al comportamiento de su eficiencia, pueden ser usadas en un amplio rango de condiciones de sitio entregando buenos resultados. Otra característica favorable de las turbinas tipo Pelton, es que cuenta con un espaciamiento entre el rodete y la carcasa que facilita la inspección y el mantenimiento de la turbina, en comparación con otros modelos. Un buen diseño puede hacer girar el rodete a altas y precisas velocidades, permitiendo un acople directo del rodete con el eje del generador, reduciendo significativamente los costos, debido a que no es necesario un sistema de control de velocidad.

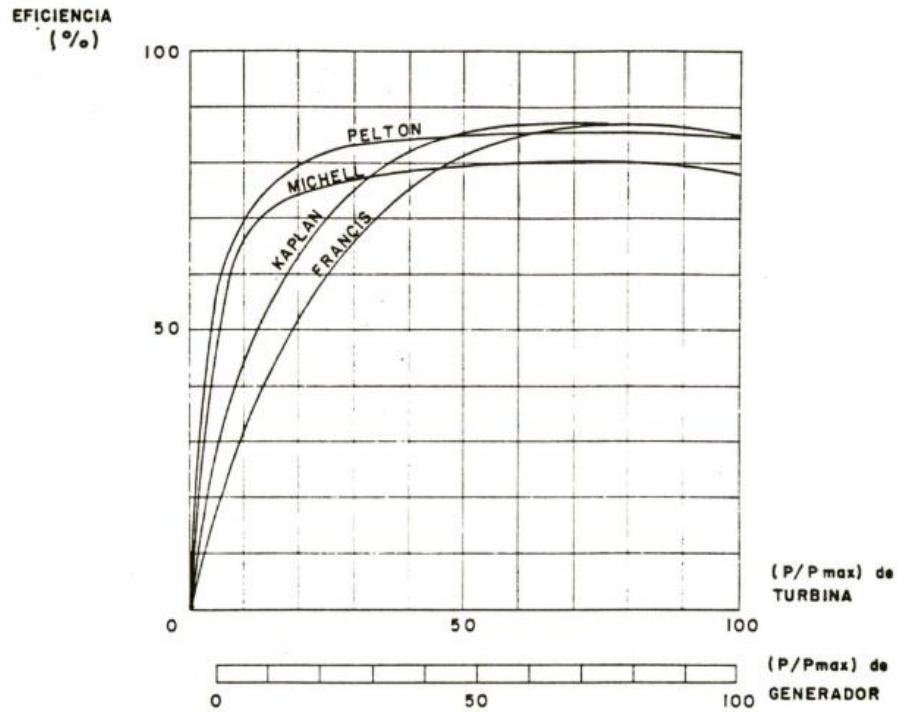


Figura 2.2: Eficiencias de turbinas para diferentes porcentajes de carga (Hernández & Indacochea, 1988, pág. 8.2)

Conociendo estas generalidades sobre las turbinas, nos damos cuenta que la turbina Pelton es la que más se acopla a las necesidades del proyecto debido a que genera altas potencias con bajos caudales, en un amplio rango de condiciones con una eficiencia muy constante.

3. Hidráulica del rodete Pelton

Cada tipo de turbina se asocia a determinadas caídas de agua y caudales en los que son más eficientes. En el caso de la turbina tipo Pelton, sus mejores rendimientos se encuentran al trabajar bajo condiciones de altas cabezas de presión y bajos caudales. Es por esto que las unidades de pico-turbinas tipo Pelton, pueden generar potencias relativamente altas a partir de un rotor de diámetro pequeño. A diferencia de otras turbinas de reacción, Jeremy-Thake (2000) menciona que éstas pueden ser usadas en un amplio ámbito de cabezas y caudales permitiendo ser adaptadas en una variedad mayor de condiciones de sitio, y no limitarse únicamente a un escenario. Existen turbinas Pelton pequeñas de hasta 100 mm de diámetro de paso con salidas de potencia de apenas unos cientos de watts con cabezas por debajo de los 15 m; como existen turbinas Pelton de hasta 8 metros de diámetro con salidas de potencia de hasta 400 MW y cabezas mayores a los 1800 m. Además, su construcción es relativamente de baja dificultad puesto que suelen realizarse por medio de álabes independientes o fundiciones del rodete completo. Una vez completo el rodete, la construcción de los demás elementos es relativamente más fácil, en comparación a otras turbinas, debido a la forma de incidencia de los chorros del fluido por medio de los inyectores. Su facilidad de fabricación y el hecho de que puedan operar bajo las cabezas más altas que cualquier otra turbina manejando altas eficiencias, es lo que las convierte en la turbina más adecuada para las pico-turbinas hidroeléctricas.

Además Jeremy-Thake (2000) explica que en una turbina Pelton, el agua es conducida por una tubería forzada hasta una boquilla que la dirige como un chorro directo al rodete. Este rotor está conformado por varios álabes distribuidos equitativamente alrededor del eje central. Estos suelen estar acoplados por juntas mecánicas a un disco central o bien se produce en una sola pieza de fundición. Cada álabe tiene una geometría similar a dos cucharones unidos con una cresta aguda en el centro, los cuales se diseñan con el fin de redirigir el fluido entrante en direcciones que no vayan a causar desaceleración rotacional en el rodete. Además, cada álabe cuenta con un canal o muesca, que permite que el chorro incidente impacte al menos en dos o tres álabes simultáneamente asegurando la uniformidad de transferencia de la energía del fluido.

Por último, Jeremy-Thake (2000) agrega que los chorros de una turbina Pelton se controlan con válvulas de aguja reguladas por sistemas automáticos, que gobiernan el caudal y la velocidad de salida del agua para impactar con los álabes. La cantidad de chorros y su posición son medida de las condiciones de sitio y de las limitaciones mecánicas definidas por los parámetros de operación.

3.1 Parámetros de diseño

El diseño de turbinas hidroeléctricas se basa en las condiciones en que se desarrolla el proyecto. Hay que hacer un estudio topográfico y un estudio hídrico del cauce del río para determinar el desnivel del terreno, que corresponde a la distancia en vertical desde la toma de agua hasta el punto en donde se restituye el caudal ya turbinado, y el caudal del río aprovechable, el cual corresponde a la masa del agua que pasa por un tiempo determinado por una sección del cauce; ambos definidos por Celso-Penche (1998).

Como se puede observar, basta con conocer el caudal y el salto bruto para determinar la potencia hidráulica del fluido al llegar a la turbina; no obstante, Celso-Penche (1998) afirma que es importante realizar un estudio de la trayectoria por la que circula el agua, desde la toma de agua hasta el punto donde entra en contacto con el rodete. Esto se debe en parte a que en este recorrido la masa de agua debe entregar parte de su potencia para vencer las pérdidas, entre las que se cuenta la fricción con las paredes en la tubería. Por ello se recomienda que la tubería sea lo más recta posible para disminuir las pérdidas

En las pico centrales hidroeléctricas es común que se trabaje con abastecimiento hídrico a filo de agua, en donde la toma de agua se hace directamente del cauce del río dado que su flujo es suficiente para la correcta operación de la turbo máquina. Esto puede ser una ventaja debido a que se evita la construcción de un embalse de almacenamiento de agua en el cual su obra civil suele ser más costosa que el sistema diseñado. Sin embargo, al trabajarse con ríos en los que su caudal depende de la estación climática y de la cantidad de lluvia con la que se cuente en la época del año, es recomendado considerar las variaciones de caudal y realizar el diseño con el valor mínimo.

Potencia aprovechable y eficiencia del sistema

Una vez realizadas los respectivos procesos para la obtención de los valores de caudal y salto neto, es posible realizar la estimación de la potencia hidráulica que se puede obtener del agua en el sitio analizado. La potencia es proporcional al caudal, al salto neto, a las propiedades del agua y a la eficiencia del sistema; y se define en la siguiente ecuación:

$$P = H_n \cdot Q \cdot \eta_T \cdot \gamma \quad (3.1)$$

En donde:

P = Potencia (W)

H_n = Salto neto (m)

Q = Caudal (m^3/s)

η_T = Eficiencia total del sistema (adimensional)

γ = Peso específico del fluido (N/m^3)

Es importante recalcar que la eficiencia total del sistema (η_T) tal y como lo presenta Jeremy-Thake (2000), representa tanto la eficiencia en la tubería, desde la toma de agua hasta la casa de máquinas, tomando en cuenta: las pérdidas asociadas a la tubería y sus accesorios de distribución, la eficiencia de la turbina, la eficiencia del sistema de transmisión y la eficiencia del generador. De modo que η_T se calcula por medio de la siguiente relación:

$$\eta_T = \eta_{Tubería} \cdot \eta_{S. Distribución} \cdot \eta_{Turbina} \cdot \eta_{S. Transmisión} \cdot \eta_{Generador} \quad (3.2)$$

Una vez estimada la potencia que podría entregar una turbina a determinada eficiencia teórica, es posible realizar los cálculos iniciales para dimensionar la turbina. La eficiencia de la distribución mecánica y de la tubería dependen del diseño realizado, la eficiencia del generador es normalmente brindada por el fabricante del mismo y la eficiencia de la turbina es recomendado realizar los cálculos iniciales a partir de un 70%.

Caudal y diámetro de chorro

La velocidad a la que viaja el agua en los inyectores de la turbina depende directamente del salto neto que se suministre, mediante la siguiente relación:

$$v_{Iny} = C_V \cdot \sqrt{2g \cdot H_n} \quad (3.3)$$

En donde:

v_{Iny} = Velocidad del fluido en el inyector (m/s)

C_V = Coeficiente de velocidad en el inyector (adimensional)

G = Aceleración gravitacional en el sitio (m/s^2)

Para el coeficiente de velocidad en el inyector, Jeremy-Thake (2000) recomienda utilizar un valor promedio de 0,97; sin embargo, este depende de la geometría del inyector.

El flujo volumétrico o caudal, el cual depende de la velocidad del fluido en el inyector, el área transversal de la boquilla y la cantidad de inyectores; se calcula de la siguiente manera:

$$Q = A_{Iny} \cdot v_{Iny} \cdot n_{Iny} \quad (3.4)$$

En donde:

A_{Iny} = Área transversal en la boquilla del inyector (m^2)

n_{Iny} = Número de inyectores (Adimensional)

Por último, el diámetro de chorro se define por medio de la siguiente fórmula:

$$d_{ch} = \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot C_V \sqrt{2g}}} \cdot \frac{1}{H_n^{0,25}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{n_{Iny}}} = \frac{0,54}{H_n^{0,25}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{n_{Iny}}} \quad (3.5)$$

La segunda igualdad de la ec. (3.5) corresponde a la versión simplificada considerando el coeficiente de velocidad en el inyector como 0,97. El término d_{ch} hace referencia al diámetro de la boquilla del inyector.

Número de revoluciones de la turbina

El número de revoluciones es de vital importancia en el diseño de las turbinas hidroeléctricas. Según el tipo de generador acoplado a la turbina, ésta deberá girar a una determinada velocidad rotacional con el fin de brindar la entrega de potencia y voltaje esperado. Esta velocidad se puede determinar con la ec. (3.6) según la caída neta y el diámetro nominal.

$$N = \frac{84,54 \cdot x \cdot H_n^{0,5}}{D_p} \quad (3.6)$$

En donde:

N = Número de revoluciones de la turbina (rpm)

X = Razón de la velocidad del rodete en el diámetro de paso (PCD) con respecto a la velocidad del inyector. (Adimensional)

D_p = Diámetro de paso del rodete (m) (PCD)

Jeremy-Thake (2000) recomienda utilizar para la razón de la velocidad del rodete el valor de $x = 0,46$. Además si se conoce el número de revoluciones a las cuales girara el generador se puede despejar la ec.(3.6) el diámetro de paso de la turbina.

Diagrama de velocidades

La geometría de la turbina Pelton se define a través del análisis del diagrama de velocidades en el punto donde el chorro toma contacto con la cuchara y en el punto donde la abandona. En la **Figura 3.1** se presenta un esquema de corte del álabe de una turbina Pelton en el cual se observa el diagrama de velocidades en ambos puntos.

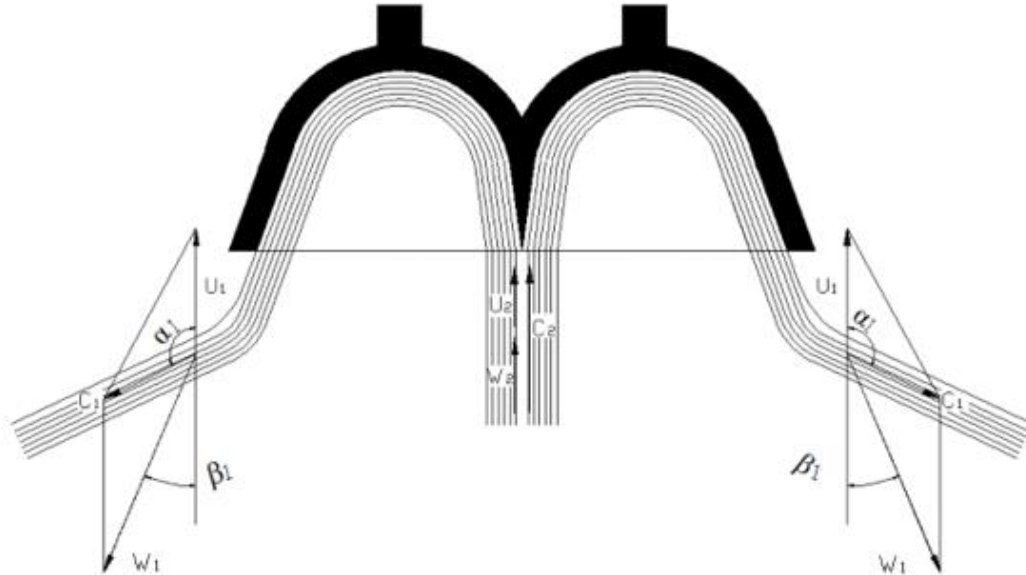


Figura 3.1: Diagrama de velocidades en la cuchara de una turbina Pelton (Bustamante, Arias, & Cristian, 2008, pág. 43)

En este caso, la velocidad de entrada a la cuchara (C_2) corresponde a la velocidad del chorro calculado en la ec. 3.3, por lo tanto:

$$C_2 = v_{Iny} \quad (3.7)$$

Se conoce también que en las tuberías de acción, tal y como lo expresa Carlos-Hernández (1988), la velocidad tangencial (U_2) se expresa por:

$$U_2 = x \cdot C_2 \cdot \cos(\alpha_2) \quad (3.8)$$

En donde:

x = Razón de la velocidad del rodete en el diámetro de paso con respecto a la velocidad del inyector.

C_2 = Velocidad absoluta a la entrada de la cuchara (m/s)

α_2 = Ángulo entre la componente de velocidad absoluta (C_2) y la velocidad tangencial (U_2). En el caso de la turbina Pelton este ángulo es de 0° .

Por último, la velocidad relativa (W_2) se encuentra expresada por:

$$W_2 = C_2 \cdot (1 - x) \quad (3.9)$$

En la salida de la cuchara se forma otro diagrama de velocidades, en donde la velocidad tangencial U_1 es igual a U_2 , debido a que los puntos 1 y 2 se encuentran a la misma distancia del centro de giro del rodete, por lo tanto:

$$U_1 = U_2 \quad (3.10)$$

Por continuidad y considerando que el chorro de agua pierde velocidad por efecto de la fricción con la superficie de la cuchara, Carlos-Hernández (1988) determina que la velocidad relativa (W_1) se obtiene con la siguiente fórmula:

$$W_1 = C_v \cdot C_2 \cdot (1 - x) \quad (3.11)$$

En donde:

W_1 = Velocidad relativa (m/s)

C_v = Coeficiente de velocidad en el inyector (adimensional)

Con estas velocidades se puede obtener la velocidad absoluta a la salida de la cuchara (C_1) y el ángulo (α_1).

$$C_1 = C_2 \sqrt{x^2 + C_v^2 \cdot (1 - x)^2 - 2x \cdot C_v \cdot (1 - x) \cdot \cos \beta_1} \quad (3.12)$$

$$\alpha_1 = \arccos \left(\frac{x - C_v \cdot (1 - x) \cdot \cos \beta_1}{\sqrt{x^2 + C_v^2 \cdot (1 - x)^2 - 2x \cdot C_v \cdot (1 - x) \cdot \cos \beta_1}} \right) \quad (3.13)$$

En donde:

C_1 = Velocidad absoluta a la salida de la cuchara (m/s)

α_1 = Ángulo entre la componente de velocidad absoluta (C_1) y la velocidad tangencial (U_1). (°)

β_1 = Ángulo de la geometría del álabe. (°)

3.2 Diseño del rodete Pelton

Un diseño adecuado de los álabes Pelton es indispensable para lograr bajas pérdidas de energía y altas eficiencia en el rodete. Existen diversos métodos para el diseño de la geometría de los álabes; sin embargo, coinciden en que todas las dimensiones dependen de un único parámetro, ya sea el diámetro de paso del rodete (PCD por sus siglas en inglés) o el diámetro nominal de chorro. En ambos casos se obtienen resultados similares

debido a que estos dos factores dependen de las condiciones de sitio antes mencionadas como caudal, velocidad de rotación y cabeza neta.

El autor Jeremy-Thake (2000), propone el dimensionamiento de todas las partes del álabe basándose en formas geométricas y patrones simples que pueden ser dibujados sin mayor dificultad. En su manual, presenta el dimensionamiento basando todas las medidas en forma de porcentaje del diámetro de paso del rodete (PCD por sus siglas en inglés). En el **Anexo 1** se muestran las especificaciones de diseño brindadas por Thake.

De forma similar, se presentan los planos del autor Carlos-Hernández (1988) los cuales basan el diseño de los álabes en el diámetro del chorro del agua una vez que el fluido sale del inyector. En el **Anexo 2** se presentan algunos de estos planos.

Número de álabes del rodete Pelton

En el rodete Pelton, la cantidad de álabes que lo componen es un parámetro de suma importancia en cuanto a la eficiencia final de la turbina. Para la selección del número de álabes, existen distintos métodos de selección, cada uno de ellos basados en experiencia de los respectivos autores. Jeremy-Thake (2000) comenta la importancia de la apropiada selección asegurando que la totalidad del fluido perteneciente al chorro, tenga contacto con algún álabe durante su trayectoria, puesto que si se obtiene un rodete con una cantidad de álabes muy reducida, parte del fluido viajaría entre ellos y no realizaría una transmisión de energía con el rodete. Para esto, es clave comprender que el fluido viaja a una velocidad mayor a la velocidad de traslado lineal de los álabes, debido a que la rapidez de éstos depende de la razón de velocidad del rodete “ x ”, definida en la ec. 3.8 (normalmente cercana a 0,46). Thake propone utilizar de forma general entre 18 y 22 álabes en pico turbinas.

En la **Figura 3.2** se presenta un esquema general de la incidencia del chorro sobre el álabe. Hay que elegir el ángulo θ el cual establece la separación angular entre los álabes, con lo que podrá estimarse la cantidad inicial de álabes para el rodete.

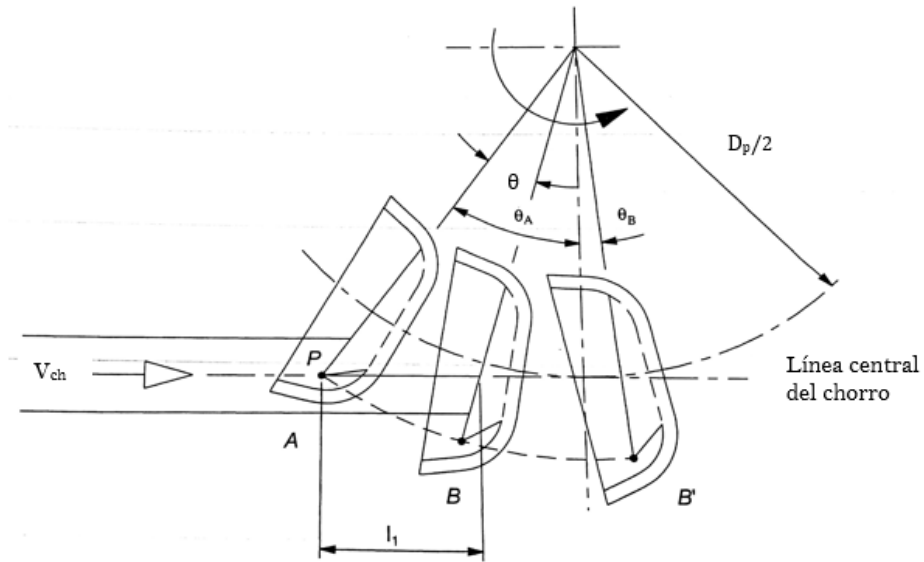


Figura 3.2 Esquema de la incidencia del chorro sobre los álabes del rodete (Thake, 2000, pág. 137)

En la **Figura 3.2** se muestra como el álabe A está interceptando la mitad del chorro, mientras que el resto del chorro continúa viajando hasta incidir con el álabe B; esto sucede por el hecho de que el chorro viaja a una velocidad mayor a la del rodete. Este fenómeno ocurre en todas las posiciones de la rotación, por lo que es fundamental realizar un análisis del tiempo que le toma al chorro viajar desde que incide con el primer álabe hasta que pierde contacto con el mismo; a la vez, determinar cuál es el tiempo que le toma al rodete realizar esta misma trayectoria. En la **Figura 3.3**, se aprecia con más claridad esta trayectoria expresada con la letra "L". Al conocer esta relación es posible calcular un ángulo θ máximo que denote la apropiada separación entre álabes, asegurando un mejor aprovechamiento de la energía del fluido.

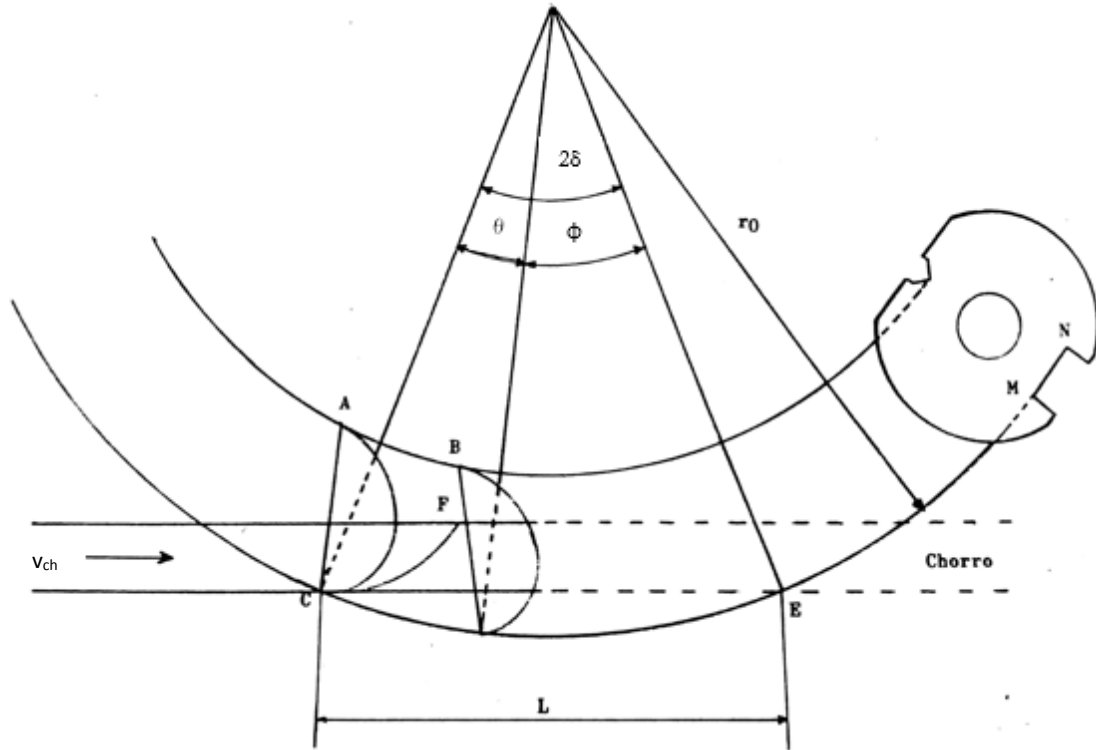


Figura 3.3 Recorrido del chorro en el álabe (Siles & Solís, 1991, pág. 24)

Inicialmente se define el tiempo que le toma al chorro viajar la distancia desde el punto C hasta el punto E (longitud L); simultáneamente, el álabe B viaja desde su ubicación inicial hasta el punto E a la velocidad rotacional del rodete. Por lo tanto, si se igualan los tiempos del viaje del chorro y el viaje del álabe B, se asegurará que el chorro colisione con el álabe hasta el punto E, debido a que el álabe estaría viajando a una velocidad menor al recorrer una trayectoria mayor al ser en forma de arco.

$$t = \frac{L}{V_{ch}} = \frac{\varphi}{w} \quad (3.14)$$

En donde:

t = Tiempo para recorrer la longitud L (s)

L = Longitud lineal entre C y E (m)

$V_{ch} = V_1$ en la figura. Velocidad del chorro de agua/ velocidad del inyector (m/s)

Φ = Ángulo que recorre el álabe B hasta la posición E (rad)

w = Velocidad rotacional del rodete (rad/s)

Definiendo la velocidad tangencial del rodete como el cociente entre el radio de giro en la punta de la arista y la velocidad rotacional del rodete, la ecuación anterior se puede replantear de la siguiente manera:

$$\varphi = \frac{U_o \cdot L}{V_{ch} \cdot r_o} \quad (3.15)$$

En donde:

U_o =Velocidad tangencial del rodete en la punta de la arista (m/s)

r_o = Radio de giro en la punta de la arista del álabe (m)

Seguidamente, de la **Figura 3.3** se pueden deducir las dos siguientes ecuaciones:

$$\frac{L}{r_o} = 2 \cdot \sin \delta \quad (3.16)$$

$$\theta = 2\delta - \varphi \quad (3.17)$$

Al combinar las ec. 3.15, 3.16 y 3.17, se obtiene una ecuación para obtener la separación máxima entre álabes θ , a partir de valores conocidos. El valor de δ se obtiene de forma gráfica al definir el diámetro de paso y el diámetro de chorro del sistema.

$$\theta = 2\delta - \frac{2 U_o}{V_{iny}} \cdot \sin \delta \quad (3.18)$$

$$\delta = \arccos\left(\frac{D_o - d_{ch}}{D_o}\right) \quad (3.19)$$

En donde:

θ = Separación máxima entre álabes (rad)

D_o =Diámetro del rodete en la punta de arista del álabe (m)

2δ = Ángulo generado por la separación del arco "CE" (rad)

Al saber la separación máxima necesaria para garantizar que todo el chorro del fluido impacte con alguno de los álabes, se puede realizar una estimación del número de álabes que conforman el rodete. Como θ es una separación máxima, para evitar ineficiencias por fluido que no impacte, se recomienda utilizar un valor cercano al 80% del obtenido. De esta manera el número de álabes "Z", se obtiene mediante la ec. (3.20). Este proceso de diseño es recomendado por Siles & Solís (1991) en su tesis *Diseño y construcción de una turbina Pelton*.

$$Z = \frac{2 \pi}{(0,8) \theta} \quad (3.20)$$

Otro método para la selección del número de álabes lo exponen Carlos-Hernández & Enrique-Indacochea (1988), el cual se basa en la relación del diámetro de paso y el diámetro de chorro (D_p/d_{ch}). En el **Cuadro 3.1** se presenta la razón de velocidad "x" y el número de álabes recomendados según la relación D_p/d_{ch} .

Cuadro 3.1: Número de cucharas en función de la relación diámetro del rodete/diámetro del chorro. (Hernandez & Indacochea, 1988)

D_p/d_{ch}	X	Número de cucharas	
		Z _{min}	Z _{max}
15	0,471	21	27
14	0,469	21	26
13	0,466	20	25
12	0,463	20	24
11	0,460	19	24
10	0,456	18	23
9	0,451	18	22
8	0,445	17	22
7.5	0,441	17	21

Orientación de los álabes con respecto al centro de giro del rodete

Para definir la orientación de los álabes, es necesario considerar que estos deben de ubicarse de forma tal que el chorro de agua no llegue a incidir en la parte posterior de los álabes. Carlos-Hernández & Enrique-Indacochea (1988) definen la orientación realizando un análisis de la trayectoria que realiza el chorro de agua en la cuchara para encontrar la última posición del chorro lleno, el cual se da cuando el arista del álabe se encuentra en forma perpendicular a él. Este análisis se realiza de forma gráfica como se muestra en la **Figura 3.4**, en donde se generan dos círculos de referencia, de diámetros D_o y D_o' , los cuales darán la guía gráfica para la correcta colocación de los álabes. Estos parámetros se definen de la siguiente manera:

$$D_o = \frac{D_p}{(7,87) \frac{D_p}{d_{ch} \cdot Z} - \frac{26}{Z}} \quad (3.21)$$

$$D_o' = D_p \left(\frac{5,3}{Z} - (0,12) \frac{D_p}{d_{ch} \cdot Z} \right) \quad (3.22)$$

En donde:

D_o = Diámetro del círculo tangente a la línea de arista (m)

D_o' = Diámetro del círculo tangente a la línea de borde (m)

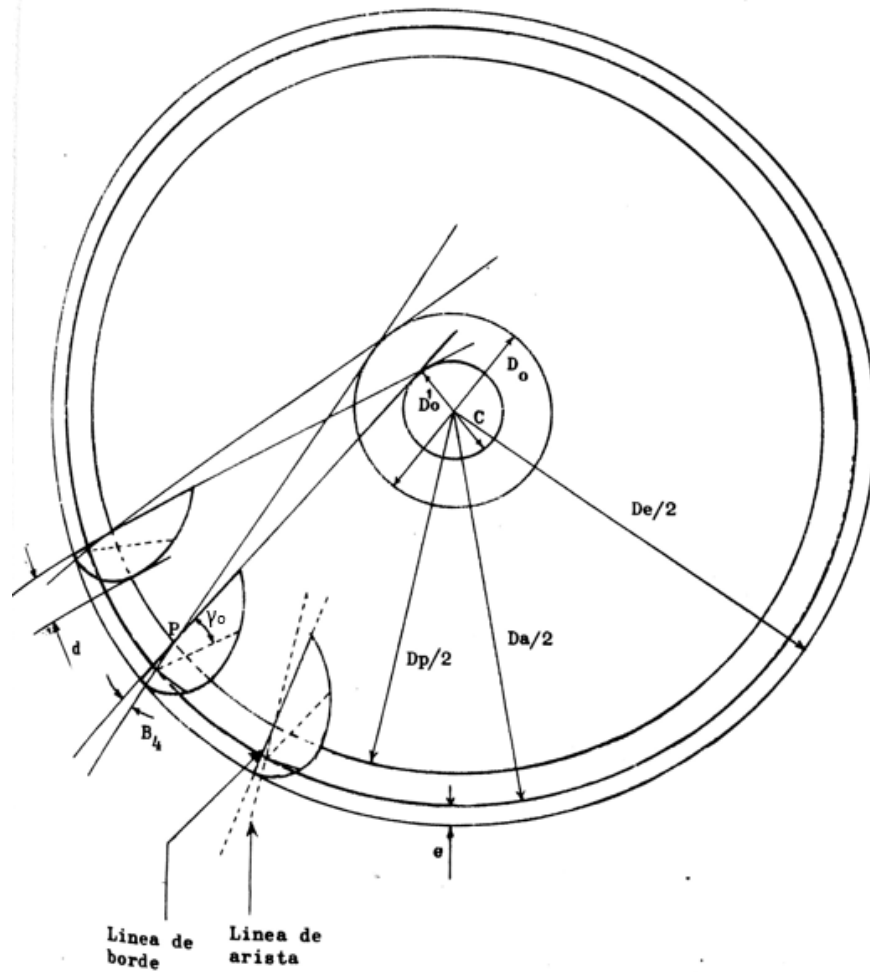


Figura 3.4 Método gráfico para definir la orientación de los álabes con respecto al centro de giro del rodete. (Siles & Solís, 1991, pág. 30)

Una vez definidos los diámetros D_o y D_o' , se dibujan ambos círculos concéntricos al eje del rodete, así como el diámetro de paso (D_p) del mismo. Del círculo D_o se traza una línea tangente al círculo hasta interceptar el diámetro D_p , la cual dará la orientación de la punta de la arista; seguidamente, se traza una línea tangente a D_o' hasta el mismo punto de intersección entre D_p y D_o , brindando la orientación del álabe. Este es un método de desarrollo empírico por lo que sus resultados son aproximados, y se deberá realizar el ajuste pertinente (principalmente del diámetro D_o) con el fin de que la línea tangente que coincide con la arista del álabe, quede perpendicular al chorro de agua.

Definida la orientación de los rodetes, se puede determinar el ángulo de talonamiento. Carlos-Hernández & Enrique-Indacochea (1988) lo definen como: “*el formado por la arista de la cuchara y la parte posterior de ésta misma cuchara*” (p.24). En la **Figura 3.4**, este ángulo “ γ_o ”, se define por la recta tangente al círculo de diámetro D_o y la orientación de la velocidad relativa.

En el **Cuadro 3.2** se encuentran los ángulos de talonamiento recomendados en función del número de cucharas y la relación del diámetro de paso entre el diámetro de chorro de agua.

Cuadro 3.2: Ángulos de talonamiento recomendados (γ_o). (Hernandez & Indacochea, 1988, pág. 25)

D_p/d	Número de cucharas (Z)										
	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
15	38°	38°	37°	37°	36°	37°	35°	-	-	-	-
14	-	37°	37°	36°	35°	35°	34°	-	-	-	-
13	-	-	36°	36°	35°	34°	34°	33°	-	-	-
12	-	-	-	35°	34°	34°	33°	32°	-	-	-
11	-	-	-	35°	34°	33°	33°	32°	31°	-	-
10	-	-	-	-	34°	33°	32°	31°	30°	30°	-
9	-	-	-	-	-	34°	33°	32°	30°	30°	-
8	-	-	-	-	-	35°	34°	33°	31°	30°	29°
7,5	-	-	-	-	-	35°	34°	32°	31°	31°	29°

Tal y como lo plantea Carlos-Hernández & Enrique-Indacochea (1988), *“la orientación de las cucharas y su ángulo de talonamiento, son factores determinantes para obtener buenas eficiencias y confiabilidad en la cuchara, porque un desgaste excesivo de la punta del arista se puede deber a un inadecuado ángulo de talonamiento”* (p.26).

En la **Figura 3.4**, se define el ángulo “ β_4 ”, que se puede obtener del Cuadro 3.3.

Cuadro 3.3: Valor del ángulo “ β_4 ” en la cuchara del rodete. (Hernandez & Indacochea, 1988)

D_p/d	Número de cucharas (Z)										
	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
15	10°	9°	8°	7°	6°	5°	4°	-	-	-	-
14	-	10°	9°	8°	7°	6°	5°	-	-	-	-
13	-	-	11°	9°	8°	7°	6°	4°	-	-	-
12	-	-	-	11°	10°	9°	7°	6°	-	-	-
11	-	-	-	14°	12°	11°	9°	8°	6°	-	-
10	-	-	-	-	16°	14°	12°	11°	9°	7°	-
9	-	-	-	-	-	18°	16°	14°	12°	10°	-
8	-	-	-	-	-	25°	23°	20°	18°	15°	13°
7,5	-	-	-	-	-	30°	27°	27°	22°	19°	16°

Dimensionamiento del álabe

Existen dos métodos para dimensionar el álabe de una turbina Pelton, uno de ellos el dimensionamiento es según su diámetro de paso PCD y el otro es según el diámetro de chorro.

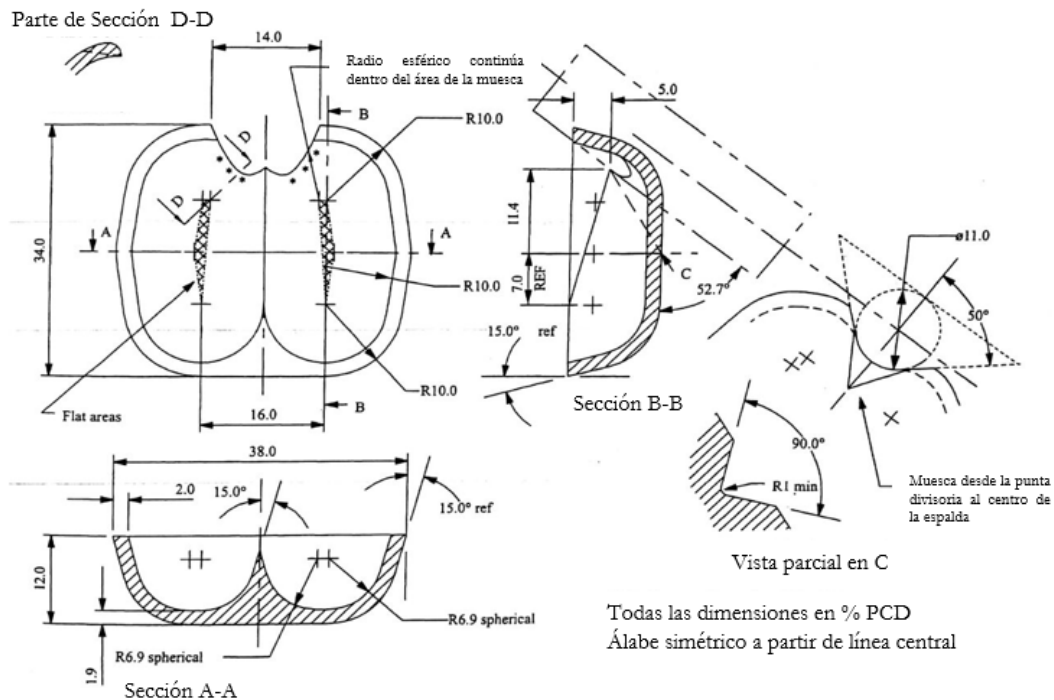


Figura 3.5: Dimensionamiento del álabe según el diámetro de paso PCD. Fuente: (Thake, 2000, pág. 33)

En la **Figura 3.5** se muestra el dimensionamiento del álabe según el diámetro de paso PCD planteado por Jeremy-Thake (2000), el cual se basa en formas geométricas y patrones simples que pueden ser dibujados con facilidad. En este diseño todas las medidas de las partes son dadas en porcentaje del tamaño del PCD, el cual depende del número de revoluciones de la turbina y del salto neto como se puede observar en la ec. (3.8). Se puede observar que tanto en la espalda del álabe como en su parte superior, posee una zona plana; esto le permite, según el autor, facilidad para ser sostenida a la hora del mecanizado. Las cucharas son simétricas, y en medio de cada una hay un área plana la cual se muestra achurado en la **Figura 3.5**. A partir de esta sección plana, los lados de la cuchara crecen alrededor de un radio y luego continúan con una pendiente con un ángulo de 15° . Fuera de estos detalles, el espesor de pared se mantiene constante en todas las secciones. La muesca se forma trazando un borde redondeado desde la punta divisoria del álabe.

Thake agrega que el diseño del vástago del álabe no se muestra en la **Figura 3.5**, debido a que éste depende directamente de la forma en que los álabes se fijan al eje del rodete. Sin embargo muestra el diseño básico del vástago utilizado para atornillar o sujetar el álabe al eje del rodete en la **Figura 3.6**.

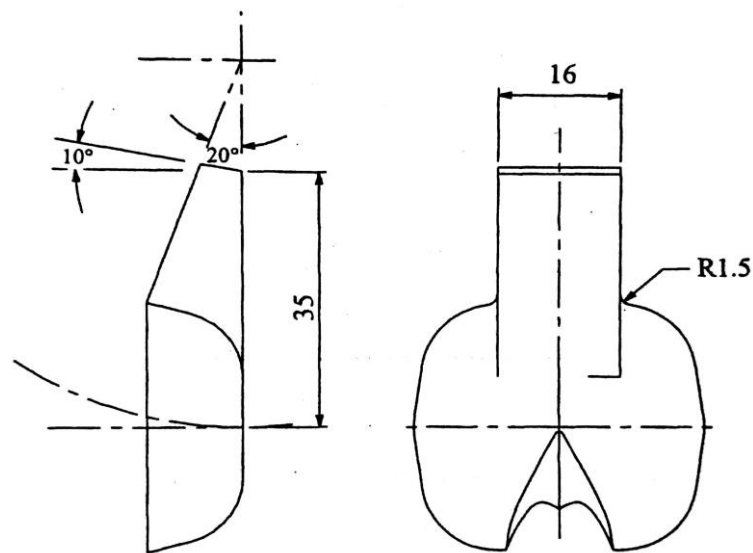


Figura 3.6: Dimensiones en %PCD (Thake, 2000, pág. 34)

El segundo método basa las dimensiones del álabe en el diámetro de chorro. En la **Figura 3.7** se presentan las principales dimensiones de un álabe Pelton en función del diámetro de chorro, cuyos valores se muestran en el **Cuadro 3.1**. Se presenta además, en la **Figura 3.8**, un método gráfico brindado por Carlos-Hernández & Enrique-Indacochea (1988) para trazar el contorno del álabe a partir de construcciones circulares y elípticas.

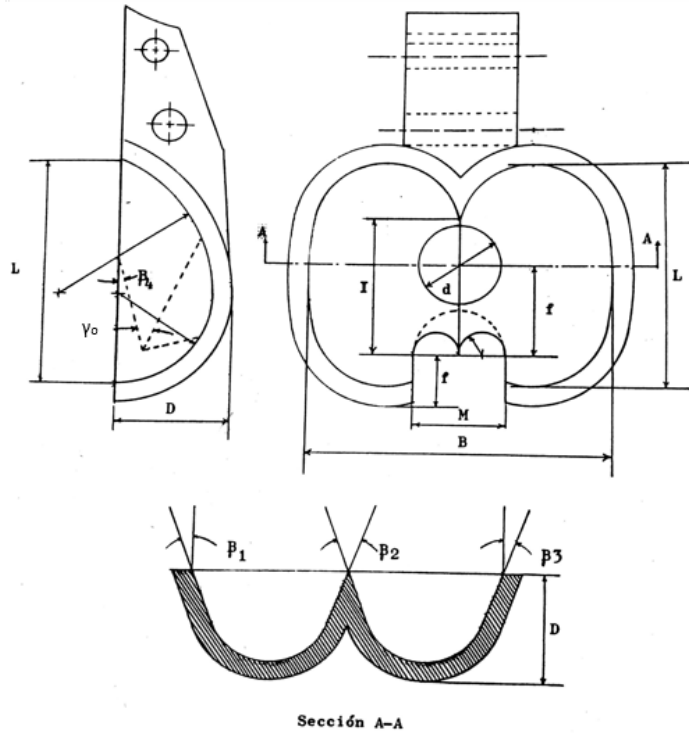


Figura 3.7: Dimensionamiento del álabé según el diámetro de paso. (Siles & Solís, 1991, pág. 31)

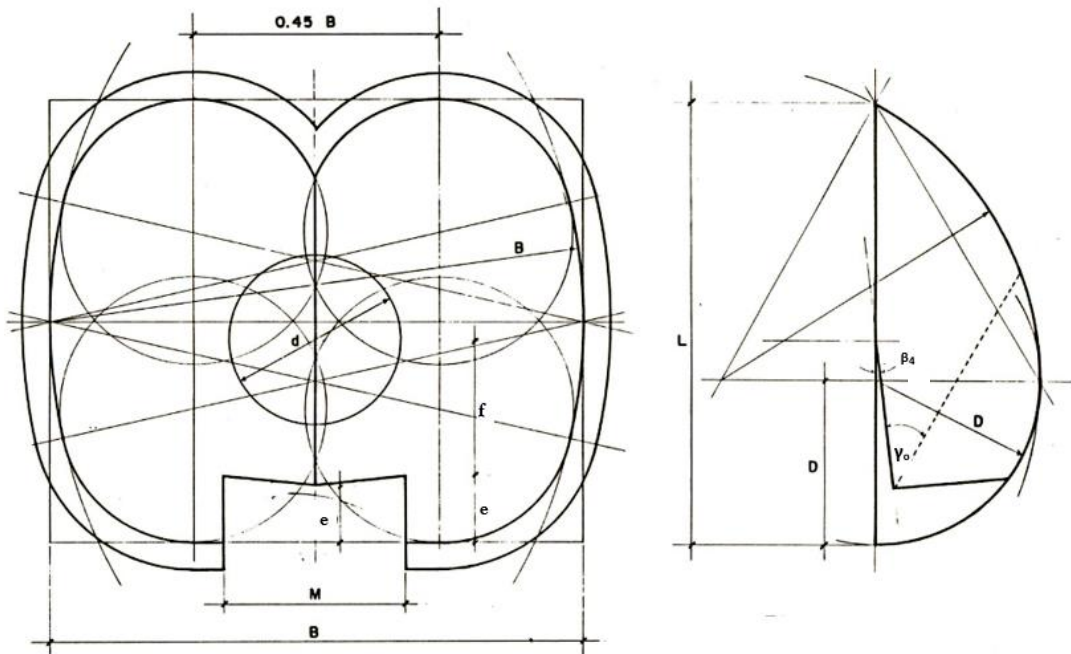


Figura 3.8: Trazo del contorno del álabé. (Hernandez & Indacochea, 1988, pág. 26.2)

Cuadro 3.4: Dimensiones de las cucharas Pelton en función del diámetro de chorro. (Hernandez & Indacochea, 1988, pág. 21)

B	L	D	f	M	E	B₁	B₂	l	B₃	B₄
2,5d	2,5d	0,85d	0,8d	1,0d	0,3d	10°	4°	1,6d	2°	0°
a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
4,0d	3,5d	1,3d	1,2d	1,2d	0,6d	30°	20°	1,7d	5°	20°

3.3 Análisis mecánico del rodete Pelton

Una vez definida la geometría del álabe, la cantidad de álabes, el diámetro de paso del rodete y el material del mismo, se debe determinar el tipo de sujeción que tendrán los álabes. Existen tres posibles formas de sostener los álabes al rodete: por medio de tornillos de sujeción, por medio de soldadura o realizando todo el rodete en una sola fundición. Cada una de estas tiene sus respectivas ventajas y desventajas; sin embargo, la selección del método se basa generalmente en la facilidad y el método de manufactura asociado a los distintos componentes. Cabe resaltar, que en cualquiera de los casos, si el rodete llegara a fallar será en su vástago (o en la sección de soldadura en caso de utilizar este método) como lo apunta Jeremy-Thake (2000), debido a que es en esta sección en donde se presentan las mayores concentraciones de esfuerzos dada la reacción del chorro del fluido.

Según este mismo autor, experto en el diseño de pico turbinas tipo Pelton, hay dos cargas que ameritan ser verificadas: la correspondiente a la fuerza centrífuga (normalmente calculada en condición de embalamiento) y el momento flector generado a partir de la fuerza del impacto del agua. Esta última es una carga cíclica por lo que genera mucha fatiga en los álabes. Cada ciclo depende de la cantidad de chorros que impactan un mismo álabe en una revolución, por lo que, las velocidades de rotación con las que se trabajan normalmente las turbinas, provocan que se llegue a la condición de fatiga muy rápidamente. Cabe resaltar que ninguna de las cargas planteadas anteriormente dependen del tamaño del rodete; sino que, únicamente dependen del material y la cabeza neta con que se trabaje.

En las siguientes secciones se presentan las características y el proceso de análisis de esfuerzos para las dos tipos de cargas mencionadas.

Esfuerzos estáticos formados por la fuerza centrífuga

Los esfuerzos provocados por la fuerza centrífuga a la que se ven sometidos los álabes en el rodete, depende de la velocidad de giro crítica y a la geometría y masa de los álabes. Según Jeremy-Thake (2000), la condición crítica se lleva a cabo en el punto de embalamiento; el cual, suele darse a una velocidad de 1,8 veces la velocidad rotacional óptima de operación. Dicha condición, también conocido como desboque de la turbina, sucede en el escenario en el que se remueven las cargas eléctricas que le demandan energía al generador, provocando que la turbina aumente su rotación hasta en un 80%. La forma de regular este fenómeno es utilizando un divisor de carga, ya sea eléctrico (envía la energía eléctrica excedente a disipadores de energía u otras cargas) o mediante un controlador de carga mecánico, el cual se encarga de regular (o incluso detener) el caudal de entrada a la turbina, de manera proporcional a las cargas eléctricas.

Generalmente si una turbina llega a entrar en condición de desboque, es de esperarse que genere daños graves en el rodete de la turbina hasta incluso poder llegar a destruirla. De igual manera, los rodamientos y los elementos del sistema de transmisión de potencia son llevados a condiciones fuera de sus rangos de diseño. Es por esto, que todo diseño de una turbina hidroeléctrica, debe tener algún sistema de control de carga para evitar estas condiciones de riesgo.

La fuerza centrífuga en el álabe, se calcula bajo la suposición de trabajar en condición de desboque, con el fin de asegurar la resistencia del material en caso de que sucediera el embalamiento. De tal forma, la fuerza centrífuga es proporcional a la masa del álabe, la ubicación de su centro de masa y la velocidad rotacional, según se muestra a continuación:

$$F_{cent} = m_a \cdot R_{CM}(1,8 \cdot w)^2 \quad (3.23)$$

En donde:

F_{cent} = Fuerza centrífuga en el álabe bajo condición de desboque (N)

m_a = Masa del álabe (kg)

R_{CM} = Distancia del centro del rodete hasta el centro de masa del álabe (m)

w = Velocidad rotacional del rodete (rad/s)

Muchas veces se desconoce la masa exacta del álabe, así que se puede sustituir la masa del mismo, por el producto de la densidad del material utilizado y el volumen del álabe. Una vez conocida la fuerza centrífuga que experimentará el álabe en condición de desboque, es posible calcular el esfuerzo a la cual éste se verá sometido. Para esto se debe analizar cuál es la sección crítica del álabe, según el tipo de acople que tenga con el

rodete. En el caso de un acople por medio de tornillos de sujeción, normalmente el punto crítico se encontrará en la sección con menor área del plano transversal a la fuerza; la cual corresponde al área ubicada sobre el centro del tornillo de mayor diámetro. Una vez analizado el valor de ésta área, se procede a realizar el cálculo del esfuerzo a tensión al cual estará sometido el álabe, mediante la siguiente relación.

$$\sigma_T = \frac{F_{cent}}{A_T} \quad (3.24)$$

En donde:

σ_T = Esfuerzo a tensión en el área crítica del álabe, en condición de desboque (Pa)

A_T = Área mínima y crítica, transversal a la F_{cent} (m^2)

Obtenido el valor del esfuerzo a tensión crítico, se procede a compararlo con el esfuerzo de fluencia del material utilizado en la fabricación de los álabes. En este caso el esfuerzo de fluencia debe ser mayor al de tensión (considerando un factor de seguridad prudente), con el fin de asegurar que el material no sufra deformación plástica ni llegue a fallar.

Esfuerzos fluctuantes formados por el momento flector

La principal causa de fallas en las turbinas es por fatiga, la cual es generada por la fuerza proveniente del impacto del chorro de agua en el rodete. Cada vez que un álabe es incidido por el agua, provoca una carga y descarga de esfuerzos en el álabe, por lo cual cada impacto se analiza como un ciclo independiente. Debido a que esto ocurre al menos una vez por rotación, la cantidad de ciclos trabajados llega a tener valores considerablemente altos en un período de tiempo relativamente corto. Esta cantidad de ciclos aumenta de forma lineal al número de inyectores con los cuales se diseña el sistema.

Por los motivos planteados, es indispensable realizar un detallado análisis de los esfuerzos a los cuales se someterá el álabe en su condición de operación. Inicialmente se debe determinar la fuerza sometida por el agua, para esto se deben considerar las condiciones de sitio a las cuales va a trabajar la turbina, así como ciertos factores constructivos.

$$F_{ch} = \rho_a \cdot Q_{ch} \cdot C_V \sqrt{2gH_n} \cdot (1 - x)^2 \cdot (1 + \zeta \cdot \cos \gamma) \quad (3.25)$$

En donde:

F_{ch} = Fuerza del chorro de agua sobre el álabe (N)

ρ_a = Densidad del agua (kg/m^3)

Q_{ch} = Caudal proveniente del inyector (m^3/s)

ζ = Factor de eficiencia del caudal en el álabe (adimensional)

γ = Ángulo de salida del fluido, en el álabe (°)

Jeremy-Thake (2000) recomienda, en su manual de pico turbinas Pelton, recomienda el uso de $\zeta = 0,95$, $\gamma = 15^\circ$, $x = 0,46$ y $C_V = 0,97$.

Al tener definida la fuerza con que impacta el fluido en los álaves, el esfuerzo alternante en el vástago del álabe, se puede determinar mediante el cociente del momento flector y el módulo de sección del vástago.

$$\sigma_A = \frac{M}{Z_s} = \frac{F_{iny} a_{iny}}{I/y_{m\acute{a}x}} \quad (3.26)$$

En donde:

σ_A = Esfuerzo alternante en el vástago del álabe (Pa)

M = Momento flector a causa de F_{iny} (Nm)

Z_s = Módulo de sección del vástago en el plano crítico (m^3)

a_{iny} = Distancia del momento flector, entre el centro del chorro y la sección crítica (m)

I = Momento de inercia del área crítica en el vástago (m^4)

$y_{m\acute{a}x}$ = Distancia máxima entre el eje neutro y el borde, de la vista transversal de la sección crítica (m)

De forma similar al esfuerzo de tensión, el esfuerzo alternante debe ser comparado con el esfuerzo último y de fluencia, del material utilizado en la construcción del rodete, para un análisis en el primer ciclo de operación. Sin embargo, al ser una carga de alto número de ciclos, se debe realizar el análisis basado en los criterios de fallas por fatiga. En la siguiente sección se detalla el método de cálculo.

Análisis de falla por fatiga

La fatiga es un modo de falla que se realiza a causa de cargas repetitivas, cíclicas y dinámicas. Es una falla repentina, no es estática y es muy difícil de predecir. Se origina por defectos en el material, grietas o algún tipo de concentrador de esfuerzos. El límite de resistencia a la fatiga del material depende de variables como el material, tipo de carga, la temperatura, la geometría de la pieza y a posibles concentradores de esfuerzo. El límite de resistencia a la fatiga es siempre menor al esfuerzo último de falla del material, pero no necesariamente menor a su esfuerzo de fluencia. Además, las fallas por fatiga no presentan evidencias de deformaciones notorias, puesto que es sin deformación plástica, similar al modo de falla de un material frágil (Shigley & Mischke, 2002).

El estudio del comportamiento de los materiales ante la fatiga se realiza mediante las pruebas a probetas cilíndricas que son sometidas a cargas de alto ciclaje. A partir de estos experimentos se caracterizan los materiales y se obtienen resultados sobre su resistencia a la fatiga. En la **Figura 3.9** se muestra un diagrama de resistencia a la fatiga en función del número de ciclos para un acero UNS G41300, en donde se muestra la resistencia del material en ambientes de bajo y alto ciclaje. Convencionalmente se considera a un material de vida infinita en ciclos mayores a 10^7 ciclos. En muchos casos se presenta el límite de resistencia a la fatiga como proporción al esfuerzo último de ruptura, según dimensión de este último (Shigley & Mischke, 2002).

Cuando las pruebas de resistencia a la fatiga no están disponibles, se utilizan los factores de Marín, los cuales establecen coeficientes que modifican el valor de la resistencia a la fatiga con el fin de obtener un valor más cercano a la realidad, basándose en parámetros como la superficie, el tamaño, la carga, la temperatura, la confianza y los efectos misceláneos. Cada uno de estos factores son cuantificados según sus respectivas ecuaciones o tablas.

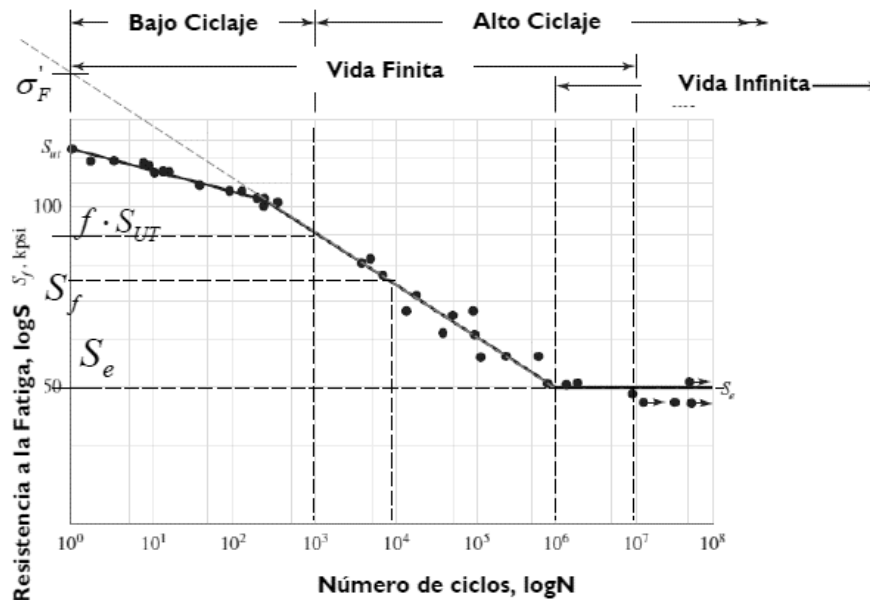


Figura 3.9 Diagrama de esfuerzo vs Número de ciclos. (Shigley & Mischke, 2002, pág. 274)

En el caso de las turbinas tipo Pelton, los esfuerzos se dividen en los esfuerzos estáticos y los esfuerzos fluctuantes. En donde los estáticos son los establecidos por la fuerza centrífuga, según se comentó en la sección 3.3.1 y los fluctuantes son debidos a la fuerza del chorro, de la **Sección 3.3.2**. Graficando estos esfuerzos en una relación de esfuerzo-tiempo, se obtiene un comportamiento similar al mostrado en la **Figura 3.10** en donde el

esfuerzo mínimo σ_{min} sería el correspondiente al de carga estática y el máximo $\sigma_{m\acute{a}x}$ corresponde al esfuerzo fluctuante debido al chorro en su punto máximo más el estático. A partir de estas relaciones se obtiene el esfuerzo medio σ_m y alternante σ_a , así como la razón de amplitud A y la razón de esfuerzo R. Todos los esfuerzos se trabajan en Pa o MPa (Shigley & Mischke, 2002).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.27)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (3.28)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (3.29)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (3.30)$$

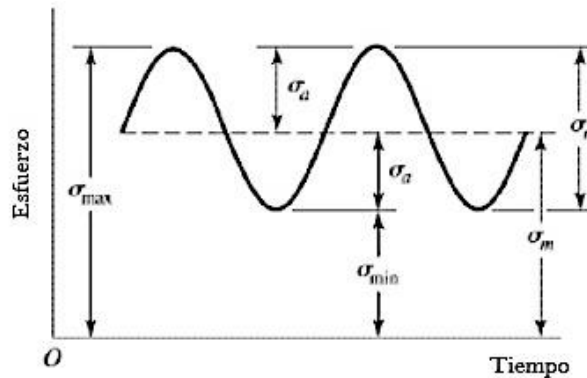


Figura 3.10 Diagrama de esfuerzo vs tiempo para cargas fluctuantes y estáticas. (Shigley & Mischke, 2002, pág. 301)

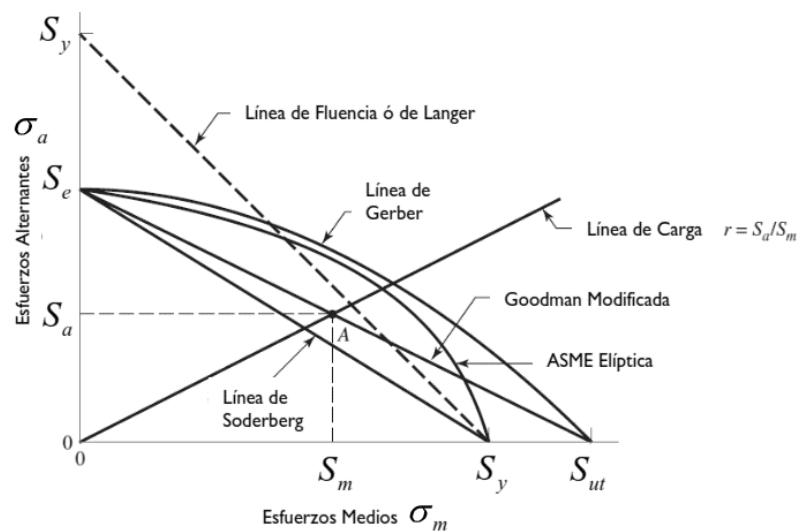


Figura 3.11 Diagrama y lugares geométricos de falla. (Shigley & Mischke, 2002, pág. 305)

Una vez establecidos los esfuerzos medios y alternantes, es posible utilizar un diseño basado en el diagrama y los lugares geométricos de falla. En la **Figura 3.11** se presenta el diagrama de esfuerzo alternante-medio, junto con las respectivas curvas de los distintos criterios de falla. Cada uno de estos criterios obedece a distintas consideraciones por lo que la selección del criterio se basa en la experiencia del diseñador, a partir de las características del material utilizado y la forma en que las cargas influyen en el sistema. En la **Figura 3.12** se muestran las distintas ecuaciones para cada uno de los criterios graficados anteriormente.

<p>Línea de Carga</p> $r = S_a/S_m.$	<p>Línea de Gerber</p> $\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$
<p>Línea de Soderberg</p> $\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	<p>Línea de ASME-Elíptica</p> $\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$
<p>Línea de Goodman Modificada</p> $\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$	<p>Línea de Langer (fluencia de un ciclo)</p> $S_a + S_m = S_y$

Figura 3.12 Ecuaciones de los criterios de falla por fatiga. (Shigley & Mischke, 2002, pág. 306)

En donde:

- S_a = Límite del esfuerzo alternante (Pa)
- S_m = Límite del esfuerzo medio (Pa)
- S_y = Límite del esfuerzo de fluencia (Pa)
- S_{ut} = Límite del esfuerzo último (Pa)
- S_e = Límite de vida infinita del esfuerzo de fatiga (Pa)

El signo y la magnitud de la razón de amplitud y la razón de esfuerzo sirven para determinar si realmente el rodete está sometido a cargas fluctuantes, por lo que se recomienda trabajar con las magnitudes de los esfuerzos Von Mises, los cuales contemplan la combinación de esfuerzos posibles, brindando las magnitudes totales de los esfuerzos, siempre en valores positivos. Los esfuerzos Von Mises para esfuerzos planos, se calculan mediante las siguientes relaciones.

$$\sigma_{aVM} = \sqrt{\sigma_{x_a}^2 + \sigma_{y_a}^2 - (\sigma_{x_a} \cdot \sigma_{y_a}) + 3\tau_{x_y_a}^2} \quad (3.31)$$

$$\sigma_{mVM} = \sqrt{\sigma_{x_m}^2 + \sigma_{y_m}^2 - (\sigma_{x_m} \cdot \sigma_{y_m}) + 3\tau_{x_y_m}^2} \quad (3.32)$$

En donde el sufijo “m” hace referencia a los componentes constantes o medios, el sufijo “a” a los componentes alternantes. Los sufijos “x” y “y” hacen referencia a la orientación por sus coordenadas. El símbolo “ τ ” hace referencia al esfuerzo cortante.

3.4 Diseño del inyector

Las turbinas Pelton son caracterizadas por utilizar inyectores con válvulas de aguja-vástago y deflectores, para lograr la regulación del flujo volumétrico del fluido que impacta al rodete. Sin embargo, en pequeñas instalaciones, por ejemplo, en las pico centrales hidroeléctricas, el costo de diseño y manufactura de estos inyectores es muy alto en comparación con la turbina. Es por esto que en estos ámbitos, suelen utilizarse inyectores directos, los cuales brindan una reducción del diámetro de la tubería, hasta el diámetro de boquilla establecido, mediante la geometría del inyector.

La geometría del inyector debe ser diseñada de manera tal, que genere la menor distorsión posible del chorro de agua en la salida. Al tratarse de una reducción de área transversal, en todos los diseños se genera un fenómeno llamado la “*vena contracta*”. En donde fluido converge durante toda su trayectoria a través del inyector y una vez que sale de éste, sigue convergiendo hasta llegar a un punto de área transversal mínima y velocidad máxima. En este punto, las líneas del contorno del chorro son prácticamente paralelas a su trayectoria por un corto periodo de tiempo. Luego de esto el chorro inicia a divergir gradualmente debido a la turbulencia interna del mismo y la fricción con el aire. No existe algún método exacto para estimar estos parámetros, sin embargo, investigaciones experimentales estiman que la “*vena contracta*” se encuentra a una distancia de un diámetro de boquilla posterior a la salida del inyector y que la divergencia del chorro se encuentra tan sólo a medio diámetro de boquilla posterior a la “*vena contracta*” (Thake, 2000).

Es muy importante que el inyector se ubique lo más cerca posible al rodete dado que la divergencia del chorro puede llegar a ser tan pronunciada que exceda el tamaño máximo recomendado para el que se diseñó el álabe. De no ser así, la eficiencia de la turbina se verá afectada; además, entre más distancia recorra el fluido entre el inyector y el rodete, mayores será la energía que se disipa producto a la fricción con el aire. El autor Jeremy Thake en su manual de turbinas Pelton (2000), establece ciertos criterios que afectan el ángulo de divergencia en el chorro. Thake menciona que entre mayor sea la cabeza neta, análogamente será mayor la divergencia del chorro. De igual manera, si la boquilla es muy afilada, implicará una mayor divergencia del chorro. Además de estos factores, también

contribuyen al problema si el caudal aguas arriba es muy turbulento o si hay interferencia entre chorros y salpicaduras del agua que sale de los álabes.

El diseño adecuado de la geometría del inyector, se refleja en su coeficiente de velocidad C_V , de modo que se establece un coeficiente de contracción C_C que lo afecta directamente. El coeficiente de contracción depende de la geometría del inyector. Thake presenta una serie de diseños y sus respectivos coeficientes de contracción, en la **Figura 3.13**. Además, establece un gráfico que brinda el tamaño del chorro en términos del porcentaje del diámetro de paso (o PCD por sus siglas en inglés). Esta gráfica, mostrada en la **Figura 3.14**, se establece para el caso en que la distancia entre la boquilla del inyector y el rodete sea de 50% PCD.

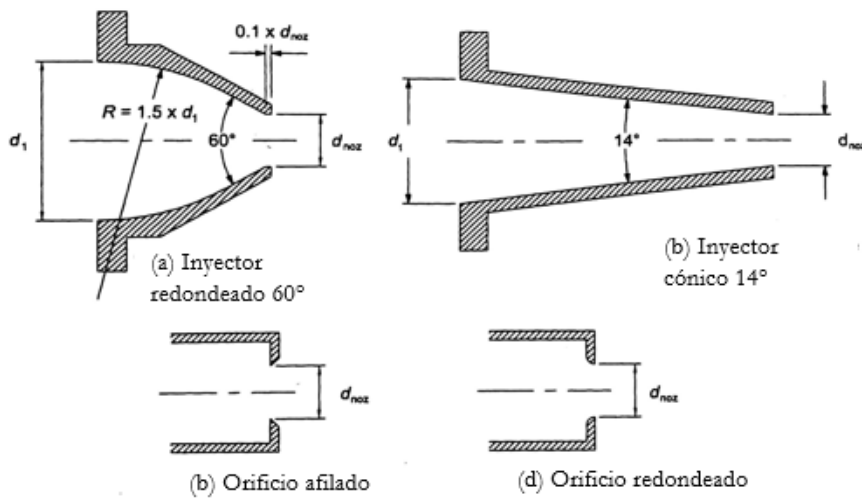


Figura 3.13: Tipos de inyectores. (Thake, 2000, pág. 12)

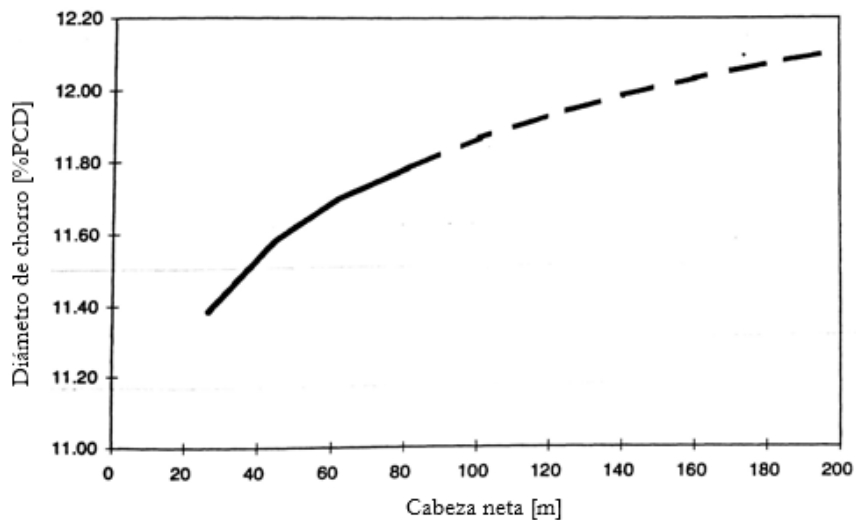


Figura 3.14 Divergencia aproximada del chorro para un chorro de 11%PCD. (Thake, 2000, pág. 14)

Una vez determinado el tipo y la geometría que tendrá el inyector y al conocer su coeficiente de contracción, es posible calcular el diámetro de chorro que tendrá realmente. Según se determinó anteriormente, el chorro diverge según avanza en el aire, por lo que presenta un diámetro constante; sin embargo, para efectos de cálculo y diseño, se determina el diámetro de chorro a partir del coeficiente de contracción.

$$d_{ch} = C_c \cdot d_b \quad (3.33)$$

En donde:

d_{ch} = Diámetro de chorro teórico (m)

d_b = Diámetro de boquilla definido por el inyector (m)

Jeremy-Thake (2000), en su manual presenta algunos valores del coeficiente de contracción (C_c) para los cuatro tipos de inyector presentados en la **Figura 3.13**. Para el inyector a) recomienda el uso de C_c de valores entre 0,83 y 0,85. Para el cónico b) valores de 0,98. Para el caso c) presentado, se estiman valores entre 0,61 y 0,69. Finalmente para el caso d) valores de C_c de 1 según Harvey y varios autores, en su manual de centrales de potencia hídrica a pequeña escala (Harvey, Brown, Hettiarachi, & Inversin, 1993).

3.5 Selección del generador eléctrico

Existe gran variedad de tipos de generadores eléctricos, cada uno con sus respectivas características y especificaciones según la aplicación. Para la aplicación de una pico turbina hidroeléctrica de las características descritas anteriormente, es recomendable utilizar un generador de tipo imanes permanentes; puesto que, éstos no necesitan que el eje de transmisión gire justamente a la velocidad síncrona, como es el caso en otros generadores de inducción. En los *generadores de imanes permanentes* (PMG por sus siglas en inglés), según la relación de torque y velocidad rotacional, se entregará la respectiva corriente y voltaje. Al ser una turbina destinada a instalarse en diversos escenarios, las condiciones de sitio serán distintas en cada sistema, por lo que la versatilidad de este tipo de generadores es óptima.

Según Halil y Erol, los PMG presentan un gran beneficio con respecto a los asincrónicos de jaula de ardilla y los generadores sincrónicos excitados por corriente, en términos de estabilidad, confianza y alta eficiencia. Además resaltan por su bajo costo y la alta durabilidad de la estructura del rotor y el estator. Principalmente estos generadores se clasifican en flujo axial y flujo radial, dependiendo de si el flujo viaja en dirección radial o axial con respecto al embobinado del generador. La relación potencia/masa, la cual se

define como la relación de la potencia nominal del generador entre la masa rotacional del mismo, es mayor en los equipos de flujo axial que en los de flujo radial, razón por la que son de mayor beneficio en aplicaciones de mediana velocidad rotacional (Halil & Erol, 2015).

La selección del generador para una pico turbina, determinará parámetros y condiciones de la energía eléctrica generada; principalmente, la velocidad de la turbina y el voltaje demandado para la aplicación son el punto de partida. Según se discutió en la sección 2.3 para sistemas aislados de alguna otra red eléctrica, normalmente son acoplados a un controlador de carga y un banco de baterías que almacena la energía eléctrica, para luego entregar a las respectivas cargas (de ser necesario, se utilizan inversores de carga de corriente directa hacia alterna). En estos casos, el generador debe tener la capacidad de entregar voltajes compatibles, con el voltaje nominal del banco de baterías especificado. El controlador de carga tiene la función de dirigir la energía generada hacia el banco de baterías mientras éstas se encuentren en la fase de carga; una vez que el sistema se cargue por completo, el controlador debe redirigir la potencia de carga hacia disipadores de energía que consuman este excedente generado. Si bien esta es la configuración usual de una central, hay ajustes que hacer a la medida de cada sistema.

3.6 Diseño de la carcasa Pelton

El diseño de las carcasas de las pico turbinas dependen de la geometría final del rodete y sus componentes, así como del generador y el método de acople que se utilice. Al ser el elemento que contiene a todos los sistemas, su geometría y dimensiones depende de todos ellos. Sin embargo, en casi todos los casos, la carcasa suele estar construida de láminas de acero soldadas, puesto que es la forma más simple y fácil de manufacturar. Como las turbinas tipo Pelton tienen una incidencia perpendicular al rodete, con respecto a la carcasa, su diseño es relativamente simple, en comparación con las turbinas Turgo por ejemplo, las cuales deben asegurar que el chorro incida en determinado ángulo. Generalmente se realiza el maquinado de las láminas independientes que conforme la carcasa, de forma que sea más fácil realizar los agujeros para los inyectores y el eje de transmisión. Hacerlo de esta manera, permite utilizar procesos de manufactura de alta precisión, como lo es el maquinado por CNC, asegurando un mejor acabado.

La soldadura de las placas es un proceso que se debe de realizar de la mejor manera, con el fin de asegurar que no existan fugas y que no se genere una deformación en las placas, debido a las altas temperaturas presentadas en la soldadura. Ante esto, es recomendable realizar la soldadura mediante pequeños cordones y alternando los puntos en donde se

realice, con fin de evitar esta concentración de temperatura. Además, inicialmente se debe únicamente soldar pequeños puntos en sus esquinas, para poder verificar la alineación de toda la turbina, y una vez corroborado, continuar con la totalidad de la soldadura.

El principal aspecto a considerar en la construcción de la carcasa, es la posible interferencia que ésta podría tener con el agua que salpica la turbina cuando el fluido sale de los álabes. Además de este aspecto, es importante calcular el volumen de desagüe que tenga la turbina, puesto que si se llegara a inundar podría darse la condición en que la turbina trabaje sumergida en el agua acumulada, lo cual afecta drásticamente su eficiencia. No existen métodos de alta precisión para diseñar bajo estos parámetros sino, que se encuentran recomendaciones basadas principalmente en la experiencia y en pruebas realizadas en prototipos.

En la **Figura 3.15** se muestran las dimensiones mínimas para carcasas de turbinas de eje vertical y horizontal. El espesor de las placas utilizadas para la construcción de la carcasa debe de calcularse a partir de los esfuerzos generados por el peso de la tubería acoplada y lo demás componentes que le impongan alguna carga; sin embargo, Thake recomienda utilizar grosores comerciales entre 2 mm y 3 mm para pequeños sistemas, menores a 50 kW, y utilizar grosores de entre 6 mm y 8 mm para pico turbinas entre 50 kW y 100 kW.

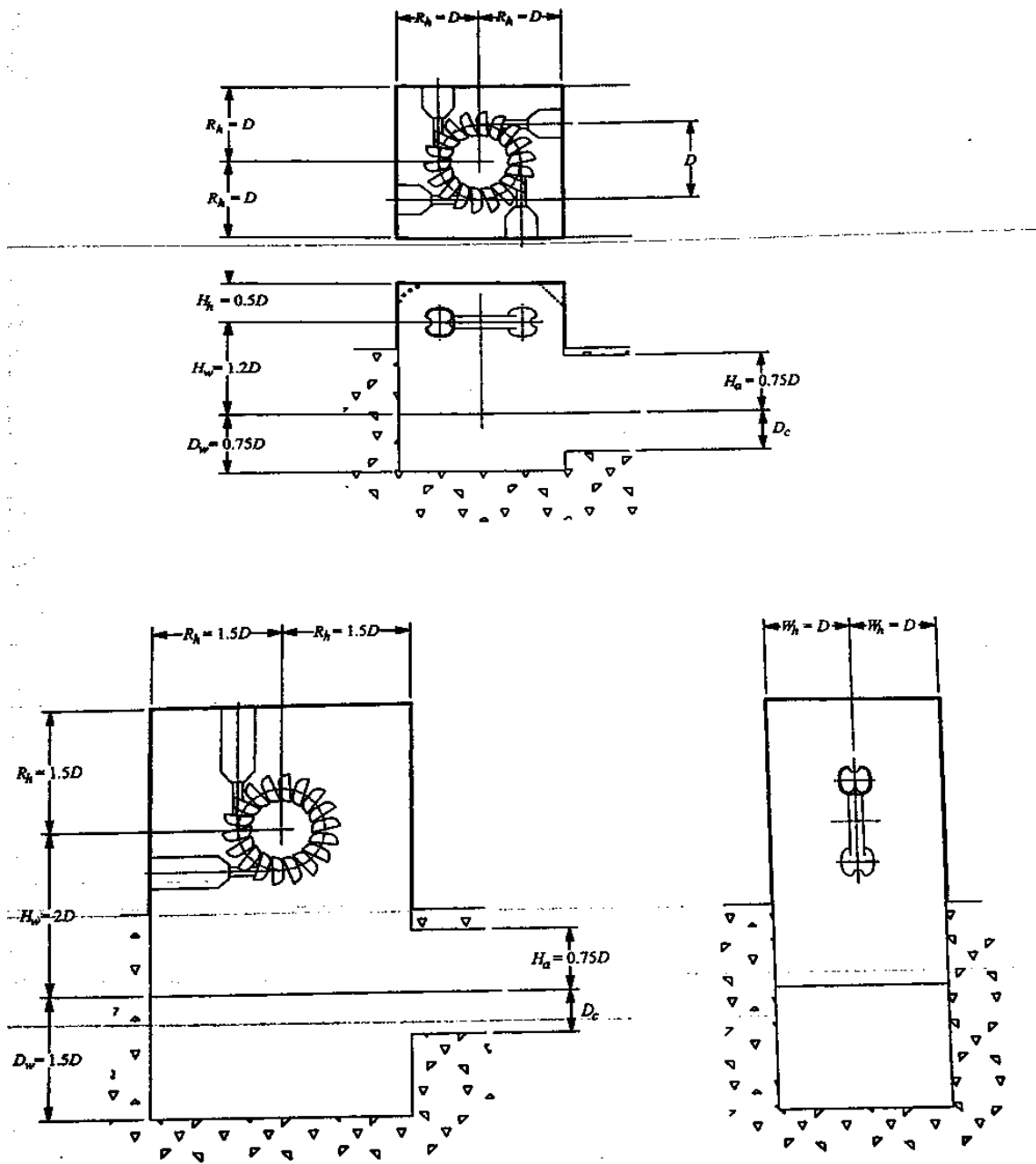


Figura 3.15 Dimensiones mínimas para las carcasas de turbinas de eje vertical y horizontal, respectivamente. (Thake, 2000, pág. 79)

3.7 Eje de transmisión

Dependiendo del tipo de sistema de transmisión diseñado, la geometría y características del eje de transmisión varían. Idealmente, en pico-turbinas hidroeléctricas, se busca un acople directo del rodete al eje del generador. Al hacer esto, se elimina la necesidad de un

sistema de transmisión de potencia de poleas o engranes, mejorando la eficiencia total del sistema, reduciendo el volumen y el costo. Sin embargo, se debe realizar los cálculos detallados para asegurar que la velocidad de giro y el torque sea la apropiada según la especificación del generador.

En caso de que no sea posible realizar un acople directo, hay que diseñar un sistema de transmisión que brinde la velocidad rotacional y par de torsión suficiente para el generador. Para pico turbinas hidroeléctricas, se acostumbran utilizar transmisión por medio de poleas y correas, debido a su bajo costo económico y la facilidad de mantenimiento e instalación. La tensión de las poleas, normalmente imponen la mayor carga sobre el eje acoplado a la turbina.

Para determinar los esfuerzos a los que se somete el eje de transmisión, inicialmente se deben calcular las fuerzas y momentos que influyan en el mismo. Generalmente estos se limitan a la fuerza ejercida por los chorros de agua, el peso del eje y el rodete, las reacciones en rodamientos y la tensión o las cargas del sistema de poleas o engranes. Todas estas fuerzas dependen del diseño específico de cada turbina, sin embargo, en todos los casos, el eje se verá sometido a la fuerza producida por el chorro de agua, descrita mediante la siguiente relación. (Thake, 2000)

$$F_{ch} = \frac{T}{n_{Iny} \cdot \frac{D_p}{2}} = \frac{2P}{n_{Iny} \cdot D_p \cdot w \cdot \eta_F} \quad (3.34)$$

En donde:

F_{ch} = Fuerza producto del chorro de agua (N)

T = Torque en el rodete, producido por el chorro de agua (N/m)

η_F = Proporción de la fuerza que produce torque útil (adimensional). Thake recomienda utilizar un valor de 0,95. (Thake, 2000)

El torque que producirán las fuerzas se obtiene por medio de la siguiente ecuación. (Thake, 2000)

$$T = F_{ch} \cdot i \cdot \frac{D_p}{2} \quad (3.35)$$

En donde:

F_{ch} = Fuerza producto del chorro de agua (N)

i = Número de boquillas

D_p = Diámetro de paso de la turbina (m) (PCD)

Las demás cargas deben ser consideradas según el diseño de cada turbina y su respectiva configuración. Se deben determinar las cargas estáticas y las cargas fluctuantes con el fin

de determinar cuál debe ser el material y el diámetro apropiado del eje, con el fin de asegurar la resistencia mecánica del mismo. El esfuerzo de flexión y el de torsión son los pertinentes a las cargas estáticas y se definen mediante las siguientes ecuaciones.

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d_{eje}^3} \quad (3.36)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_{eje}^3} \quad (3.37)$$

En donde:

σ_x = Esfuerzo de flexión (N/m²)

τ_{xy} = Esfuerzo de torsión (N/m²)

d_{eje} = Diámetro del eje (m)

En materiales dúctiles, se utilizan los esfuerzos von Mises, para sistemas bidimensionales, además del procedimiento de cálculo por medio del círculo de Mohr. Al desarrollar con respecto al diámetro del eje, se obtiene la relación mostrada en la siguiente ecuación.

$$d_{eje,min} = \left[\frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot \sigma_y} \cdot \sqrt{M^2 + \frac{3 \cdot T^2}{4}} \right]^{1/3} \quad (3.38)$$

En donde:

$d_{eje,min}$ = Diámetro mínimo del eje de transmisión (m)

FS = Factor de seguridad con respecto al esfuerzo de fluencia (adimensional)

σ_y = Esfuerzo de fluencia del material del eje de transmisión (N/m²)

Con respecto a las cargas fluctuantes, son las productoras de esfuerzos de flexión sobre el eje, debido a que ésta varía con respecto a la posición angular del rodete. Su fluctuación es similar a la presentada en la **Figura 3.10**, debido a la naturaleza y la orientación de las fuerzas que producen estos esfuerzos. Es por esto que se debe contemplar un diseño resistente a la fatiga, según el material del eje.

Por lo que se recomienda mantener los esfuerzos de flexión por debajo del límite de resistencia a la fatiga del material del eje, asegurando así, una vida infinita ante la fatiga.

$$d_{eje,min} = \left[\frac{32 \cdot M \cdot FS}{\pi \cdot S_e} \right]^{1/3} \quad (3.39)$$

Para asegurar un diseño seguro, se deben analizar ambos tipos de cargas y utilizar como diámetro mínimo, el valor menor de ambos análisis. Sin embargo, se recomienda

considerar utilizar valores de diámetros nominales que sean comunes de conseguir en el mercado, procurando así reducir las horas de maquinado que deba tener el material base. Jeremy Thake, en su manual (2000), recomienda corregir el esfuerzo límite de fatiga para vida infinita, debido a que las pruebas con las que se obtiene este valor, son realizadas con probetas de geometrías constantes y largos relativamente cortos. Thake propone reducir este factor entre un 20% y un 30%. Además, sugiere utilizar un valor de esfuerzo límite a la fatiga del 35% del esfuerzo último de ruptura, en caso de que no se tenga conocimiento alguno del límite de esfuerzo de fatiga para vida infinita. El autor recomienda utilizar factores seguridad entre 3 y 4, con el fin de garantizar resistencia ante situaciones de riesgo previsible en este tipo de máquina.

Sujeción del rodete al eje de transmisión

Existen diversas maneras de lograr sujetar el rodete al eje de transmisión apropiadamente, y la selección se basa principalmente en la experiencia y la facilidad del montaje. Thake en su manual (2000) comenta diversas maneras de realizar este acople, en la **Figura 3.16** se muestran esquemas representativos de los modelos sugeridos. Cada uno de los tipos tiene sus respectivas recomendaciones y su respectivo procedimiento de cálculo. Sin embargo, en todo diseño es indispensable considerar la facilidad del montaje y desmontaje del rodete, para la instalación en sitio y por los procedimientos de mantenimiento que requiera la turbina. Por la naturaleza de la máquina, la transmisión no recibe cargas de choque y los arranques y pares suelen ser muy suaves.

Un sistema muy popular en las pico turbinas, es el uso de cuñas paralela al eje, entre la manzana del rodete y el eje de transmisión, así como un tornillo de sujeción, según se muestra en el primer esquema de la **Figura 3.16**. Para esta configuración se debe considerar el esfuerzo cortante en la cuña, en la **Sección 2.5** de la **Figura 3.17** y el esfuerzo debido a la presión interna entre la cuña y el eje. Ambos esfuerzos se delimitan bajo las siguientes relaciones respectivamente, basándose en los parámetros definidos en la **Figura 3.17**.

$$\tau_C = \frac{F}{L \cdot b} = \frac{2 \cdot T}{L \cdot b \cdot d_{eje}} \quad (3.40)$$

$$\sigma_P = \frac{F}{L \cdot (h/2)} = \frac{4 \cdot T}{L \cdot h \cdot d_{eje}} \quad (3.41)$$

En donde:

τ_C = Esfuerzo cortante sobre la sección transversal de la cuña (N/m^2)

σ_p = Esfuerzo debido a la presión interna entre eje y cuña (N/m^2)

F = Fuerza que actúa sobre la cuña (N)

T = Torque en el eje de transmisión (Nm)

L = Longitud axial de la cuña (m)

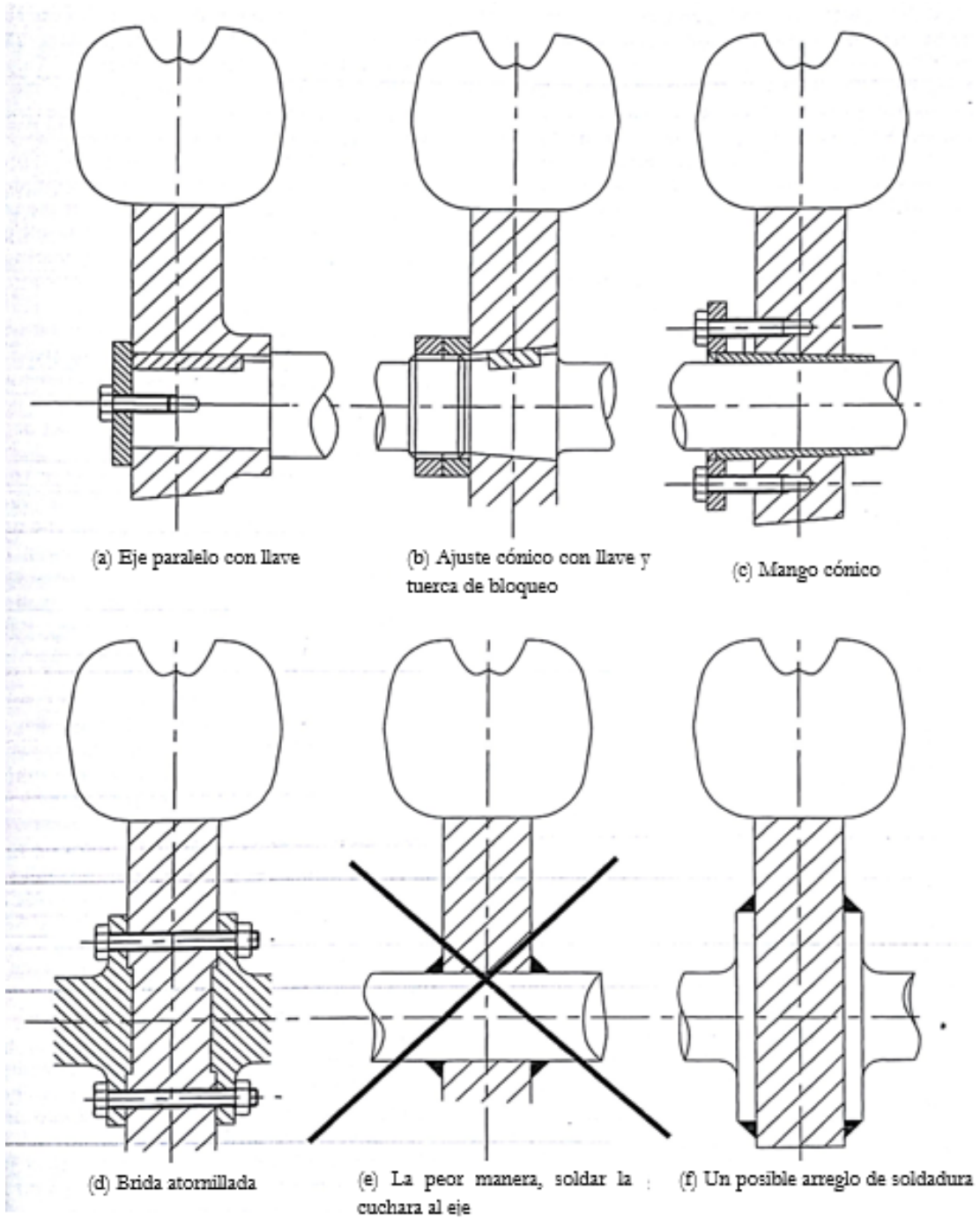


Figura 3.16 Tipos de sujeción del rodete al eje de transmisión. (Thake, 2000, pág. 69)

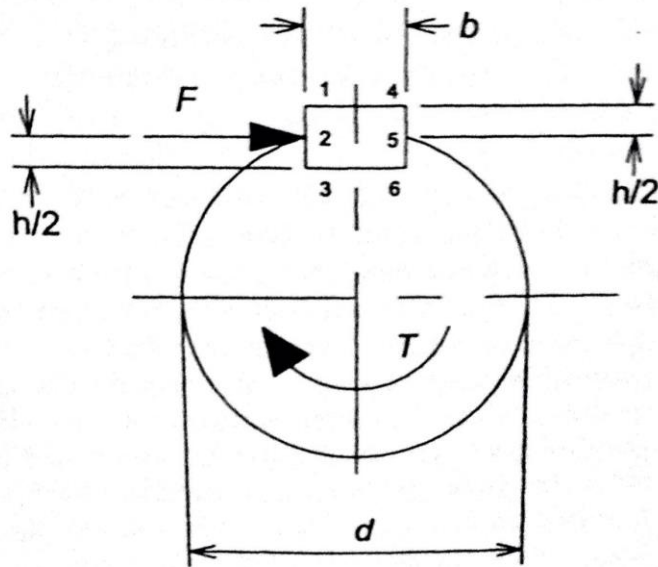


Figura 3.17 Fuerzas y parámetros definidos en una transmisión por cuña. (Thake, 2000, pág. 70)

Sello hidráulico

El sello hidráulico en las turbinas hidroeléctricas representa un rol fundamental en la funcionalidad y el mantenimiento de sus componentes. La zona alrededor del rodete, se encuentra en constante estado de rocío, debido al agua que salpica al salir de los álabes. Al ser un fenómeno tan turbulento, no hay una manera confiable de predecir la trayectoria del agua saliente del rodete, por lo que asegurar un sello confiable es la mejor manera de preservar los componentes fuera de la carcasa. Principalmente el sello busca proteger elementos como los rodamientos o el generador eléctrico, según la configuración de la pico turbina. Como la velocidad de giro en las turbinas Pelton es tan alta, los sellos de laberinto son los recomendados.

Estos consisten en delimitar la posible trayectoria del agua, por un espacio con una holgura muy reducida y en donde la fuerza centrífuga desplace el agua hacia afuera del eje. Se conforma de un parte rotativa acoplada al eje y su contraparte estática acoplada a la carcasa, en donde la holgura entre ambos debe ser menor al milímetro, como mínimo. Además del sello laberinto, es recomendable utilizar un sello de anillo (conocidos como O-ring) para asegurar el sello directamente entre el eje y la pieza rotativa del sello de laberinto. En los casos en que el rodete se acople directamente al eje del generador, Jeremy Thake (2000) recomienda dejar un pequeño espacio entre el generador y la carcasa, con el fin de que exista una entrada de aire que pueda expulsar a las partículas de agua que ingresen a la zona del sello de laberinto.

4. Diseño y construcción de una turbina Pelton para las condiciones establecidas

4.1 Parámetros de diseño

Según se comentó en la sección introductoria, los ámbitos de trabajo definidos para la turbina serán entre 10 m y 30 m de carga neta y caudales entre 1 L/s y 10 L/s; sin embargo, para concretar el diseño, es necesario definir una condición específica como punto de partida para el diseño. A partir de la asesoría técnica y la experiencia de la empresa consultora *Interdinámica Energía*, se seleccionan como condiciones de diseño 25 m de carga neta y 8 L/s de caudal.

Bajo estas condiciones y por medio de la ec.(3.1), se procede a calcular la potencia hidráulica. Para esto se debe calcular antes la eficiencia total del sistema mediante la ec.(3.2), considerando las siguientes eficiencias: generador 80%, turbina 75%, tubería y accesorios de distribución 95% cada uno; y por último, la eficiencia de transmisión considerada en 100% al tratarse de un acople directo. Se obtiene por tanto, una eficiencia total del 54% y una potencia hidráulica de 1062 W, valor cercano a los 1000 W propuestos inicialmente.

Utilizando la ec.(3.3) y un coeficiente de velocidad en el inyector de 0,97, según recomienda Jeremy-Thake (2000), se obtiene la velocidad del fluido en el inyector de 21,48 m/s. Esta velocidad permite determinar el número de chorros a utilizar y el diámetro de chorro que deberá generar el inyector con el fin de lograr entregar el caudal definido. Mediante la ec.(3.5) y utilizando 2 chorros por conveniencia geométrica y factibilidad constructiva en las dimensiones finales del álabe, se obtiene un diámetro de chorro de 15,4mm.

En la **Sección 4.5** se detallaran los criterios de selección del generador eléctrico a utilizar, sin embargo, la velocidad angular a la que este deberá girar es de 1500 rpm. A partir de este dato, y con altura neta de diseño de 25 m y el coeficiente de velocidad de rotación, se determina el diámetro de paso que deberá tener el rodete, el cual se despeja de la ec.(3.6), obteniendo un valor (PCD) de 0,121 m.

4.2 Diseño del rodete Pelton

Una vez definido el diámetro de paso del rodete, es necesario determinar la cantidad de álabes a lo largo del perímetro del rodete Pelton. Para esto, tal y como se estableció en la

Sección 3.2, es necesario calcular el ángulo de separación entre los álabes, a partir de las ec.(3.18) y (3.19). Como se puede observar en estas ecuaciones, para conocer todos los valores, se debe de calcular primero el diámetro en la punta del arista “ r_o ” definido geométricamente (ver **Figura 3.3**) como el diámetro de paso más el diámetro del chorro, dando como resultado un valor de $D_o = 0.148$ m; además de la velocidad tangencial del rodete en la punta del arista, la cual da un valor de 11,6 m/s. Combinando estos valores se obtiene un ángulo de separación entre álabes de $\theta = 23,4^\circ$ y una separación de la trayectoria del álabe en posible contacto con el chorro de $2\delta = 49,2^\circ$.

Mediante el análisis presentado y los valores obtenidos, es posible calcular y seleccionar el número de álabes a utilizar, de forma tal que se asegure que el chorro siempre incida en tres álabes simultáneos como máximo y que la totalidad de la energía hidráulica del chorro sea absorbida por el impacto con los álabes. Mediante la ec.(3.20), se obtienen 19,23 álabes como valor mínimo, valor que se encuentra en el ámbito recomendado por Thake (18 y 22 álabes). Utilizando la tabla presentada en el **Cuadro 3.1**, con un valor de relación D_p/d_{ch} de 8.6, se obtiene que el número de álabes debe ser entre 18 y 22 álabes. A partir de esto se selecciona un número de 20 álabes para el rodete.

4.3 Diseño de los álabes

El diseño de los álabes debe satisfacer tanto los requerimientos del sistema como de eficiencia, es decir deben estar diseñados de manera tal, que aseguren que el fluido hará un recorrido total por uno de ellos y que se mantenga en contacto con al menos dos más, además que durante su ciclo de trabajo alcancen una eficiencia previamente determinada.

Luego del número de álabes, se define el ángulo de talonamiento, la dirección resultante y con ello se puede acotar la geometría de la cuchara.

La dirección u orientación de los álabes se define con base en un análisis de la trayectoria que realiza el chorro de agua, tal como lo indica Carlos-Hernández & Enrique-Indacochea (1988), para esto se calculó el diámetro del círculo tangencial a la línea de arista con la ec.(3.21), obteniendo un resultado de 0,055 m, y el diámetro del círculo tangente a la línea de borde con la ec.(3.22) para la cual se obtuvo un resultado de 0,0272 m, una vez se obtuvieron estos valores, mediante el programa *SolidWorks(R)*, se sigue el procedimiento descrito en la **Sección 3.2** y con el valor del diámetro de paso se obtiene la orientación del álabe.

El ángulo de talonamiento, se define según Carlos-Hernández & Enrique-Indacochea (1988) como: «*el formado por la arista de la cuchara y la parte posterior de ésta misma*»

cuchara». Este se elige a partir del número de álabes y la relación del diámetro de paso entre el diámetro de chorro de agua, utilizando la información brindada por el **Cuadro 3.2** y con los resultados anteriormente obtenidos (número de álabes: 20, relación del diámetro de paso entre el diámetro de chorro de agua: 8.6) se obtiene un ángulo de talonamiento de 32°.

Para el dimensionamiento del álabe, se utiliza el método basado en el diámetro de chorro presentado en la **Sección 3.2**. A partir de las dimensiones presentadas en el **Cuadro 3.4** y con un valor de diámetro de chorro de $d = 15,1$ mm (valor aplicando el coeficiente de contracción, ver **Sección 4.4**), se obtienen los siguientes valores para las dimensiones mostradas en las **Figuras 3.7** y **3.8**: $B = 46$ mm, $L = 38,9$ mm, $D = 12,4$ mm, $M = 15,1$ mm, $\beta_1 = 15^\circ$, $\beta_2 = 15^\circ$ y $\beta_4 = 15^\circ$.

Con estos resultados se procede a realizar el modelamiento del álabe en el programa *SOLIDWORKS*, software de diseño CAD en 3D, obteniendo finalmente el modelo presentado en la **Figura 4.1**. En el **Anexo 1** se detalla más a fondo el modelamiento del álabe en el software.

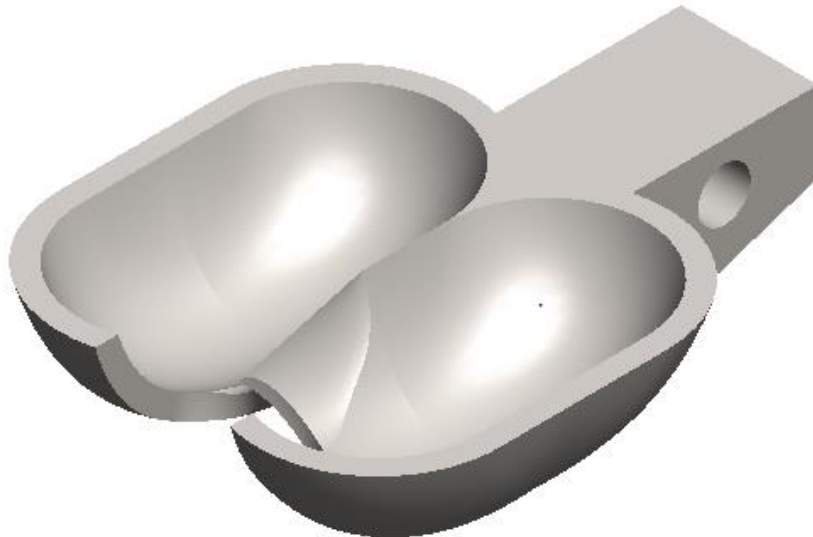


Figura 4.1: Álabe modelado por medio de SolidWorks®. Fuente: Autores.

Una vez modelado el álabe se genera, a partir del mismo programa, los planos respectivos en donde se detallan las dimensiones y ángulos críticos del álabe.

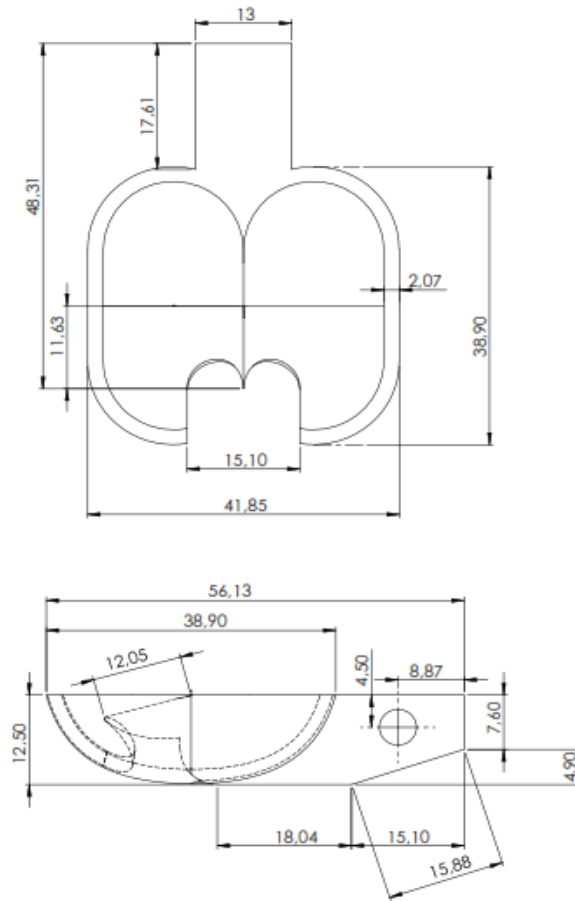


Figura 4.2: Plano con dimensiones del álabe. Fuente: Autores

Luego de obtener el diseño de los álabes, se procede a diseñar el disco encargado de unir y acoplar todos los álabes entre sí. Su diámetro va a depender de los mismos álabes luego de ser acoplados como se muestran en la **Figura 4.3**. Se resalta además en celeste el disco acoplador.

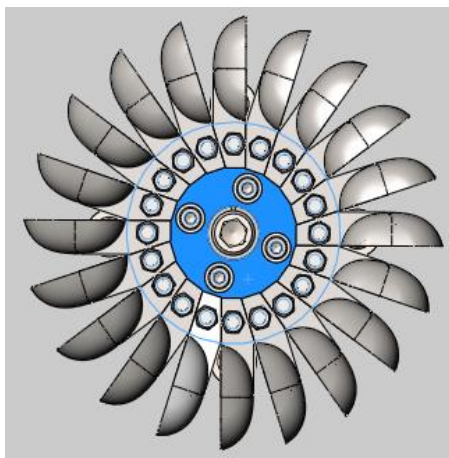


Figura 4.3: Álabes sujetos al disco del rodete. Fuente: Autores.

A partir de esto, se obtiene un diámetro del disco de 82,12 mm. En el **Anexo 2** se muestran los planos de taller correspondientes a este disco.

4.4 Diseño del inyector

Como se dijo en la **Sección 3.4**, la geometría del inyector debe ser diseñada de manera tal que genere la menor distorsión posible del chorro de agua, esto se logra con un diseño adecuado de la geometría del inyector. Para esto, se diseña un inyector cónico de 14° como el de la **Figura 3.13**, cuyo coeficiente de contracción es de 0,98.

El diámetro de boquilla con el cual se diseña el inyector es de 15,4 mm y en su otro extremo posee un acople roscado de NPT 1 $\frac{1}{2}$ " para que luego pueda ser conectado fácilmente por medio de un conector hembra a la afluyente de agua.

Conociendo el coeficiente de contracción, se puede determinar el diámetro de chorro teórico a partir del diámetro de boquilla por medio de la ec.(3.31), dando como resultado un diámetro de chorro de 15,1 mm en su punto de mayor contracción, donde se produce el fenómeno "vena contracta", comentado en la **Sección 3.4**. En la **Anexo 2** se muestra el plano de taller del inyector propuesto con sus principales medidas.

4.5 Diseño de los elementos de transmisión de potencia

El elemento que transmiten potencia a la pico-turbina mediante un acople directo al rodete es el eje del generador. Según lo descrito en el **Sección 3.3**, para un correcto y eficiente diseño del acople de los elementos de transmisión de potencia, se deben considerar los esfuerzos y momentos que se producen en el uso continuo de la máquina. Además de brindar la información sobre las cargas que es capaz de llevar el sistema, este estudio permite definir un diámetro del acople del rodete al generador capaz de soportar las cargas a las cuales se verá expuesto. Este valor debe ser comparado con el eje del generador seleccionado, tanto en geometría como en propiedades mecánicas.

Primero se calcula la fuerza que ejercen los chorros de agua al rodete utilizando la ec. (3.32) obteniendo un valor de 96,1 N. Con este dato y conociendo el largo del eje del rodete que se encuentra en voladizo, en nuestro caso 0,08 m, se obtiene que el eje experimenta un momento de 10,9 Nm. Finalmente el torque transmitido se puede obtener a partir de la ec.(3.33), dando un resultado de 11,6 Nm.

Para el esfuerzo de flexión se emplea la ec. (3.34), en donde se ven involucrados el momento y el diámetro del eje, esto da como resultado 13,8 Mpa. El esfuerzo de torsión

se calcula por medio de la ec. (3.35), obteniendo un valor de 7,4 MPa. El esfuerzo de Von Misses da como resultado un valor de 6.95 MPa.

Según se comentó en la **Sección 3.5**, los generadores de imanes permanentes tienen la ventaja de que no están obligados a girar a la velocidad síncrona para poder entregar la energía eléctrica en su salida; en lugar de esto, entregan la potencia generada con su respectiva relación voltaje/corriente a partir de la relación velocidad/torque. El generador seleccionado (mod. ME1112) de alto voltaje y se ajusta al dimensionamiento planteado. En modo trifásico, requiere una velocidad nominal de 1500 rpm, puede entregar potencias de hasta 2000 W en un ámbito de voltajes entre 160 V y 280 V.

Como la pico turbina diseñada presenta un diámetro de paso constante, el valor que determina la velocidad rotacional a la cual gira el eje del generador, es directamente proporcional a la carga neta a la que se somete la turbina, esto por medio de la ec. (3.6). El dimensionamiento del rodete (su diámetro de paso) se basa en obtener una velocidad rotacional de 1500 rpm con una carga neta de 25 m según lo definido en la **Sección 4.1**.

En relación con la potencia de entrega, será en función del caudal y la carga neta, descritos en la ec. (3.1); sin embargo, el fabricante no presenta las curvas de comportamiento del generador que relacionen el voltaje de entrega en función de la velocidad de giro, por lo que se deben hacer mediciones en sitio para determinar el voltaje correspondiente a la potencia efectiva.

4.6 Diseño de la carcasa

Como se vio en la **Sección 3.6**, el diseño de la carcasa depende de la geometría final del rodete y sus componentes; no obstante, suele estar construida con láminas de acero soldadas o fundiciones hierro. Según la **Figura 3.15** y considerando un diámetro de paso de 0,121 m (letra D en la figura), se obtienen las dimensiones mínimas a utilizar en una carcasa de turbina de eje vertical: $R_h = 0,1815$ m, $H_w = 0,242$ m, $D_w = 0,1815$ mm, $H_a = 0,09$ m y $W_h = 0,121$ m.

A partir de estas medidas se procede a realizar el diseño de cada una de las láminas que configuran la estructura de la carcasa, las cuales son unidas mediante soldadura formando un cajón que encierre el rodete y evite que el agua salpique fuera de la misma y llegue a dañar el generador. En el **Anexo 2** se observan los planos de taller de cada una de las láminas que configuran la carcasa de la turbina.

Tal y como se menciona en la **Sección 3.3**, “una de las principales causas de falla en las turbinas es la fatiga, la cual es generada por la fuerza proveniente del impacto del chorro

de agua. Cada vez que un álabe es incidido por el agua, provoca una carga y descarga de esfuerzos en el álabe, por lo cual cada impacto se analiza como un ciclo independiente.” Para evitar esto, en un inicio se planteó colocar los inyectores perpendicularmente entre sí, ver **Figura 4.4**, de manera que cuando un álabe sufre el impacto del primer chorro, inmediatamente después sea impactado por el segundo chorro. Con esto se busca que al chocar con el segundo chorro, el álabe no haya descargado por completo los esfuerzos del primer impacto, generando un segundo esfuerzo de menor impacto en el álabe. De esta forma un ciclo de carga y descarga estaría delimitado por una revolución del rodete, logrando reducir los ciclos de fatiga ya que el nuevo ciclo iniciaría una vez que el álabe haya concluido una revolución completa.

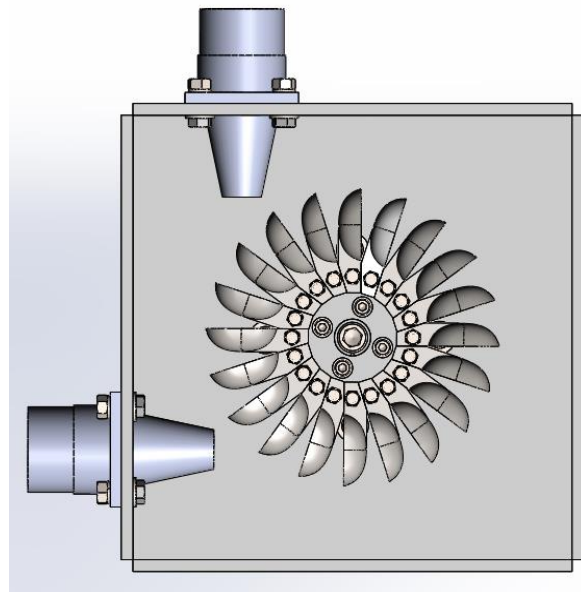


Figura 4.4: Posición perpendicular de los inyectores. (Fuente: Autores).

No obstante, al fabricar los álabes en acero inoxidable, material de vida infinita, el esfuerzo de fatiga que sufren los álabes deja de ser significativo. Debido a esto se colocan los inyectores en paralelo en caras opuestas, tal y como se muestra en la **Figura 4.5**. Con esta nueva configuración, al estar los chorros en sentido opuesto y paralelamente, la sumatoria de las fuerzas de ambos chorros se cancelarían reduciendo los esfuerzos en el eje y en los rodamientos del generador, los cuales llegarán a dañarse antes de que la turbina falle por fatiga. Bajo esta configuración, el ciclo real de carga se completará dos veces en una revolución, puesto que el esfuerzo que sufre el álabe se carga y descarga cada media revolución, antes de ser nuevamente impactado por el chorro contrario.

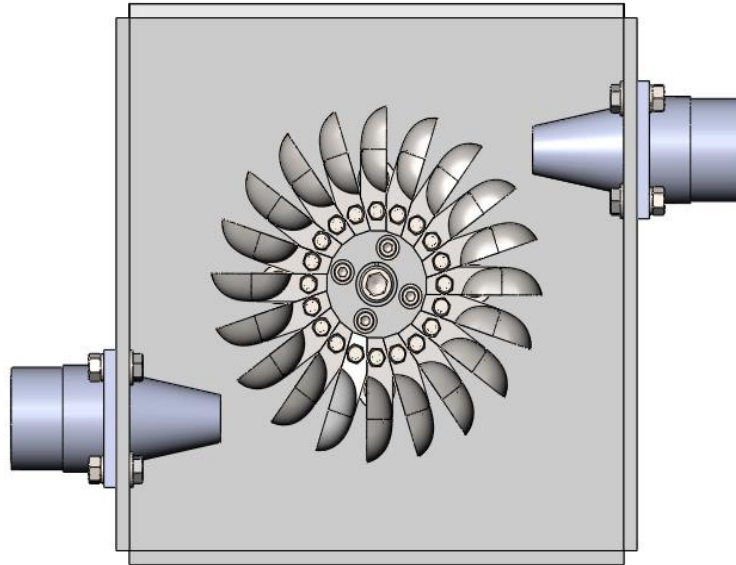


Figura 4.5: Posicionamiento paralelo de los inyectores. (Fuente: Autores).

Llegado a este punto, ya se cuentan con el diseño de todos los elementos de la turbina, con lo que se procedería al proceso de construcción. En la **Figura 4.6** se muestra un modelo en 3D con el diseño final de la turbina.

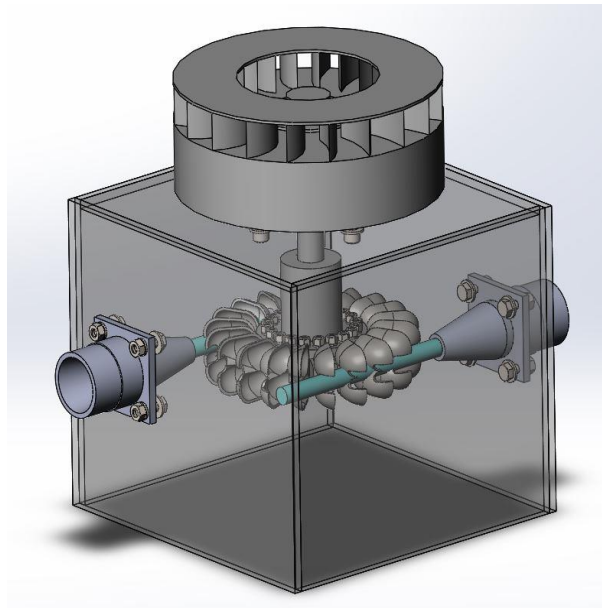


Figura 4.6: Modelo en 3D final del diseño de la pico turbina

4.7 Construcción de los álabes, disco del rodete y ensamblaje

Para la construcción de los álabes, se empieza por elegir el tipo de proceso de fabricación y el material a utilizar. Según Jeremy Thake (2000), el más económico, confiable y rápido para producir álabes de una turbina Pelton es la fundición; y recomienda utilizar materiales resistentes a la abrasión, aptos para la colada y capaces de resistir el uso extendido en agua. La mayoría de los rodetes comerciales están hechos de acero inoxidable, que es lo ideal. Cuando no está disponible, se puede utilizar otro acero o hierro fundido. Para los rodetes pequeños y ligeros, el latón es un buen sustituto. Se puede utilizar aluminio de fundición, aunque no es particularmente recomendable.

En nuestro caso se elige fundir los álabes en acero; para ello, se contacta a la empresa *All Casting* ubicada en Pavas para realizar la fundición, ya que cuentan con un horno de inducción capaz de fundir acero en pequeñas proporciones. Por recomendación de la empresa, se decide fundir los álabes en acero inoxidable 420 debido a que el proceso es más simple ya que el acero inoxidable no tiende a alterar su composición en el proceso de fundición debido a su bajo contenido de carbono y de estabilizadores del carbono como azufre, boro y fósforo, en contraposición al acero regular el cual tiende a quemar los elementos de aleación durante la fundición, lo que obliga a reformularlos e incrementa la complejidad y el costo del proceso de fundición. El acero inoxidable, además de tener una buena resistencia a la corrosión, posee mejores propiedades de maquinabilidad que el acero regular, convirtiéndolo en un material más adecuado para una pico-turbina.

Dado que se requiere que la pieza del álabe sea bastante precisa y con buenas terminaciones, la empresa utiliza para la creación del molde, la técnica de fundición con cera perdida; ya que, con ella se puede conseguir una alta precisión con una calidad superficial bastante alta. Para ello se les hace entrega de una impresión del álabe en 3D en ABS y nylon completamente relleno con una precisión de 0,1 mm y con un aumento dimensional general del 1%, debido a la contracción que sufre el material fundido luego de su dilatación térmica.



Figura 4.7: Impresiones 3D del álabe en nylon y ABS respectivamente. Fuente: Autores.

Con estas impresiones se genera los moldes de cera perdida mostrados en la **Figura 4.8**, con los cuales se procede a realizar la fundición de los álabes en acero inoxidable. Como producto final se obtienen los 21 álabes, de los cuales se muestran dos de ellos en la **Figura 4.9**. Para finalizar el proceso de construcción del álabe, se maquina el agujero para apernarlos al disco del rodete.



Figura 4.8: Moldes de cera perdida. Fuente: Autores



Figura 4.9: Álabes fundidos en acero inoxidable 420. Fuente: Autores.

Con los planos de taller mostrado en el **Anexo B**, se manda a mecanizar el disco del rodete en acero 1020 comercial. Este fue mecanizado en el taller de mecánica de precisión llamado *MOTROSA SA*, ubicado en la provincia de Heredia. En la **Figura 4.10** se muestra la pieza del disco finalizada.

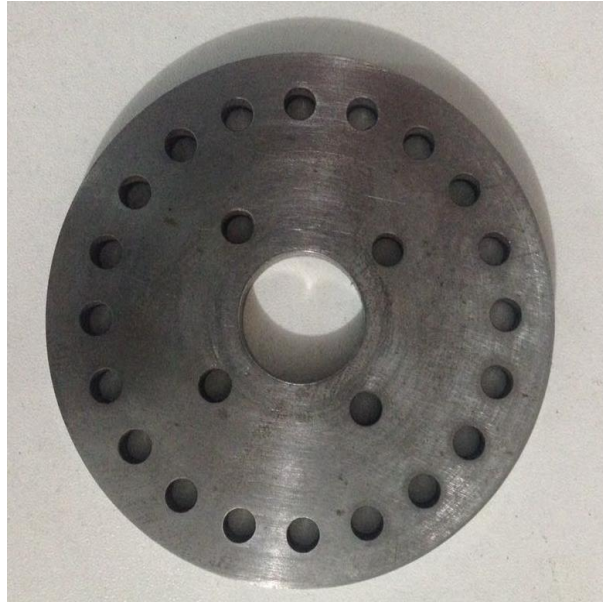


Figura 4.10: Disco del rodete en acero 1020 comercial. Fuente: Autores

Teniendo los álabes y el disco se procede con el ensamblaje de todo el rodete de la turbina. Para esto se requiere apernar cada uno de los álabes al disco. En la **Figura 4.12** se muestra la imagen del ensamblaje final del rodete.

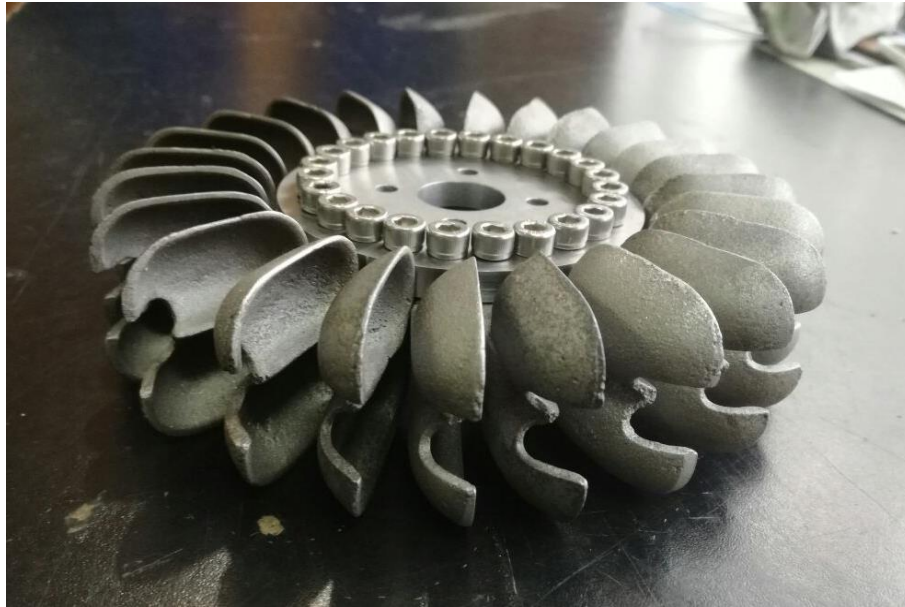


Figura 4.11: Ensamblaje final del rodete. Fuente: Autores

4.8 Construcción de los inyectores y ensamblaje de la carcasa

Los inyectores y carcasa, al igual que el disco, fueron mecanizados en el taller *MOTROSA SA*. Los inyectores fueron hechos en acero 1020 comercial y las placas de la carcasa en acero A36. En el proceso de fabricación de los inyectores se utilizó el torno, la fresadora y maquinaria tipo CNC para los acabados de mayor precisión, como lo es la superficie cónica interna del inyector. A continuación se presenta una fotografía del acabado del inyector.



Figura 4.12: Inyectores en acero 1020 comercial. Fuente: Autores.

Por su parte, la construcción de la carcasa consta principalmente de un proceso de soldadura convencional de las placas de acero A36 detalladas en los planos de taller del **Anexo B**. Las piezas fueron dimensionadas para facilitar una soldadura de tope, de manera que se reduzca la deformación mecánica debido a los esfuerzos térmicos generados por la soldadura. Luego de soldar las placas, se procede a realizarles un acabado superficial y esmerilado para luego pintar con pintura anticorrosiva de rápido secado, marca Lanco color verde bosque. En la **Figura 4.13** se muestra el acabo final de la carcasa.



Figura 4.13. Acabado final del interior de la carcasa. Fuente: Autores.

4.9 Ensamblaje total de la turbina

El ensamblaje final de la turbina se realiza con el siguiente orden, en primer lugar se procede a acoplar el rodete a un montante, este montante viene incluido en el equipo del generador. El montante se asegura al disco del rodete mediante cuatro tornillos, este se va a acoplar al eje del generador. Esta configuración se observa en la **Figura 4.14**.

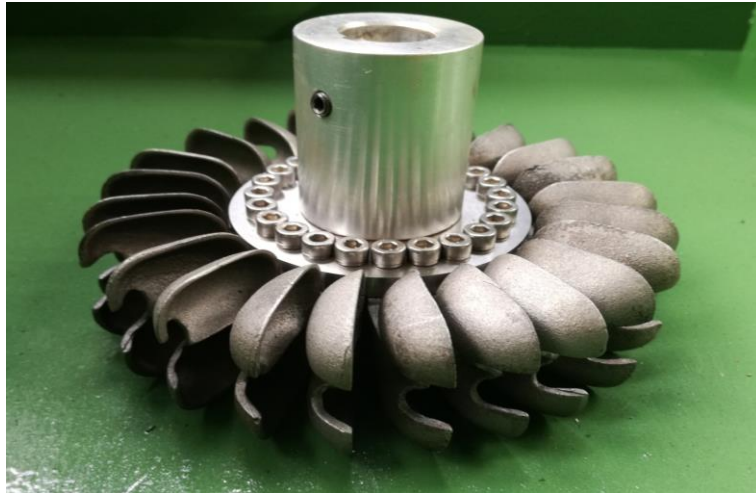


Figura 4.14: Acople del rodete al montante. Fuente: Autores

El acople del montante del rodete al eje del generador se hace mediante una cuña dimensionada para el eje del generador, y un tornillo prisionero. Este tornillo se asegura de que el disco se mantenga acoplado al sistema. Mediante la cuña se realiza la transferencia de torque al rodete. Por último, mediante un tornillo central, se acopla el conjunto del rodete a la rosca interna del eje del generador. El sistema completo acoplado se muestra en la **Figura 4.15**.



Figura 4.15: Acople del rodete al eje del generador. Fuente: Autores

La carcasa fue diseñada para dejar el paso del montante y poder hacer el ensamble turbina-generador. Mediante cuatro tornillos de montaje, se ajusta el generador a la carcasa de la turbina desde el interior de la carcasa. Como se muestra en la **Figura 4.16**.



Figura 4.16: Tornillos de montura del generador. Fuente: Autores.

Por último, hay que acoplar el rodete al eje del generador, como se muestra en la **Figura 4.17**, y la turbina queda ensamblada en su totalidad. En la **Figura 4.18** se muestra el ensamble final de la turbina desde la vista superior.

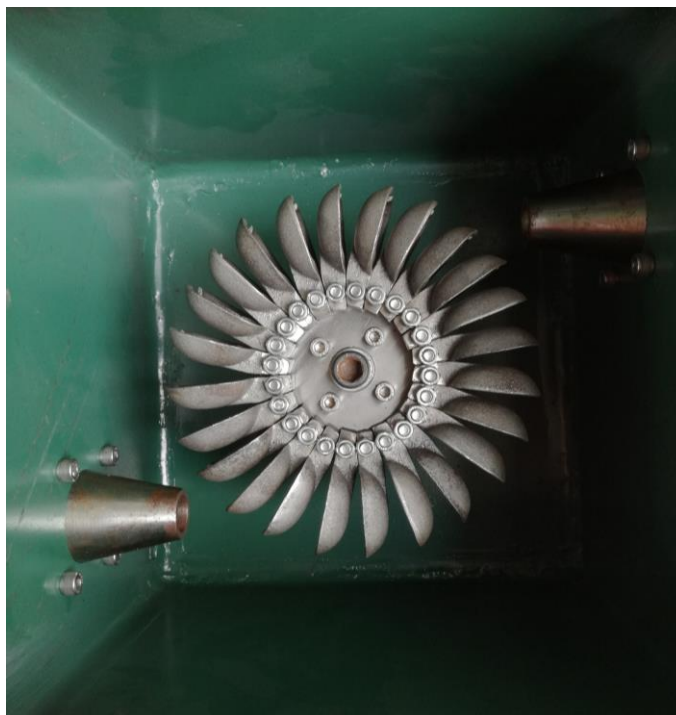


Figura 4.17: Rodete acoplado al eje del generador. Fuente: Autores



Figura 4.18: Ensamble final de la turbina. Fuente: Autores

4.10 Estimación de los costos de construcción de la turbina

En el **Cuadro 4.1** se muestra una síntesis de costos totales de la construcción de la turbina, en donde se incluye el costo de los álabes, rodete, carcasa, inyectores y generador.

Cuadro 4.1: Costos de fabricación y componentes del conjunto generador

CANTIDAD	PIEZA	Precio Unitario	Precio Total	% TOTAL
21	Alabes en acero inoxidable por fundición en inducción	\$ 12,0	\$ 252,0	25,9%
21	Maquinado de agujeros de álabes	\$ 4,0	\$ 84,0	8,6%
1	Pieza en A36 Carcasa Superior	\$ 55,0	\$ 55,0	5,7%
2	Piezas en A32 Carcasa lateral	\$ 37,5	\$ 75,0	7,7%
2	Pieza en A32 Carcasa lateral inyectores	\$ 60,0	\$ 120,0	12,3%
2	Pieza en 1020 Inyector	\$ 70,0	\$ 140,0	14,4%
1	Pieza en 1020 Disco	\$ 65,0	\$ 65,0	6,7%
1	Generador	\$ 149,0	\$ 149,0	15,3%
1	Costo de envío generador	\$ 22,0	\$ 22,0	2,3%
25	Tornillo allen inoxidable cilíndrico 5 mm	\$ 0,18	\$ 4,5	0,5%
25	Arandela plana inoxidable 5 mm	\$ 0,02	\$ 0,6	0,1%
25	Arandela presión inoxidable 5 mm	\$ 0,04	\$ 1,0	0,1%

10	Arandela plana inoxidable 1/4"	\$ 0,04	\$ 0,4	0,0%
10	Arandela presión inoxidable 1/4"	\$ 0,06	\$ 0,1	0,0%
10	Tornillo allen inoxidable 1/4"	\$ 0,26	\$ 2,6	0,3%
25	Tuerca seguridad inoxidable 5 mm	\$ 0,05	\$ 1,1	0,1%
Subtotal		\$ 972,1	100,0%	
I.V		\$ 126,4		
TOTAL		\$ 1.099,0		

Los costos presentados anteriormente representan únicamente los costos asociados a manufactura y construcción de la pico turbina Pelton diseñada; no contemplan los costos de diseño, ensamblado ni de utilidad.

5. Estudio del funcionamiento de la turbina

5.1 Descripción de equipos y banco de pruebas a utilizar

Para realizar las pruebas a la turbina, se fabrica un banco de pruebas siguiendo el diagrama descrito en la **Figura 5.1**.

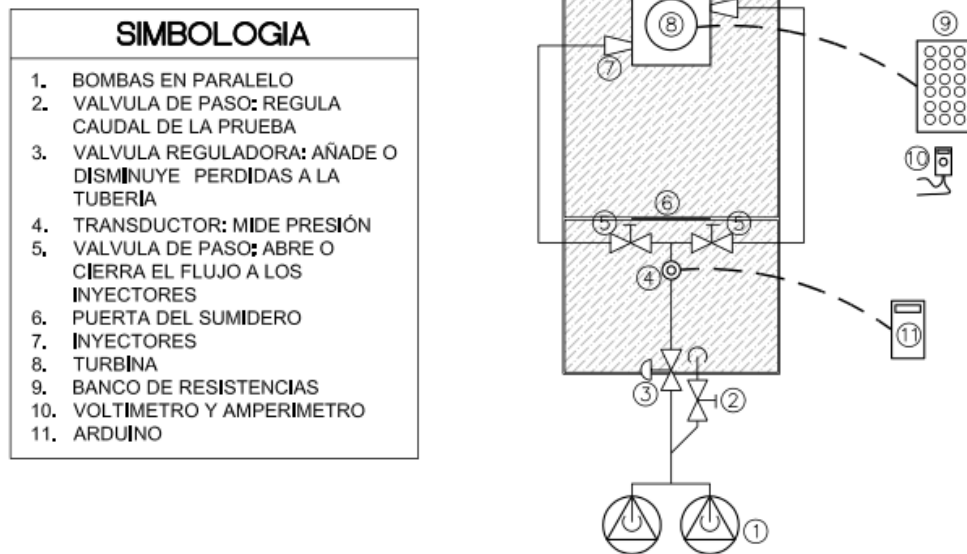


Figura 5.1: Diagrama del banco de pruebas a construir. Fuente: Autores.

A continuación se describen cada una de estas partes:

1) BOMBA: Es la encargada de suministrar al sistema el caudal y la cabeza necesaria para que la turbina opere. Se utilizan dos modelos de bombas la GT20 de 2 Hp de Goulds y

la Close-Coupled FAC de 3 Hp, cuyas curvas de operación se muestran en la **Figura 5.2** y **Figura 5.3** y en la **Figura 5.4** una fotografía de una de ellas. Se deben utilizar dos bombas para alcanzar en las pruebas las condiciones de diseño.

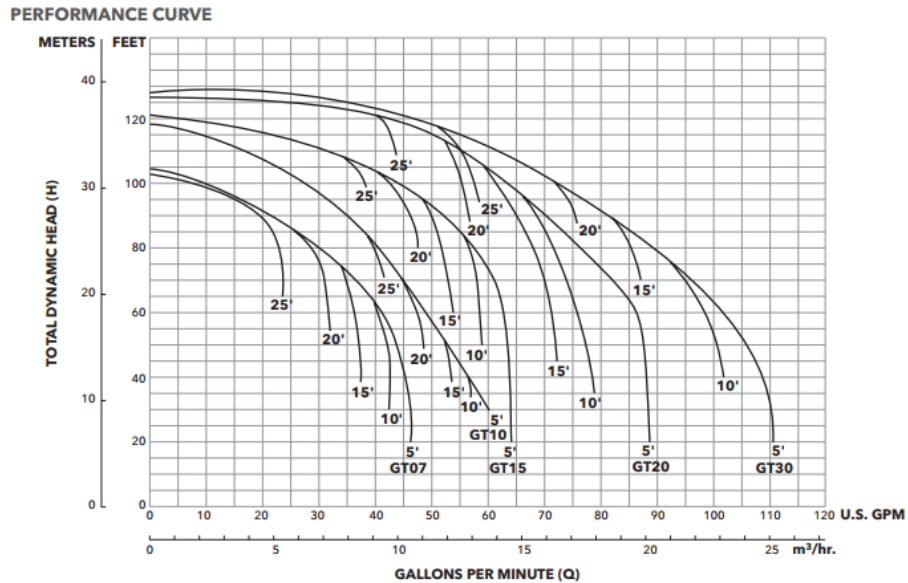


Figura 5.2: Curva de desempeño de la bomba: GT20. Fuente: (GOULDS Water Technology)

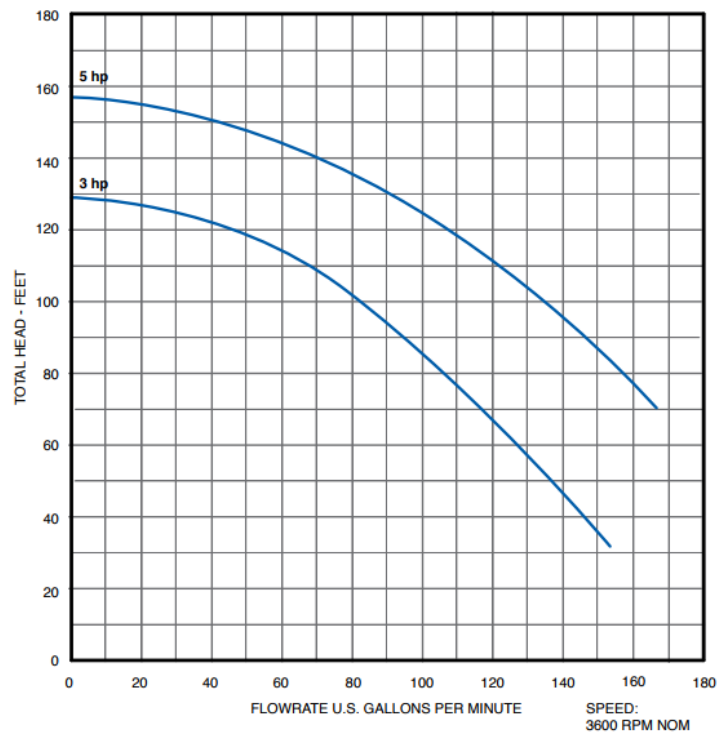


Figura 5.3: Curva de desempeño de la bomba: Close-Coupled FAC de 3 Hp. Fuente: (Franklin Electric, 2012)



Figura 5.4: Bomba Goulds: modelo GT20. Fuente: Autores

2) **VÁLVULA DE PASO:** Consiste en una válvula de bola que regula el caudal de la prueba, que va desde el sumidero hacia la turbina. Si la prueba requiere menos caudal del que suministra la bomba, esta válvula se abre y hace que el agua recircule del sumidero a la bomba.

3) **VÁLVULA REGULADORA:** Consiste en una válvula de compuerta cuya función es añadir pérdidas a la tubería para aumentar o disminuir la cabeza al sistema hasta llegar a la condición deseada. Según la señal que nos brinda el transductor de presión se ajusta la válvula.

4) **TRANSDUCTOR DE SEÑAL DE PRESIÓN:** Un transductor es un dispositivo utilizado para convertir un fenómeno físico en una señal eléctrica; en este caso, un transductor de presión proporciona una señal analógica de la fuerza por unidad de área que ejerce el agua. De esta manera se logra determinar cuanta presión se está generando en el sistema y tomar la decisión de abrir o cerrar la válvula reguladora para aumentar o no la presión.



Figura 5.5: Transductor WIKA, modelo A-10. Fuente: (Grupo WIKA)

5) **VÁLVULA DE PASO:** Consiste en una válvula de bola que abre o cierra el paso del agua a los inyectores. Estas válvulas trabajan completamente abiertas o completamente cerradas, según la necesidad de la prueba.

6) **COMPUERTA DEL SUMIDERO:** Es una compuerta manual que permite almacenar el agua de la descarga de los inyectores para medir el tiempo que dura en llenar un determinado volumen. Una vez medido el caudal, esta permanece abierta.



Figura 5.6: Puerta del sumidero. Fuente: Autores

9) **BANCO DE RESISTENCIAS:** Es un conjunto de resistencias que se utilizan para transmitir una carga eléctrica y poder disipar la energía generada por el generador; permite además, medir la carga generada por medio de un voltímetro y un amperímetro de gancho. El banco de resistencias se encuentra conformado por 18 bombillas de 100, 50 y 25 W. Cada fila de bombillos se conecta en serie al circuito trifásico.



Figura 5.7: Banco de resistencias. Fuente: Autores

10) **VOLTIMETRO Y AMPERIMETRO:** El voltímetro permite medir la diferencia de potencial o voltaje entre dos puntos del banco de resistencias. El amperímetro de gancho

permite medir la intensidad de corriente que está circulando por el circuito eléctrico. Con estos dos datos se logra obtener la potencia eléctrica del sistema.

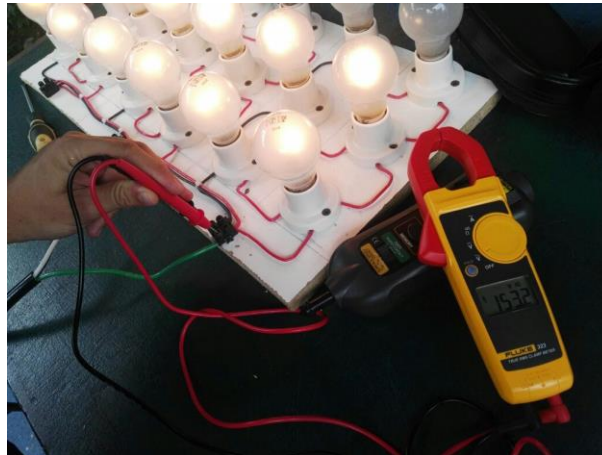


Figura 5.8: Voltímetro y amperímetro. Fuente: Autores.

11) ARDUINO: Mediante el arduino, se desarrolla un circuito el cual permite transformar la señal en mili amperios (rango de 4 mA a 20 mA) en una señal en un rango de 1 V a 5 V; con el fin de lograr proporcionar una lectura por medio de la interfaz del arduino.

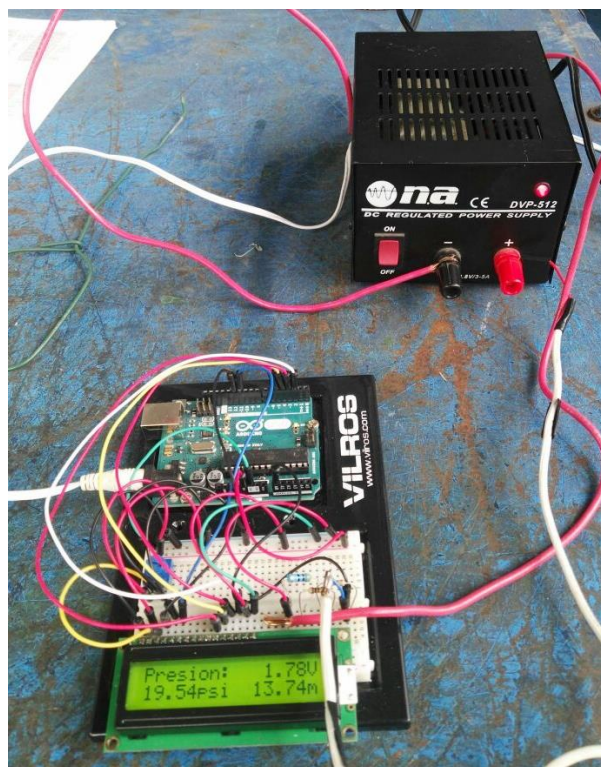


Figura 5.9: Arduino. Fuente: Autores.

En la **Figura 5.10** se muestra el banco de pruebas construido para verificar el comportamiento de la turbina desarrollada.



Figura 5.10: Banco de pruebas utilizado para verificar funcionamiento de la turbina. Fuente: Autores.

5.2 Descripción de las pruebas realizadas

Para verificar el funcionamiento de la turbina, se realizan distintas mediciones variando las condiciones de entrada de la turbina para así poder determinar los puntos de mayor eficiencia y graficar la curva de funcionamiento en función del caudal de operación y la cabeza neta suministrada.

Las pruebas se realizaron de la siguiente manera:

- 1) Se utiliza la cabeza neta como variable para establecer los saltos entre cada punto de operación medido. De esta manera, habiendo establecido el número de inyectores por utilizar y el arreglo de bombas necesario para lograr esta condición, se utilizan las válvulas de regulación mostradas en la **Figura 5.1** para modificar la cabeza neta hasta alcanzar la deseada. Esta medición es mostrada por medio del transductor de presión y el circuito acoplado al arduino.
- 2) Paralelamente es necesario medir de forma constante la velocidad rotacional a la cual gira el generador, puesto que no se debe exceder las revoluciones máximas

recomendadas por el fabricante. El generador seleccionado posee un valor nominal de 1500 rpm, por lo que se procura trabajar a velocidades cercanas a este valor. Esta variable se regula a partir de la magnitud de la carga resistiva disipada por medio de la configuración de bombillos.

- 3) Una vez regulado la velocidad rotacional del conjunto a la cabeza neta deseada, se mide el voltaje y la corriente eléctrica entregado por el generador. Para esto se utiliza el voltímetro y el amperímetro de gancho, respectivamente.
- 4) Posterior a esto, se realiza la medición del caudal en el desfogue de la turbina. Por medio de la compuerta del sumidero, se segmenta el agua desfogada y se contabiliza el tiempo que le toma al nivel del agua en llegar a la marca establecida.
- 5) A partir de todas estas variables, se realizan los cálculos para determinar la eficiencia a la cual trabaja la turbina.

Las 34 mediciones se distribuyen a lo largo del rango de diseño de la turbina, entre los 10 m a los 30 m de columna de agua, iniciando en el punto más bajo y finalizando en el de mayor cabeza neta. En cada punto se mide los siguientes parámetros: caudal (L/s) y cabeza total neta (mca), número de revoluciones del generador (rpm), voltaje generado (V) y corriente (I) generada por el PMG. A partir de estos datos, se calcula la potencia eléctrica generada ($P_E = V * I * \sqrt{3}$), la potencia hidráulica ec. (3.1) y la eficiencia de la turbina ec. (3.2).

A continuación se muestran los métodos utilizados para medir cada parámetro:

CABEZA NETA: Para determinar la presión se utiliza el transductor de presión leído mediante el arduino; para afinar el punto específico se utiliza la válvula reguladora descrita al inicio de la sección. La presión es captada antes de la división de la tubería hacia cada inyector, por lo que se realiza el pertinente análisis de pérdidas hidráulicas debido a fricción según los respectivos tramos de tubería, manguera y accesorios pertenecientes a las líneas hidráulicas.

NÚMERO DE REVOLUCIONES: Estas se miden al colocar el tacómetro en el eje del generador revolucionando.

VOLTAJE Y CORRIENTE: Mediante un voltímetro y un amperímetro de gancho, se mide el voltaje y la corriente que le entra al banco de resistencias a la hora de realizar la prueba.

CAUDAL: Para medir el caudal, se utiliza la técnica de medir el tiempo que tarda en llenarse un determinado volumen. Se utiliza el volumen del reservorio del banco de pruebas al cual se le realizan dos marcas para asegurar el mismo volumen en todas las mediciones; además, se realizan cuatro mediciones del tiempo en cada punto para luego utilizar un promedio de los cuatro.

Todos estos elementos y variables medidas, conforman el banco de pruebas utilizado en el proyecto.

5.3 Resultados

Con el fin de lograr abarcar la mayor cantidad de puntos de operación, definidos en la **Sección 4.1**, se realizaron pruebas utilizando tanto una única bomba centrífuga (bomba Goulds GT-20), como dos bombas en paralelo funcionando a la vez (bomba Goulds GT-20 y la bomba Close-Coupled FAC), esto con el fin de ampliar el rango de puntos de operación posibles a partir del banco de pruebas utilizado. En el **Cuadro 5.1** se presentan los resultados de las pruebas realizadas, segmentando cada punto de operación según el inyector que estuviera trabajando (en caso de que se utilizara únicamente un inyector) o, en caso de presentarse las condiciones, cuando se utilizaron ambos inyectores simultáneamente. En todos los puntos de operación de cada prueba se especifica la velocidad específica N_s , la eficiencia específicamente de la turbina (independiente de la eficiencia del generador y demás partes del sistema), el caudal suministrado y la cabeza neta.

Es importante recalcar que todas las pruebas se realizan utilizando los inyectores especificados en la **Sección 4.4**, por lo que las variaciones del caudal se realizaron únicamente variando el funcionamiento de las bombas con las válvulas del banco de pruebas, a diferencia de la operación convencional de una pico turbina hidroeléctrica en donde la variación del caudal (para una cabeza neta dada) se realiza variando el diámetro de boquilla del inyector, para una misma cabeza neta.

En la **Figura 5.11** se presenta una gráfica en donde se muestran los 34 puntos de operación medidos en las pruebas. Los puntos de operación se muestran en función del caudal suministrado y la cabeza neta de cada prueba realizada. En los **Cuadros 5.1 y 5.2** se resumen los parámetros encontrados en cada uno de estos puntos.

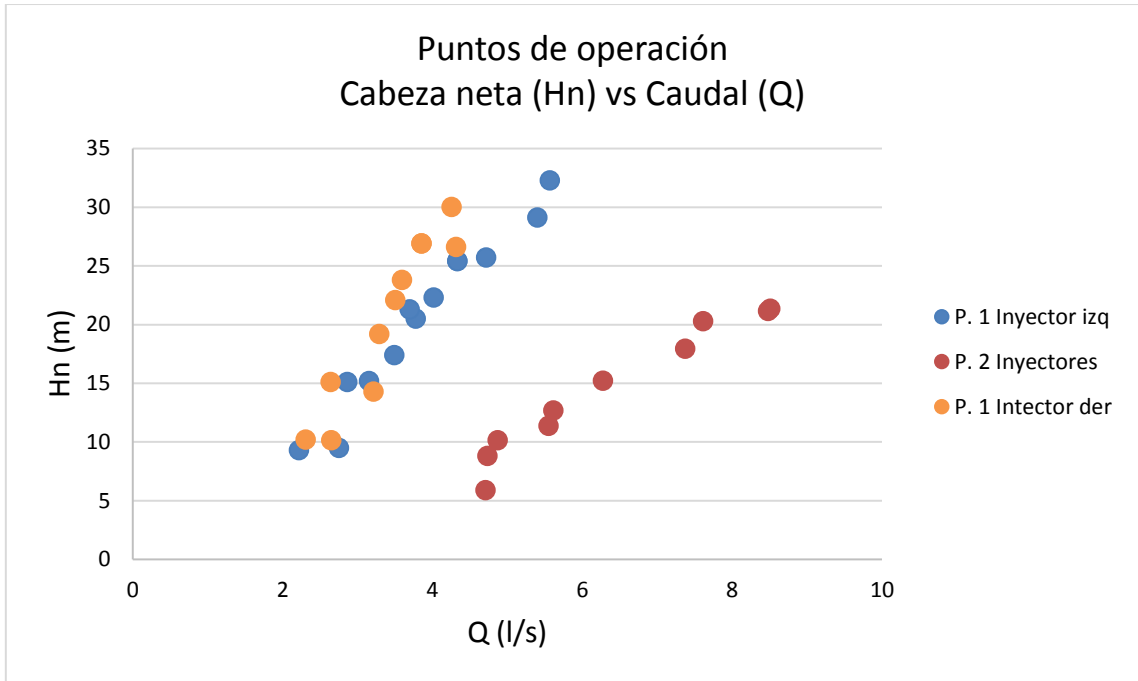


Figura 5.11: Puntos de operación de las 34 pruebas realizadas. Fuente: Autores

Cuadro 5.1: Resumen de resultados de la prueba con un inyector

P. 1 Inyector						
Número prueba	Ns (rpm, kW, m)	η Turb (%)	Q (L/s)	H (m)	Pot E (W)	
1	11,58	20%	2,75	9,5	33,3	Inyector izquierdo
3	15,19	35%	3,15	15,2	113,7	
5	14,85	38%	3,49	17,4	156,2	
7	16,47	47%	3,77	20,5	244,2	
9	17,46	43%	4,33	25,4	322,4	
11	15,82	49%	4,33	25,4	366,8	
15	11,81	26%	2,22	9,3	35,1	
17	15,22	39%	2,86	15,1	115,4	
19	16,36	47%	3,69	21,3	252,2	
29	15,76	46%	4,02	22,3	283,3	
30	19,07	47%	4,72	25,7	388,99	
33	13,48	42%	5,40	29,1	436,0	
34	11,25	39%	5,57	32,3	464,6	
2	15,03	32%	2,65	10,2	56,1	
4	16,48	37%	3,21	14,3	112,6	
6	17,71	49%	3,29	19,2	212,1	
8	17,13	52%	3,59	23,8	309,4	
10	18,50	53%	3,85	26,9	382,4	
12	15,57	56%	3,85	26,9	407,1	
16	10,29	22%	2,30	10,2	34,7	
18	16,15	44%	2,64	15,1	120,5	
20	16,25	49%	3,50	22,1	261,2	
31	18,54	49%	4,32	26,6	394,0	
32	12,37	50%	4,25	30,0	448,8	

Cuadro 5.2: Resumen de resultados de la prueba con dos inyectores

P. 2 Inyectores					
Número prueba	Ns (rpm, kW, m)	η Turb (%)	Q (L/s)	Hn (m)	Pot E (W)
13	43,71	43%	4,73	8,8	71,81
14	57,72	43%	4,71	5,9	31,4
21	38,30	54%	5,55	11,4	158,05
22	37,20	58%	4,87	10,2	144,61
23	41,15	65%	5,61	12,7	228,06
24	43,22	70%	6,27	15,2	321,99
26	45,98	74%	7,61	20,3	516,67
25	46,44	67%	7,37	17,9	384,38
27	58,81	80%	8,51	21,4	576,65
28	56,46	88%	8,48	21,2	624,16

En las figuras siguientes se presentan los puntos de operación y las curvas medias predictivas del comportamiento de la turbina para las condiciones de funcionamiento con un único inyector y con ambos inyectores. Esta gráfica de la **Figura 5.12** relaciona la eficiencia en función de las cabezas netas representadas en las pruebas realizadas, similar ocurre en la **Figura 5.13** en donde se muestran los resultados de la eficiencia de la turbina en función del caudal, en la **Figura 5.14** en función de la potencia generada y la **Figura 5.15** en función de la velocidad específica adimensional. Las eficiencias relacionadas en estos resultados corresponden específicamente a la eficiencia del conjunto de la turbina hidráulica, independiente de la eficiencia teórica del generador (brindada por el fabricante) e independiente de la eficiencia de los demás componentes posteriores a la turbina hidroeléctrica, según lo describe la ec. (3.2).

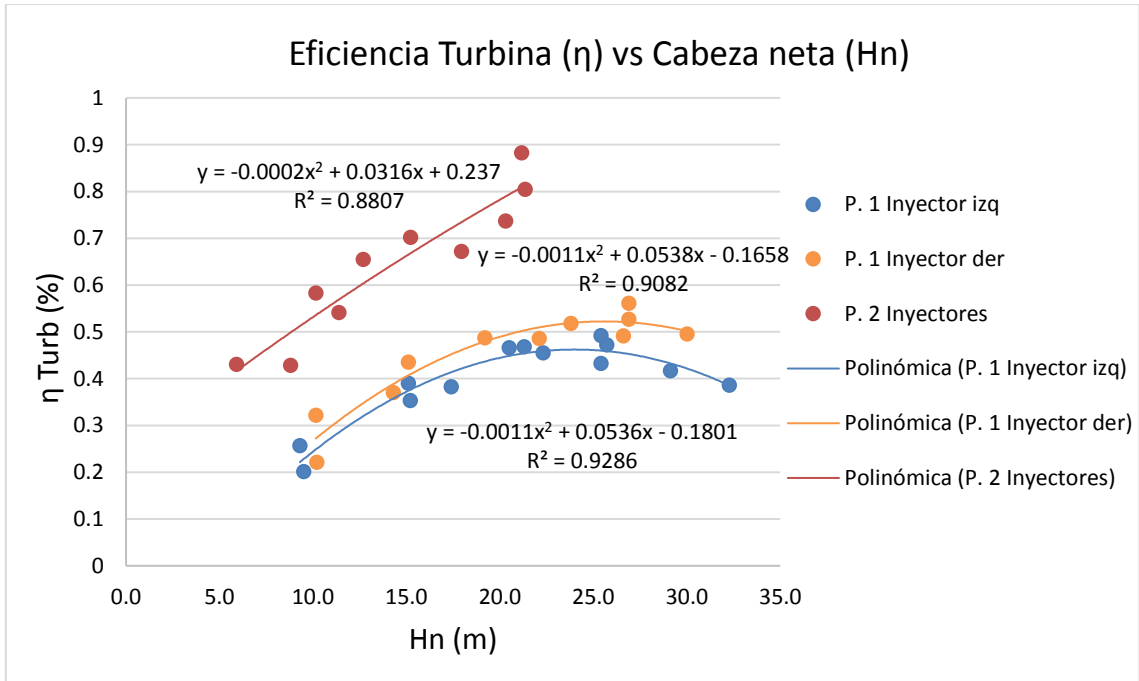


Figura 5.12: Gráfica de la eficiencia en función de la cabeza neta. Fuente: Autores.

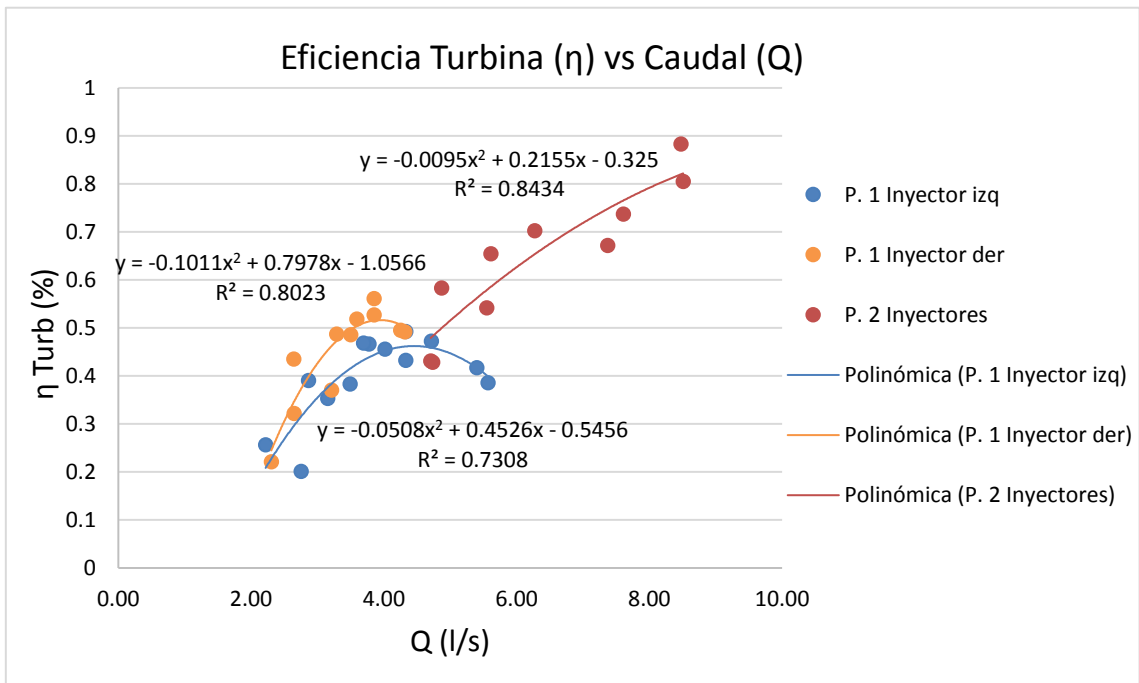


Figura 5.13: Gráfica de la eficiencia en función del caudal. Fuente: Autores.

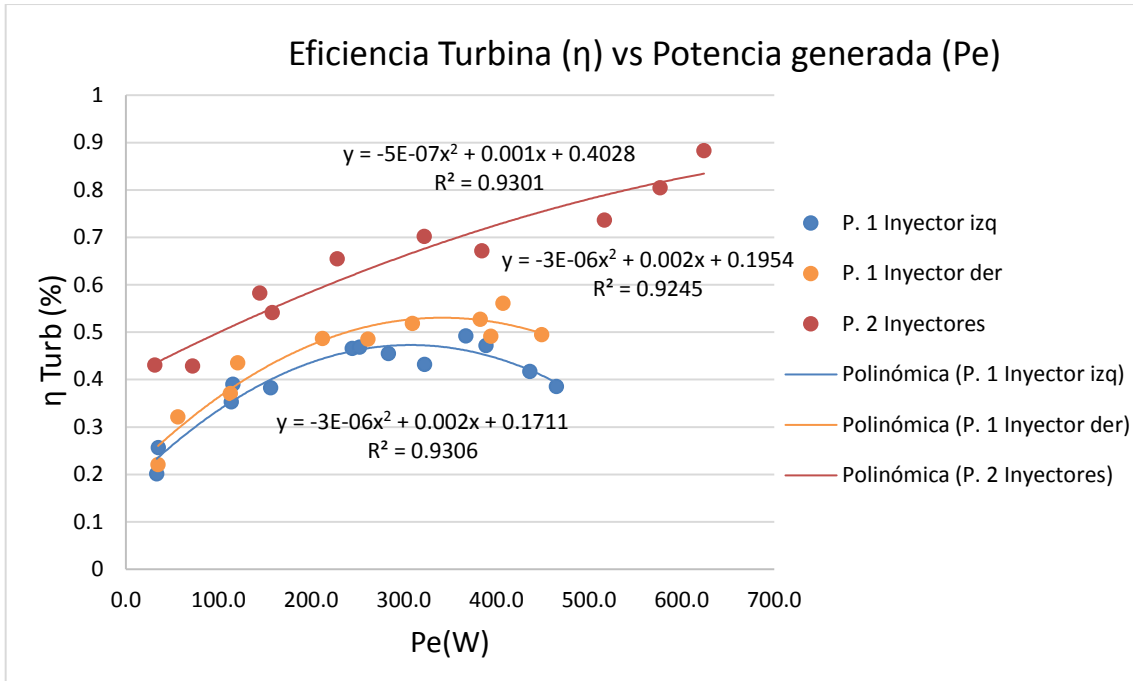


Figura 5.14: Eficiencia de la turbina en función de la potencia generada. Fuente: Autores.

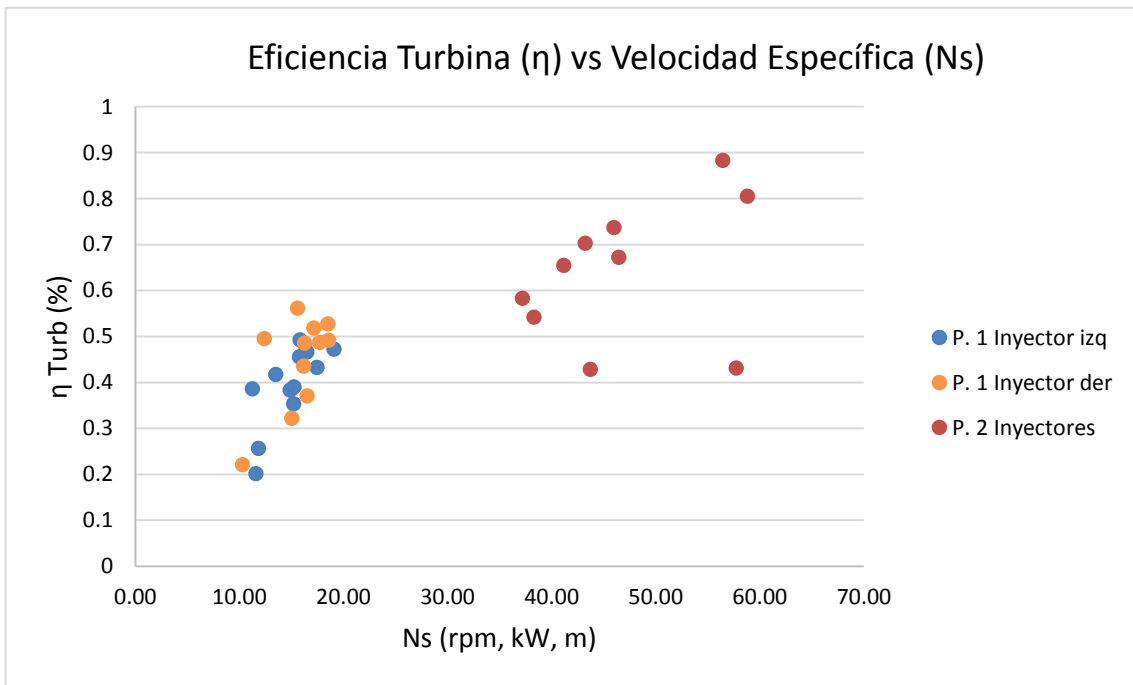


Figura 5.15: Eficiencia de la turbina en función de la velocidad específica. Fuente: Autores.

5.4 Análisis de los resultados

A partir de los resultados obtenidos en el banco de pruebas, se procede a realizar el análisis del comportamiento de la turbina en las condiciones de trabajo, anteriormente expuestas.

En la gráfica de la **Figura 5.11** se muestran los puntos de operación realizados en la prueba, utilizando tanto una como dos bombas centrífugas en paralelo; en donde se denotan dos agrupaciones de puntos: los localizados al lado izquierdo representan los puntos de operación con únicamente uno de los inyectores trabajando y los derechos son los puntos de operación con ambos inyectores. Ambas agrupaciones presentan una tendencia similar y son representativas de las condiciones de sitio simuladas por medio de las bombas centrífugas, ya que la variación de los parámetros en la prueba se basaba en variar la curva del sistema en función de la curva de la bomba utilizada, o en su caso, la curva resultante de ambas bombas en paralelo.

Dadas estas circunstancias, la variación de los puntos de operación va a depender de las condiciones que la curva de la bomba pueda entregar y de las pérdidas de presión que la línea hidráulica implica; por ejemplo, puntos con altos caudales (mayores a 5,6 L/s) representan velocidades en el fluido altas que implican una mayor pérdida de presión en la tubería utilizada en la prueba, repercutiendo en que la cabeza que puede entregar la bomba disminuya, esto se puede observar en las curvas de la bomba mostradas en las **Figuras 5.2 y 5.3**. Es por esto que en un punto de operación como el #12, el cual se logra utilizando ambas bombas en paralelo con un único inyector, se obtiene una cabeza neta cercana a la idónea (25 m), no así su caudal el cual da un valor de 3,85 L/s considerablemente inferior al de diseño (8,00 L/s). Situación inversa sucede en el punto #26, en donde se abren los dos inyectores bajo las mismas condiciones de suministro, aumentando el caudal proporcionalmente al doble; no obstante, la presión del sistema en vez de mantenerse en magnitudes similares como sería lo ideal, disminuye considerablemente debido al aumento en pérdidas de fricción obteniendo así un valor de 7,61 L/s caudal cercano al de diseño (8,00 L/s) pero con una baja cabeza (20,3 m).

Debido a las condiciones del banco de pruebas y de las limitantes de las bombas, no es posible probar la turbina cumpliendo con ambas condiciones de diseño a la vez (25 m y 8 L/s), no obstante, al observar las gráficas de las **Figuras 5.12, 5.13, 5.14 y 5.15** se aprecian comportamientos comunes de una turbina de impulso.

Los puntos operados con un único inyector tienden a representar condiciones de sitio considerablemente lejanas a las del punto de diseño; no obstante, esto no implica que la turbina no pueda operar bajo estas condiciones, solo implica que, al estar alejados de las

condiciones de operación óptimas, se obtienen potencias con eficiencias menores, de hasta el 56%. En contraposición con el comportamiento con los dos inyectores, con los cuales se logra alcanzar puntos más cercanos a los de diseño, tal es el caso del punto #28 (8,48 L/s 21,2 m) con el que se genera una potencia de 624,16 W con una eficiencia del 88%, la cual es mayor que la obtenida con un único inyector. Con esto podemos obtener el comportamiento en diferentes puntos de operación, y así conocer cuál es el valor aproximado de potencia que se puede lograr.

Observando el comportamiento con uno y dos inyectores, la curva con dos inyectores aún no ha alcanzado su punto de máxima eficiencia, esto no significa que la turbina no lo logre, sino que no se pudieron simular las condiciones para alcanzar este punto debido a las limitaciones de las bombas utilizadas en el banco de pruebas y las propias limitantes en la línea hidráulica utilizada.

Otro punto por destacar es que, bajo los puntos de operación simulados con un único inyector, el punto de mayor eficiencia alcanzado corresponde a la prueba #12, que presenta 26,9 m de cabeza neta, 3,85 L/s y se obtuvo una potencia generada de 407,1 W bajo una eficiencia del 56%. La cabeza neta es muy cercana a la de diseño (25 m), por lo que la turbina trabajando bajo un único inyector sí presenta sus puntos de máxima eficiencia en el punto esperado, como se muestra en la **Figura 5.12**. En este mismo punto de operación el caudal es muy cercano a la mitad del de diseño, lo cual concuerda puesto que se está utilizando únicamente la mitad del número de inyectores, como se muestra en la **Figura 5.13**.

Con base en la estabilización de la eficiencia de la turbina con un único inyector, es de esperarse que la tendencia de la curva con dos inyectores se estabilice en rangos cercanos al punto de diseño, debido a que presentaría las mismas condiciones de cabeza y el caudal aumentaría al doble. En la **Figura 5.12**, la curva de ambos inyectores representa lo que podría ser el inicio de esta estimación; para lograr comprobarlo, es necesario ampliar los puntos de operación de la turbina utilizando un banco de pruebas que lo permita.

En la **Figura 5.14** se muestra la curva que correlaciona la potencia generada con la eficiencia obtenida. La potencia es linealmente dependiente del caudal y la cabeza neta según la ec. (3.1), por lo que es de esperarse que la curva sea la resultante del producto cuantitativo de ambas. Debido a las limitantes del banco de pruebas antes expuestas, en donde no se alcanza las condiciones óptimas de operación, no se logra generar la potencia de 1000 W planteada en el diseño; sin embargo, las eficiencias alcanzadas en los puntos simulados predicen que bajo las condiciones de diseño se lograrían los 1000 W.

Con respecto al banco de pruebas utilizado, en todos los puntos de operación simulados, se realiza el mismo proceso de toma de mediciones. Se inicia obteniendo la medida de las velocidades de rotación del generador, seguido de la señal de presión brindada por el transductor, el voltaje y la corriente entregada a las cargas resistivas y finalmente la medición de flujo volumétrico entregada por el conjunto de bombas hacia la turbina. Es necesario respetar este orden en la captación de las variables, principalmente debido a que la toma de algunas de ellas puede influir instantáneamente en el valor de las otras; especialmente en el caso del caudal, debido a que el método utilizado implica una segmentación del agua trasegada durante el periodo de tiempo en que se realiza la medición, esto implica una disminución en el volumen y el nivel del sumidero de agua del cual ambas bombas succionan, modificando momentáneamente variables como la cabeza neta y la velocidad rotacional. Bajo el orden previamente expuesto la medición del caudal no afecta las demás variables, debido a que todas estas fueron tomadas previamente.

Además, es importante recalcar que la velocidad rotacional, se debe monitorear constantemente ya que esta es proporcional tanto a la cabeza neta aplicada como a las cargas resistivas a las cuales se conecta el generador, en este caso los bombillos de alto consumo. Entre mayor sea la carga resistiva impuesta al generador, mayor será el torque de freno que deberá vencer el mismo, por lo que, en función de la potencia hidráulica del punto de operación, se deben variar los juegos de bombillos para asegurar una velocidad rotacional lo más cercana a la de diseño y la nominal del generador (en este caso los 1500 rpm). El fabricante del generador de imanes permanentes utilizado recomienda no exceder 2000 rpm para el modelo utilizado, debido a que se pondría en riesgo la integridad física del generador.

En la **Figura 5.12**, **Figura 5.13** y **Figura 5.14**, junto a los puntos de operación previamente comentados, se presentan curvas polinómicas de orden 2, con sus respectivas ecuaciones y valores de R cuadrado. Estas curvas representan ajustes calculados para predecir los posibles resultados de desempeño de la turbina bajo los posibles puntos de operación dentro de los rangos de diseño. Las dispersiones de datos a lo largo de las curvas se deben principalmente a incertidumbres y características de la instrumentación utilizada, en especial en la medición del caudal. Bajo la metodología utilizada para cuantificar esta variable, la incertidumbre de mayor importancia se encuentra en la percepción del operario que mide el tiempo que le toma al nivel del agua subir hasta la marca del volumen preestablecido. En puntos de operación con alto caudal, se tiene la dificultad adicional de que el tiempo de llenado se reduce considerablemente y el aumento en la turbulencia en el compartimiento dificulta la medición. En la **Figura 5.13** se muestran valores de R cuadrado para las curvas en función del caudal de un único inyector, con magnitudes de 0,80 y 0,73; valores bajos y lejanos a la unidad ideal.

De manera similar, con la medición de la cabeza neta por medio del transductor de presión, en puntos de operación con alto caudal se presenta un aumento en la oscilación de la lectura del instrumento. Esto se debe a que la turbulencia interna del fluido en la tubería llega a magnitudes tal que afecta la precisión del transductor. Utilizar tuberías de mayor diámetro y evitar accesorios cerca de la medición son soluciones recomendadas para reducir esta dispersión. En la **Figura 5.14** se presenta un R cuadrado de magnitud baja, de 0.88 para la curva de ajuste de los puntos de operación con dos inyectores, los cuales representan un mayor caudal (según también se muestra en la **Figura 5.13**). Para una mayor confiabilidad en estas curvas de ajuste, se debe mejorar la instrumentación utilizada en el banco de pruebas; las limitantes del banco utilizado se debieron principalmente al presupuesto disponible para su realización.

El agua utilizada en las pruebas realizadas fue agua convencional del abastecimiento municipal; sin embargo, debido a posibles contaminantes del tanque sumidero, las tuberías, las bombas e incluso el mismo fluido, en puntos de operación de alto caudal el agua desfogada por la turbina generaba considerable turbulencia y espuma que afectaba la claridad en la medición del nivel de fluido para el caudal. Ante esta situación se utilizó un antiespumante convencional que produjo gran reducción de la espuma formada, haciendo posible una clara lectura del nivel de fluido sobre la escala acoplada en el banco de pruebas.

Con respecto al costo final de la construcción y manufactura de la turbina en el **Cuadro 4.1** se expone el completo desglose de todos los componentes. La fabricación de los álabes inoxidables representa el mayor costo asociado, con un porcentaje de 34,6% del costo total, incluyendo tanto la fundición como el maquinado de los mismos. Sin embargo, la suma de los componentes pertenecientes a la carcasa y ambos inyectores maquinados en el taller de precisión *Motrosa SA*, representan 46,8% del costo total. Seguidamente el costo del generador incluyendo el envío internacional consta del 17,6% del costo total, dejando únicamente un 1% correspondiente a la tornillería.

El costo total de la construcción de la turbina consta de \$ 1 099,0 valor muy cercano al recomendado previamente en la justificación del proyecto, de \$ 1 000. Dentro del mercado de referencia resaltan los fabricantes *Energy Systems & Designs*, compañía canadiense quienes en su sitio web ofrecen el modelo turgo denominado *Stream Engine 1 kW*, de características similares a las de la turbina diseñada. En su lista de precios especifican un costo de venta de \$ 2 595, más costos de envío. Al costo de construcción de la turbina diseñada consta de 42,3% del costo de la *Stream Engine*; sin integrar los respectivos costos asociados de ingeniería y utilidad; sin embargo, estos valores brindan

una alta posibilidad a la competitividad en tanto el mercado nacional como regional. (Energy Systems & Designs, s.f.)

Con respecto a la fundición y el acabado final de los álabes tipo pelton en acero inoxidable; posterior a la realización de las pruebas efectuadas y varios meses de almacenamiento en ambientes considerablemente húmedos, la totalidad de los álabes fundidos que estuvieron en operación con la turbina presentan indicios de corrosión superficial puntualizada. En la **Figura 5.16** se muestra el ataque corrosivo en el material. El motivo de la temprana presencia corrosiva es producto de posible contaminación durante el proceso de fundición que afectó las propiedades anticorrosivas del acero fundido. Los resultados son comunicados a la empresa *All Casting* para asegurar mejoras en los procesos de fundición, tanto en las materias primas utilizadas como en la debida limpieza de los moldes y los hornos utilizados.



Figura 5.16: Corrosión superficial puntualizada sobre los álabes fundidos posterior a las pruebas realizadas. Fuente: Autores.

6. Conclusiones y Recomendaciones

6.1 Conclusiones

- Se logra elaborar un diseño parametrizable de la geometría de los álabes a través de una serie de ecuaciones y procesos geométricos en función de las condiciones de sitio establecidas como óptimas para el diseño de la pico turbina especificada. El dimensionamiento de los álabes depende directamente del diámetro de chorro que le incida por lo que los álabes presentados en el presente trabajo tienen capacidad para el rango de caudales que impliquen diámetros de chorro de hasta 15,1 mm, independientemente de la cantidad de chorros incidentes. Los valores de caudales dependen de la cabeza de sitio, dimensionamiento y propiedades de la línea hidráulica instalada, diámetro de boquilla y cantidad de boquillas instaladas. Es por esto que la especificación de los rangos de operación de los álabes diseñados se presenta en función específicamente del diámetro de chorro incidente y no de otras variables.
- Se logra construir un prototipo a escala real de la turbina y periféricos con el fin de comprobar su operación. Se diseñan y construyen los álabes, el disco del rodete, los inyectores, la carcasa y se realiza la respectiva sujeción con el generador de imanes permanentes seleccionado para lograr la completa elaboración de la turbina planteada. Los resultados de las pruebas muestran el comportamiento esperado, que corresponden a las condiciones de diseño establecidas, así como a las tendencias características de las turbinas de impulso tipo Pelton.
- Bajo la configuración de un único inyector se logran representar puntos suficientes para la total representación de la tendencia de la eficiencia en función de las variables de sitio. Los puntos de mayor eficiencia con un único inyector se lograron en puntos muy cercanos a la cabeza neta de diseño y en puntos en los que el caudal representado es muy cercano a la mitad del caudal de diseño; por lo tanto, la turbina bajo estas condiciones sí presenta un comportamiento afín a los parámetros de diseño.
- No se logran probar la totalidad de puntos de operación necesarios para la completa caracterización de la pico turbina instalada, debido a las limitantes del banco de pruebas utilizado. Sin embargo, bajo los resultados mostrados por el completo comportamiento de las pruebas con un único inyector, y a partir de los indicios de los resultados obtenidos con ambos inyectores, se espera una estabilización máxima de la eficiencia en puntos de operación cercanos a la zona de diseño.

- La eficiencia máxima del conjunto de la turbina hidráulica representada bajo los puntos de operación simulados, presenta un valor de 88%, esto es específicamente la eficiencia de la turbina hidráulica, independiente de la eficiencia del generador y tubería. El valor teórico recomendado para esta sección fue de 70%, por lo que los resultados obtenidos superan a las estimaciones teóricas de diseño. La mayor eficiencia representada se logra bajo condiciones de 21,2 m y 8,48 L/s, punto de operación representado en las pruebas, más cercano a los valores de diseño. Sin embargo, no es posible asegurar que ésta es la eficiencia máxima de la pico turbina, sino hasta lograr completar la total caracterización de la turbina.
- A partir de la estimación de costo presentado en el **Cuadro 4.1**, se alcanza a construir la pico turbina bajo un costo de construcción y manufactura de \$1 099. Este valor representa un 42,3% del costo de venta de las turbinas de referencia análoga en el mercado mundial y es considerablemente cercano al recomendado por la empresa asesora. El valor de mercado del producto final dependerá de un debido análisis económico del mercado; sin embargo, se espera una alta competitividad en el mercado regional.
- El diseño y la fabricación de pico turbinas se realiza a una escala tal que las principales ineficiencias se deben a imperfecciones en la construcción de los componentes del rodete utilizado. Debido a que se trata de proyectos de relativamente bajo costo de inversión, normalmente no es rentable el uso de instrumentación y calibración de altas precisiones que le asegure a las pico turbinas trabajar a eficiencias superiores al 90% (como es el caso de turbinas de gran escala tipo Pelton); por lo tanto, es de suma importancia cerciorarse de utilizar las mejores metodologías constructivas a las que se tengan alcance.

6.2 Recomendaciones

- El diseño de los inyectores presentado consta de un diámetro de boquilla constante, a partir de las condiciones de sitio establecidas. Sin embargo, se extiende la posibilidad de modificar el diseño en la punta del inyector adaptando una unión roscada macho en la parte exterior del inyector, sin alterar el diámetro de boquilla. La finalidad es ofrecer diversas puntas que se puedan acoplar en la punta del inyector, cada una con un diámetro de boquilla diseñado específicamente para trasegar variadas posibilidades de caudales. De esta manera se ofrece un mismo diseño de turbina que podrá trabajar con una determinada gama de caudales a partir de una misma cabeza, esto permitiría al usuario operar la turbina en distintas épocas del año que el caudal varía. En el **Anexo C** se

presenta un modelado de la recomendación propuesta. El costo del maquinado completo del inyector propuesto se cotiza en \$75 y el de cada boquilla se estima en \$22,5.

- La turbina construida no fue equipada con el sello de laberinto descrito para prevenir posibles fugas de agua de la turbina hacia el generador, debido a que implicaba un costo adicional significativo a partir del presupuesto disponible para la construcción. Sin embargo, se realizó la cotización del mecanizado del sello con el fin de presentarlo como alternativa adicional de la turbina. El sello constaría del mecanizado del montante (en este caso no se utilizaría el montante que brinda el fabricante del generador) sino que se mecaniza uno con la geometría necesaria para el sello laberinto, así como su contraparte estática la cual se atornilla a la parte superior interna de la carcasa. En el **Anexo D** se presenta un modelado de la recomendación propuesta. El costo del mecanizado del montante se cotizó en \$60 y el del sello estático en \$35, representando un costo adicional de \$95 a la turbina. Cabe resaltar que durante las horas de operación de las pruebas realizaron, no se presentaron problemas de filtración de agua hacia el generador de imanes permanentes; sin embargo, las horas de operación fueron sumamente bajas en comparación con la operación constante que tendría normalmente la turbina instalada en sitio. Además de las condiciones adversas del clima que no pueden ser controladas.
- La toma de mediciones en el proceso de prueba se hizo con distintos métodos para casi todas las variables; es decir, la presión se tomó del dato brindado por el transductor, el caudal se hizo manualmente llenando el sumidero fijando una altura y cronometrando el tiempo de llenado del mismo, la corriente, el voltaje y las revoluciones con los instrumentos correspondientes para esto. Lo que suma al experimento distintas fuentes de incertidumbre, que perjudican el resultado. Se recomienda realizar un análisis metrológico con los diversos instrumentos y metodologías utilizadas para cuantificar la incertidumbre correspondiente a cada variable y a la eficiencia en cada punto de operación.
- El proceso de fabricación de los alabes se lleva a cabo, en primera instancia buscando información de las empresas que pudieran hacer el molde y los materiales disponibles, teniendo en consideración ya algunos debido a las recomendaciones de la empresa *Interdinámica Energía*. El proceso de fabricación se extendió más de lo esperado, y se entregaron en total 20 de los alabes, de los cuales algunos presentaban deficiencias que hacían imposible su uso, por lo que es importante considerar un número mayor al requerido para evitar inconvenientes en la construcción, los alabes luego de realizar las pruebas presentan indicios de corrosión que se atañen a deficiencias en el proceso de fundición.

Bibliografía

- ARESEP. (2014). *ARESEP: Autoridad Reguladora de los servicios públicos*. Obtenido de <http://aresep.go.cr/>
- Arredondo, J., & Chaverri, L. (1992). *Diseño y construcción de una turbina Pelton*. San José: Universidad de Costa Rica.
- Asamblea Legislativa de la República de Costa Rica. (8 de abril de 1949). *Ley de creación del Instituto Costarricense de Electricidad (ICE)* [Ley N°449]. Recuperado de: <http://faolex.fao.org/docs/pdf/cos116504.pdf>
- Asamblea Legislativa de la República de Costa Rica. (18 de octubre de 1990). *Ley que autoriza la generación eléctrica autónoma o paralela*. [Ley N°7200]. Recuperado de: <http://www.da.go.cr/textos/Leyes/Ley%207200-GA+.pdf>
- Asamblea Legislativa de la República de Costa Rica. (31 de mayo de 1995). *Reformas de la ley que autoriza la generación eléctrica autónoma o paralela, N° 7200*. [Ley N°7508]. Recuperado de: www.asamblea.go.cr/Iniciativa_Popular/Centro_Dudas/Lists/.../LEY%207508.doc
- Asamblea Legislativa de la República de Costa Rica. (7 de mayo del 2009). *Ley de concesión para el aprovechamiento de las fuerzas hidráulicas para la generación hidroeléctrica*. [Ley N°8723]. Recuperado de: <http://www.hacienda.go.cr/centro/datos/Ley/Ley%208723-Ley%20marco%20conseci%C3%B3n%20de%20Fuerzas%20hidr%C3%A1ulicas%20Generaci%C3%B3n%20Hidroel%C3%A9ctrica-La%20Gaceta%2087-7%20MAY-2009.doc>
- BBC, M. (26 de Marzo de 2015). *Como hace Costa rica para producir toda su electricidad de manera limpia*. Recuperado el 5 de Mayo de 2015, de BBC Mundo: http://www.bbc.com/mundo/noticias/2015/03/150323_costa_rica_energia_renovable_az_ep
- Bustamante, C., Arias, E., & Cristian, P. (2008). *Diseño y construcción de una turbina Pelton para generación eléctrica, capacidad 2 kW*. Quito: Universidad Politécnica Salesiana.
- Coz, F. (1995). Turbinas hidráulicas. En *Manual de mini y microcentrales hidráulicas* (págs. 131-132). Perú: Intermediate Technology Development Group, ITDG-Perú.

- Currás, T. A. (2014). *Líderes en Energía Limpia: Países Top en Energía Renovables en Latinoamérica*. World Wide Fund (WWF). Gland: WWF International.
- Davis, S. (2005). *Microhydro: Clean power from water*. Gabriola Island: New Society Publishers.
- Davis, S., Graham, S., Bonhomme, J., & Clark, R. (2004). *Micro-Hydropower Systems: A Buyer's Guide*. Ottawa: Natural Resources Canada.
- Energy Systems & Designs. (s.f.). *Microhydropower.com*. Obtenido de <http://microhydropower.com/price-list/#StreamEngine>
- Fernandez Díez, P. (s.f.). *Turbinas Hidráulicas*. Universidad de Cantabria. Departamento de ingeniería eléctrica y energética.
- Franklin Electric. (2012). *www.franklin-electric.com*. Obtenido de CCF-015.
- GOULDS Water Technology. (s.f.). *Tecnical Brochure*. Obtenido de [www.pumpsok.com: http://www.pumpsok.com/sites/pumpsok/uploads/documents/water_systems/CENTRIFUGAL.GOULDS.3656.S.pdf](http://www.pumpsok.com/sites/pumpsok/uploads/documents/water_systems/CENTRIFUGAL.GOULDS.3656.S.pdf)
- Grupo WIKA. (s.f.). *Transmisor de presión*. Obtenido de [www.wika.es: http://www.wika.es/a_10_es_es.WIKA](http://www.wika.es/a_10_es_es.WIKA)
- Halil, G., & Erol, K. (2015). Preliminary studies of a new permanent magnet generator (PMG) with the axial and radial flux morphology. *ScienceDirect*.
- Harvey, A., Brown, A., Hettiarachi, P., & Inversin, A. (1993). *Micro-Hydro Design Manual, A Guide to Small-Scale Water Power Schemes*. Londres: UK. ISBN 1 85339 103 4.
- Hernandez, C., & Indacochea, E. (1988). *Apuntes para un manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas. Volumen II: Turbinas Pelton*. Quito: OLADE.
- Hernández, C., & Indacochea, E. (1988). *Apuntes para un Manual Técnico de diseño, Estandarización y Fabricación de equipos para pequeñas Centrales Hidroeléctricas: Turbina Pelton*. Quito: Oldae.
- ICE. (2015). *Costa Rica: Matriz Eléctrica. Un modelo sostenible, único en el mundo*. Grupo ICE. Obtenido de Grupo ICE: https://www.grupoice.com/wps/wcm/connect/8823524c-7cc7-4cef-abde-a1f06e14da0e/matriz_folleto_web2.pdf?MOD=AJPERES

- ICE, & CNFL. (2013). *Señales regulatorias para la Rentabilidad e Inversión en el Sector Eléctrico*. Recuperado el 17 de Mayo de 2016, de CIER, Regulación del sector Eléctrico: <https://sites.google.com/site/regulacionsectorelectrico/home>
- Penche, C. (1998). *Manual de la pequeña hidráulica*. Bruselas: European Small Hydropower Association .
- Polo Encinas, M. (1975). *Turbomáquinas Hidráulicas*. Instituto Tecnológico de Monterrey, Mexico: Editorial Limusa.
- Shigley, J., & Mischke, C. (2002). *Diseño en ingeniería mecánica*. México D.F.: McGraw-Hill.
- Siles, M., & Solís, C. (1991). *Diseño y construcción de una turbina Pelton*. San José: Universidad de Costa Rica.
- Thake, J. (2000). *The Micro-Hydro Pelton Turbine Manual*. Warwickshire: Practical Action Publishing.
- WWF. (2014). *Líderes en energía limpia. Países Top en Energía Renovable en Latinoamérica*. WWF Internacional.

Anexos

A. Procedimiento del modelado 3D del álabe en *Solidworks*

- 1) Para facilitar el proceso de modelado del álabe, se empieza dibujando la mitad del álabe o una de las dos cucharas. Se inicia creando la superficie de la mitad de una cuchara

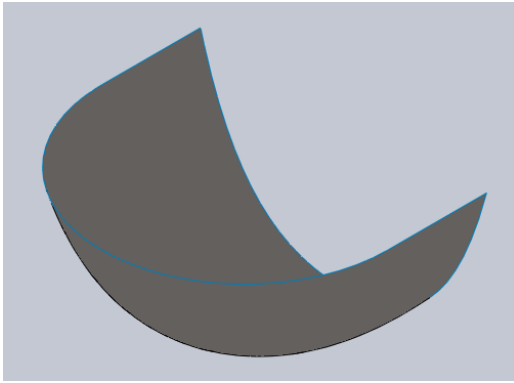


Figura A. 1: Vista isométrica- Mitad de cuchara. Fuente: Autores.

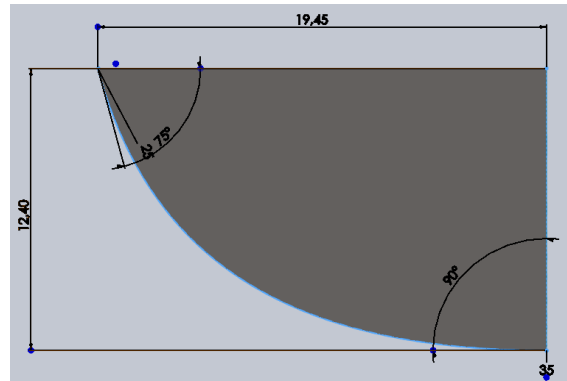


Figura A. 3: Vista Lateral- Mitad de cuchara. Fuente: Autores.

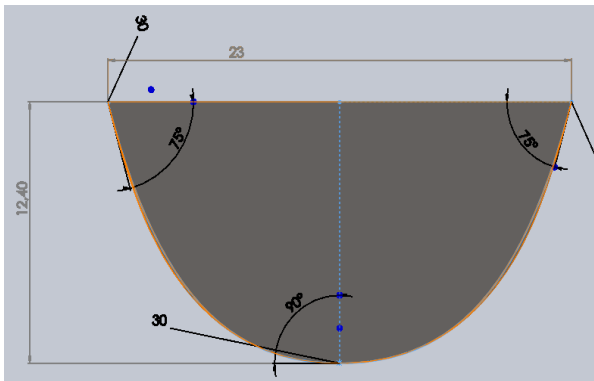


Figura A. 2: Vista Frontal- Mitad de cuchara. Fuente: Autores.

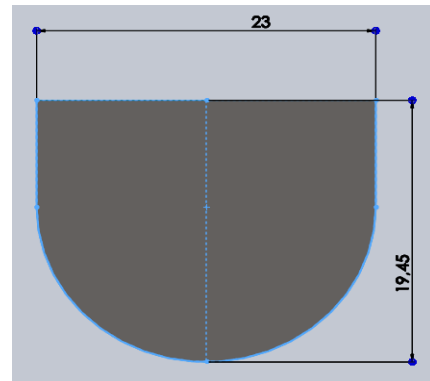


Figura A. 4: Vista Superior- Mitad de cuchara. Fuente: Autores.

- 2) Luego se procede a realizar la superficie de la segunda mitad de la cuchara.

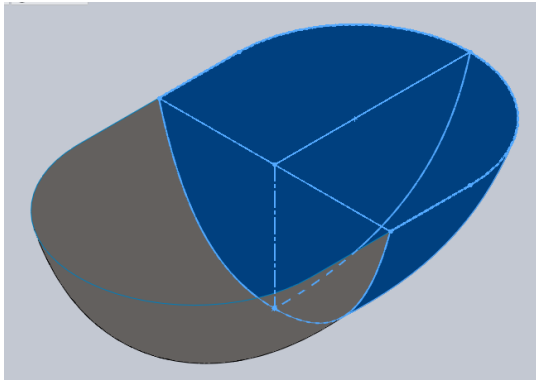


Figura A. 5: Vista Isométrica. Segunda mitad de la cuchara. Fuente: Autores.

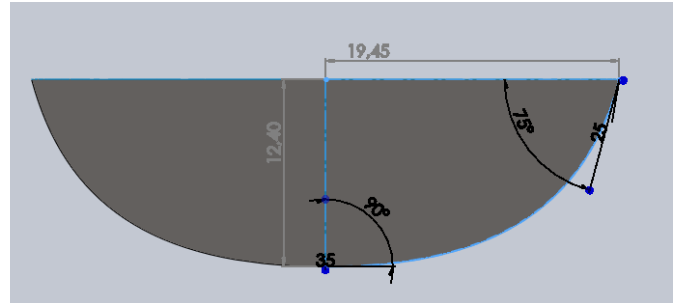


Figura A. 6: Vista lateral. Segunda mitad de cuchara. Fuente: Autores.

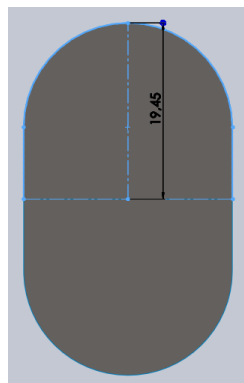


Figura A. 7: Vista superior. Segunda mitad de cuchara. Fuente: Autores.

- 3) Una vez obtenida la mitad del álabe, se le aplica el respectivo espesor a la pieza y se le realiza un pequeño corte para luego proceder a crear en espejo la segunda mitad del álabe.

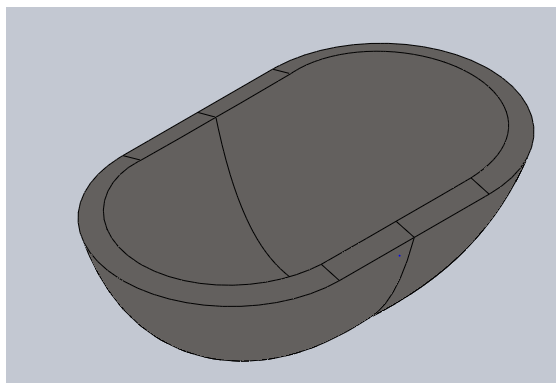


Figura A. 8: Espesor del álabe

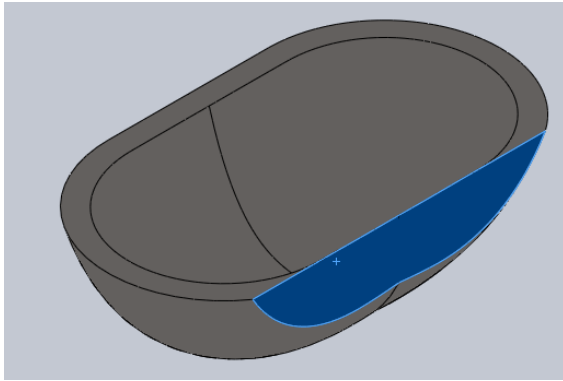


Figura A. 9: Corte lateral. Fuente: Autores

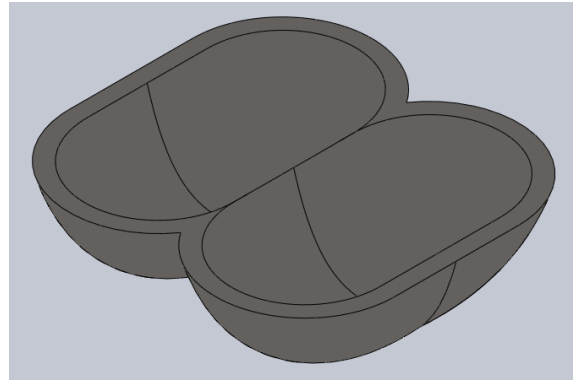


Figura A. 10: Segunda mitad del álabe en espejo. Fuente: Autores

- 4) Teniendo esto, se procede a realizar el corte de la muesca la cual permite que el chorro impacte en más de un álabe, y el corte del ángulo β_4 .

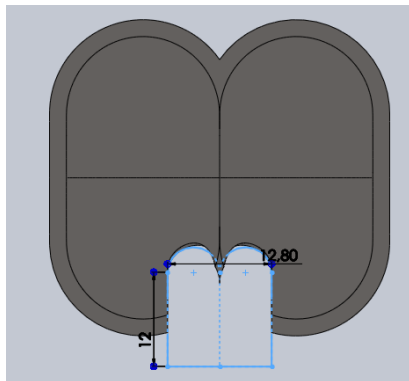


Figura A. 11: Corte de la muesca. Fuente: Autores.

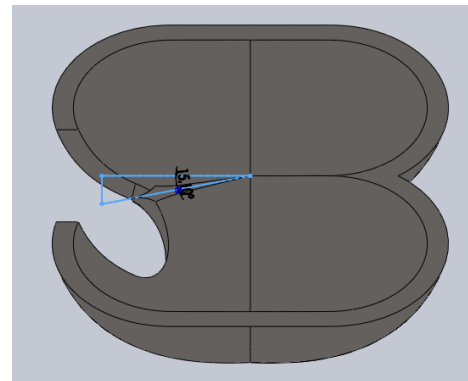


Figura A. 12: Corte del ángulo β_4 . Fuente: Autores

- 5) Finalmente, se procede con el modelaje del vástago y el corte del agujero para el perno.

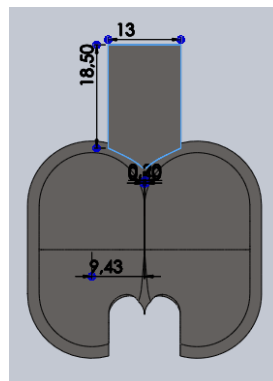


Figura A. 13: Extrucción del vástago. Fuente: Autores.

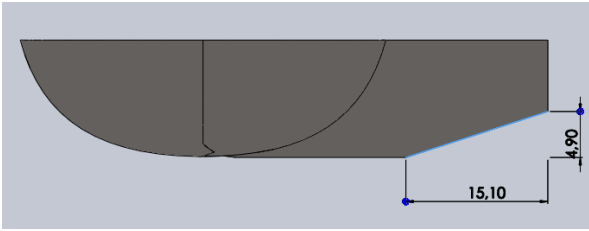


Figura A. 14: Corte del vástago. Fuente: Autores.

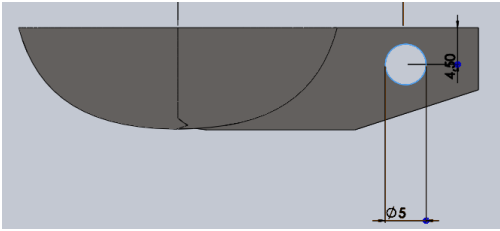


Figura A. 15: Corte de agujero para perno. Fuente: Autores.

B. Planos de taller: disco, inyector y carcasa.

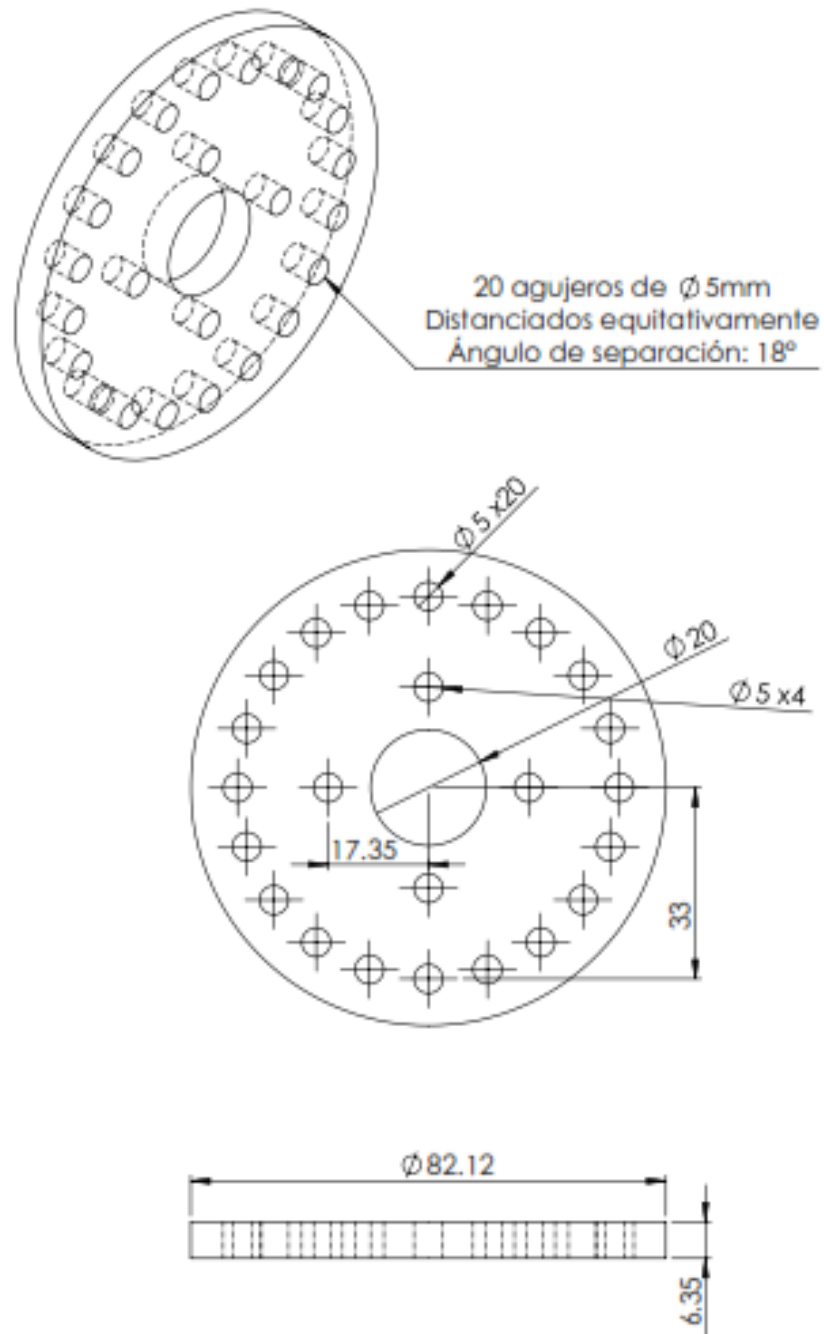


Figura B. 1: Planos de taller del disco del rodete. Fuente: Autores.

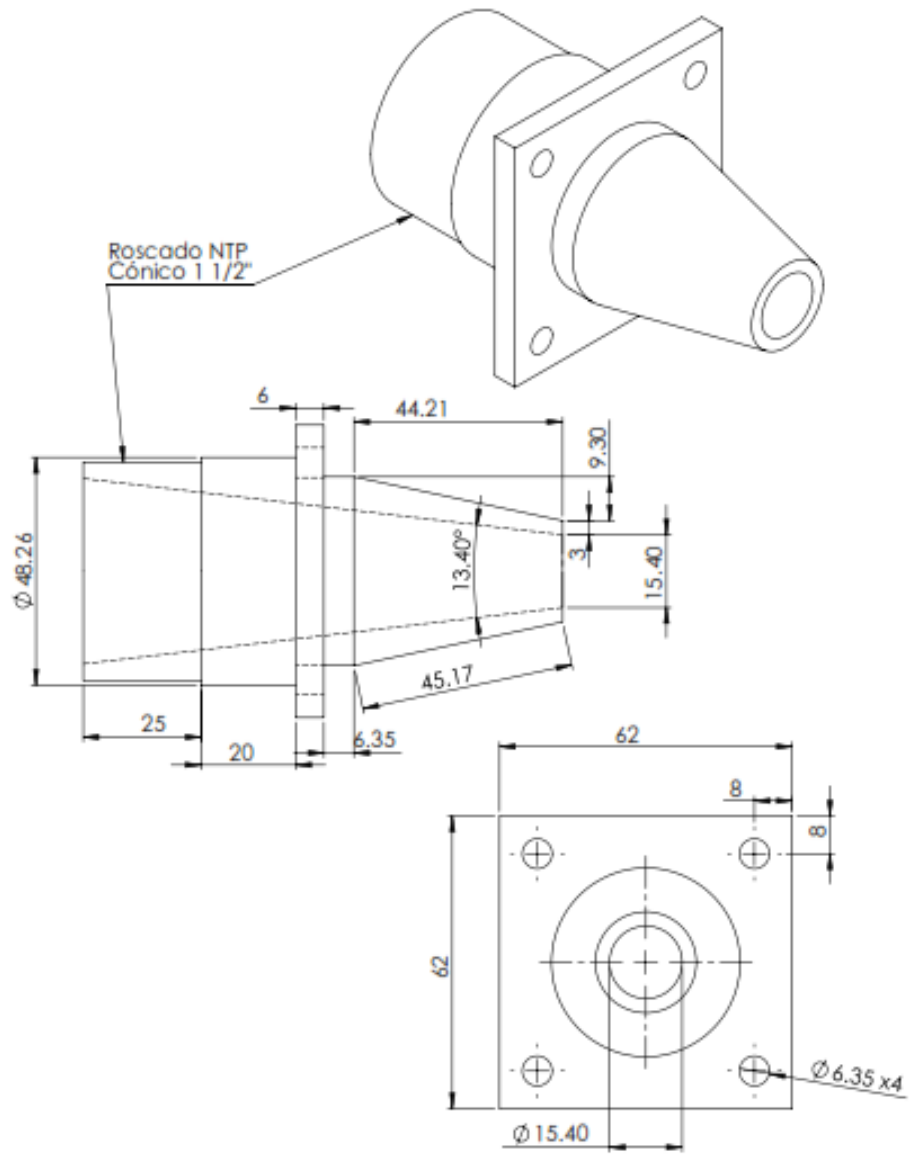


Figura B. 2: Plano de taller del inyector (cotas en mm). Fuente: Autores.

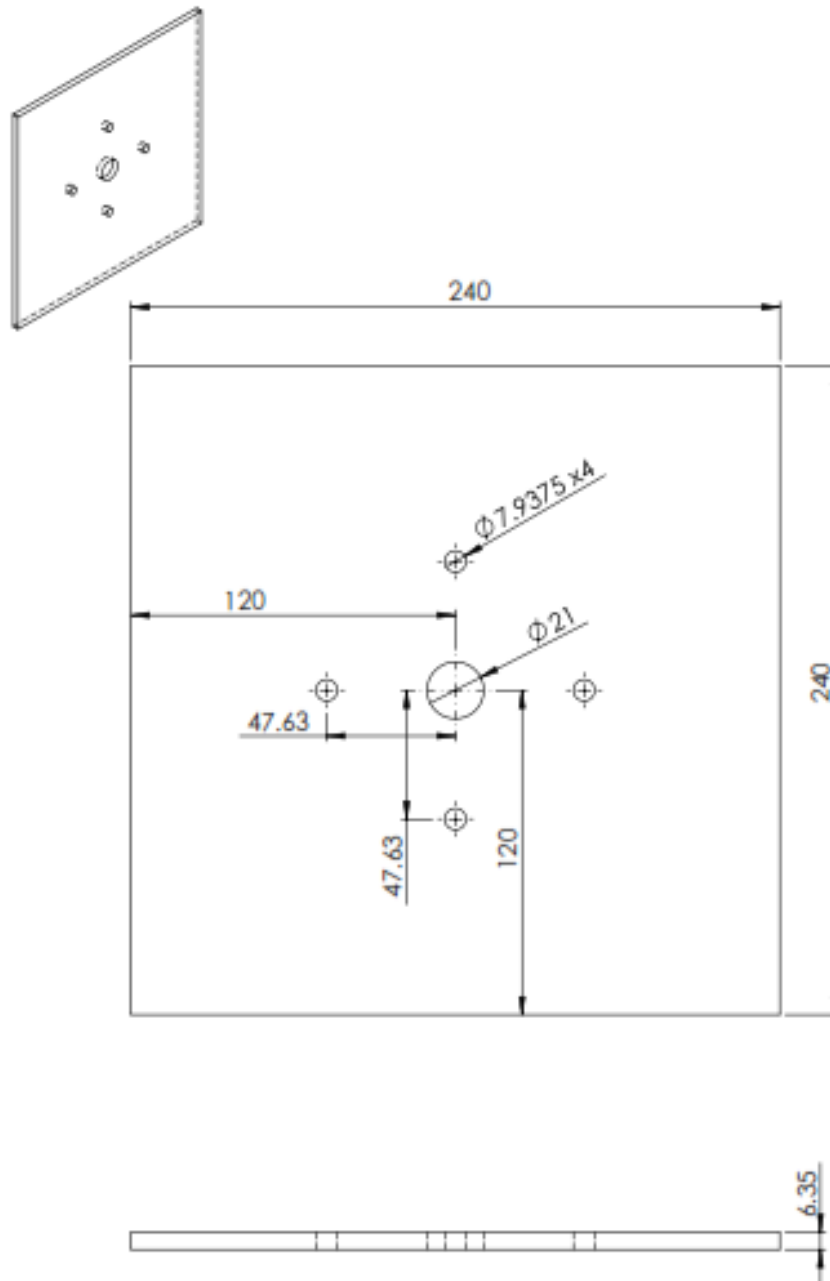


Figura B. 3: Plano de la lámina superior de la carcasa (cotas en mm). Fuente: Autores.

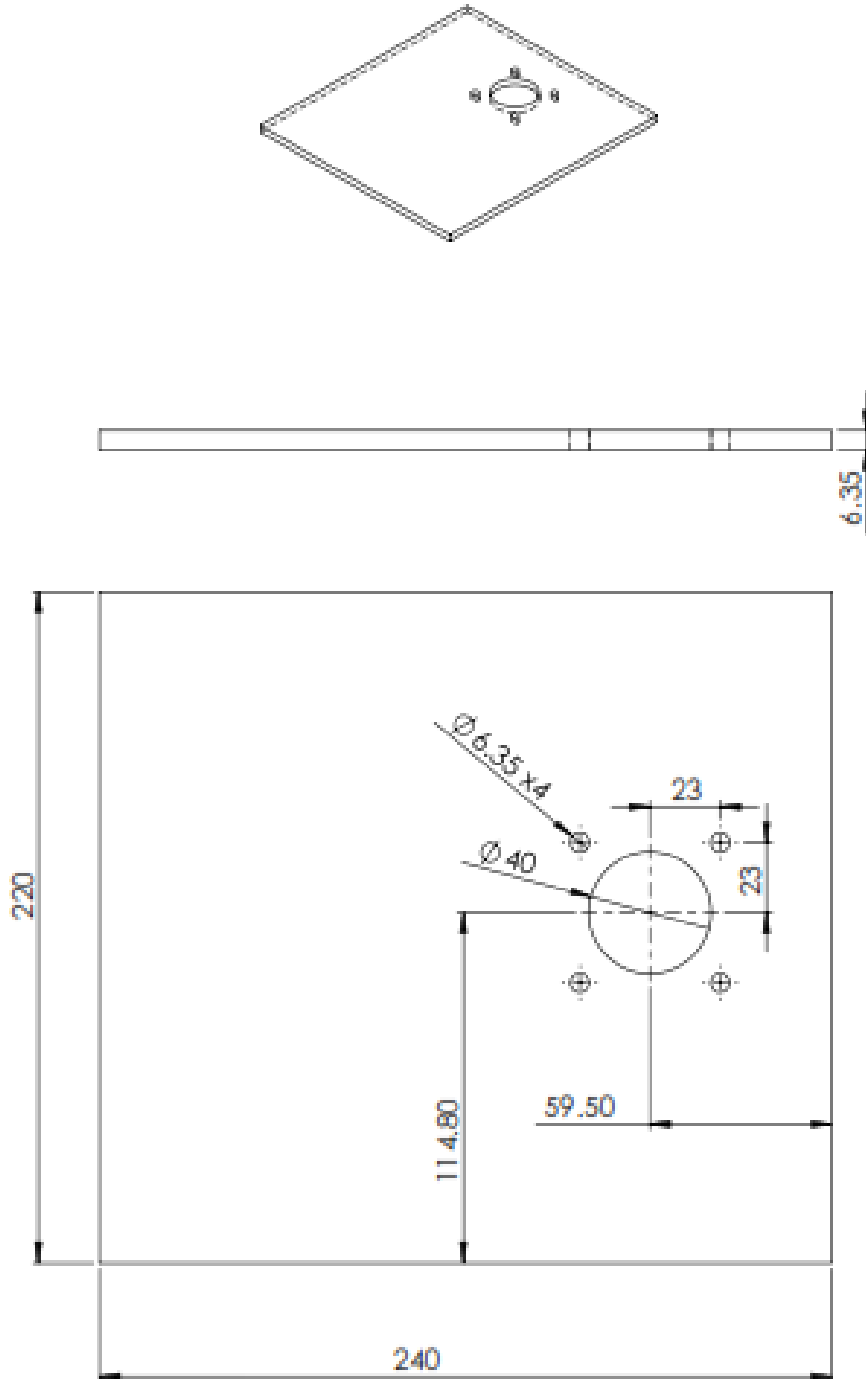


Figura B. 4: Plano de la lámina lateral de la carcasa a la cual se le acopla el inyector (cotas en mm). Fuente: Autores.

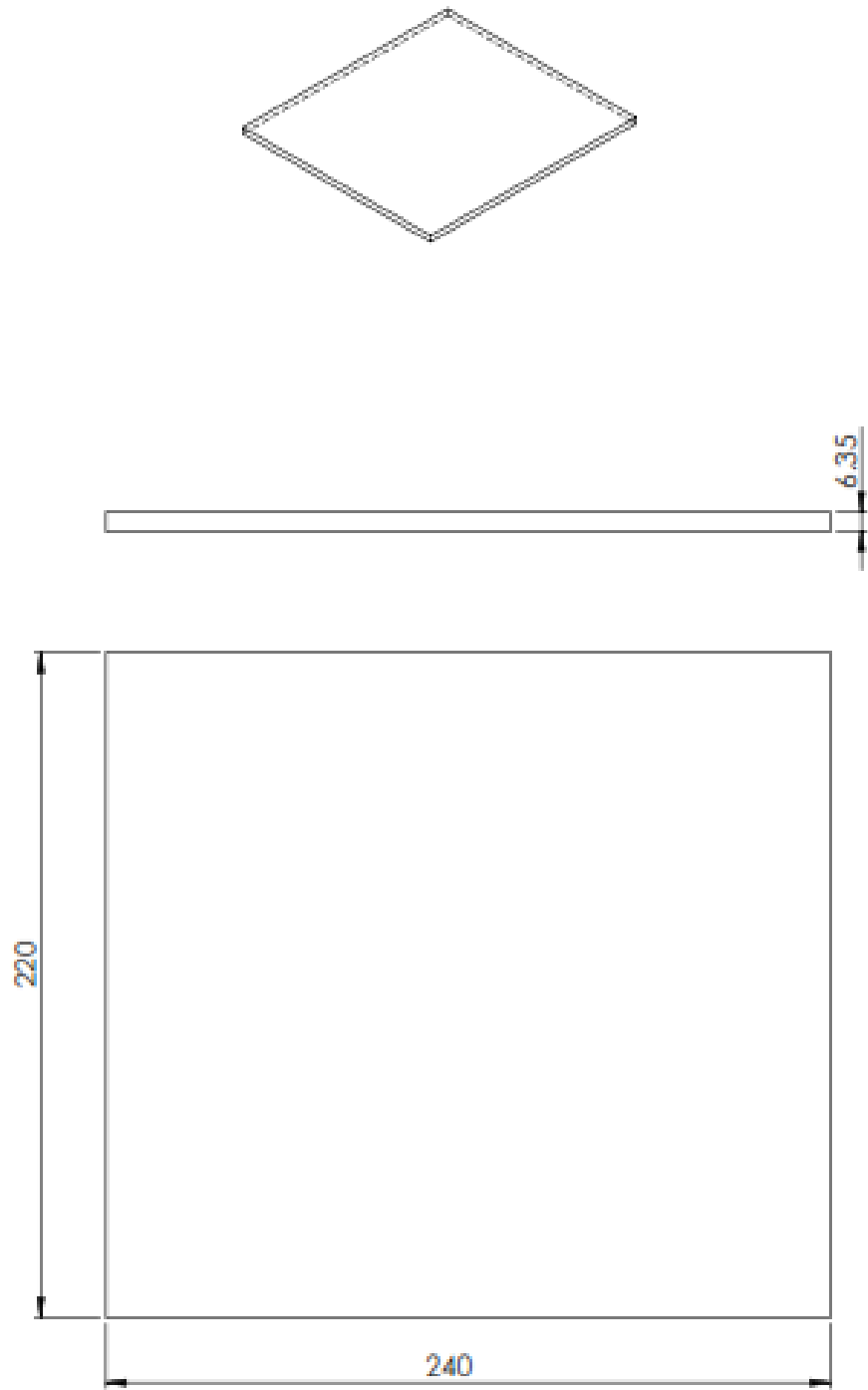


Figura B. 5: Plano de la lámina lateral de la carcasa que no lleva inyector (cotas en mm).
Fuente: Autores.

C. Recomendación de rediseño de inyector con boquillas intercambiables

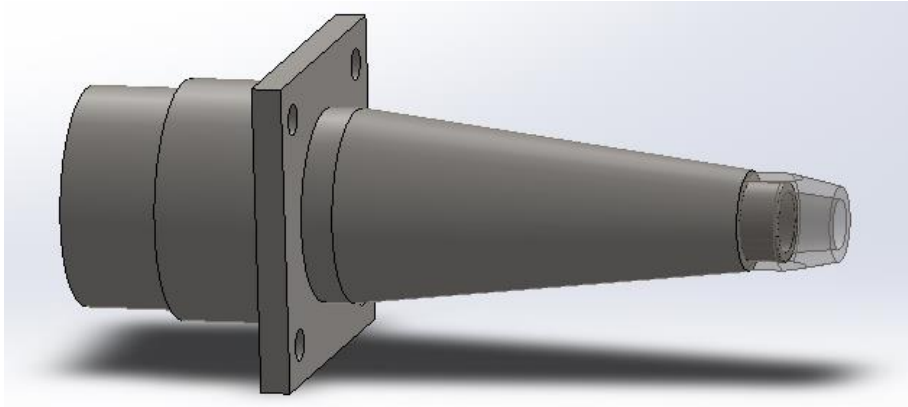


Figura C. 1: Modelo del inyector junto con la boquilla intercambiable propuesto como recomendación. Fuente: Autores.

D. Recomendación de sello hidráulico tipo laberinto

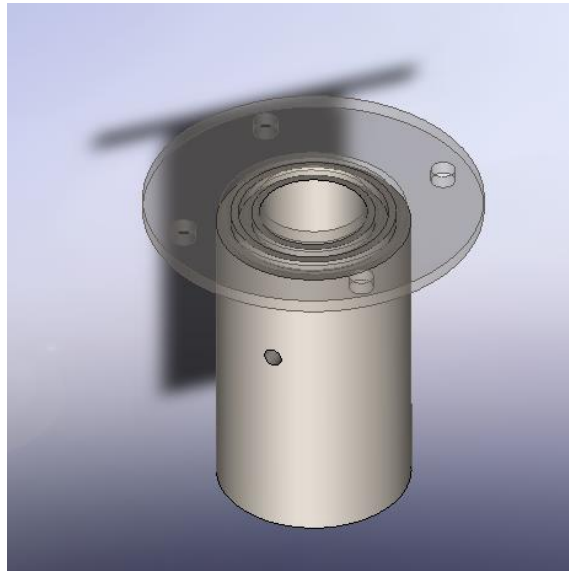


Figura D. 2: Modelo del sello hidráulico tipo laberinto propuesto como recomendación. Fuente: Autores.

E. Memorias de cálculo del proyecto

Proyecto I
Diseño y especificación de una pico turbina tipo Pelton para potencias de hasta 1000 Watts con un bajo costo de manufactura
Memoria de cálculo
Diseño de la Pico Turbina tipo Pelton

Simbología	
Datos a ingresar	
Datos completados por medio de formulas	

Parámetros Generales de Diseño			
Parámetro	Signatura	Valor	Unidades
Caudal de diseño	Q	0,008	m ³ /s
Velocidad rotacional	w	1500	rpm
		157,08	rad/s
Peso específico del agua	y	9806	N/m ³
Aceleración gravitacional	g	9,81	m ² /s
Eficiencia de la turbina	η_t	0,75	-
Eficiencia de la tubería	η_t	0,95	-
Eficiencia de accesorios de distribución	η_t	0,95	-
Eficiencia del generador	η_g	0,8	-
Eficiencia de la transmisión mecánica	η_{tr}	1	-
Eficiencia total del sistema	η_{total}	0,5415	-
Número de boquillas	i	2	-
Coefficiente de velocidad de la tobera	Cv	0,97	-
Coefficiente de contracción del orificio	Cc	0,98	-

7,70

Ecuaciones de diseño					
Diámetro de boquilla			db	0,0154	m
Parámetro	Signatura	Unidades	Altura 1	Altura 2	Altura 3
Altura Neta	H	m	25	20	30
Potencia entregada	P	W	1062,0	849,6	1274,4
Velocidad específica (rpm,cv,m)	Ns	-	32,25	38,12	28,12
Velocidad específica (m,m3/s, rpm)	Nsq	-	12,00	14,19	10,47
Coefficiente de velocidad de rotación	ku	-	0,429	0,418	0,437
Diámetro de paso del rodete	Dp	m	0,1209	0,105	0,135
Diámetro de chorro	d	m	0,0151	0,0151	0,0151
Relación Dp/d	-	-	8,01	6,978	8,93
Velocidad de chorro	y	m/s	21,48	19,21	23,53
Diámetro punta de arista	Da	m	0,1495	0,1274	0,1569
Velocidad tangencial en Dp	U	m/s	9,497	8,274	10,59
Velocidad angular del rodete	w	rad/s	157,2	157,2	157,2
Velocidad tangencial a la distancia ro	Uo	m/s	11,75	10,01	12,33
Angulo de referencia con vertical	δ	rad	0,4415	0,4790	0,4308
Angulo que recorre el álabe	ϕ	rad	0,4675	0,4803	0,4376

Angulo de separación de alabes	θ	grados	23,80	27,37	24,29
Número de alabes	Z	-	18	16	18
Número de alabes Tygun	zt	-	19,00	18,49	19,47
Angulo de talonamiento recomendado	μ	grados	30	30	30
Diámetro círculo tangencial a línea arista	Do	m	0,0587	0,0583	0,0548
Diámetro círculo tangencial a línea borde	Do'	m	0,0291	0,0294	0,0317
Diámetro externo del rodete	De	m	0,1631	0,1476	0,1771
Razón de velocidad			0,4420	0,4305	0,4500
Eficiencia hidráulica teórica	η_{hid}	%	89,73	89,10	90,11

50,58721157

Dimensiones de la cuchara Caso 1		
Signatura	Valor	Unidades
B	0,049	m
L	0,045	m
D	0,016	m
f	0,014	m
M	0,017	m
e	0,007	m
l	0,025	m
β_1	15,00	
β_2	15,00	
β_4	15,00	
Espesor mínimo	0,002	m

RESULTADOS DE LA PRUEBA DE LA TURBINA EN EL BANCO DE PRUEBAS

		Ns (rpm,kW,m)		11,58		
1	25W Boquilla izquierda					
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	810		
	Q (l/s)	2,75	Volt. (V)	96,1		
	V inyector(m/s)	15,6	Corr. (A)	0,2		
	P transductor(m)	9,5	Pot. E (W)	33,3		
	Pérdidas tubería(m)	0,76	Pot. H (W)	207,0		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,37	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	7,67	η Turb (%)	20%		
	t prom (s)	7,50	η Total (%)	16%		
	7,94	7,48	7,18	7,26	Calibración (m)	0,7
	7,64					

		Ns (rpm,kW,m)		15,03		
2	25W Boquilla derecha					
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	908		
	Q (l/s)	2,65	Volt. (V)	108		
	V inyector(m/s)	15,0	Corr. (A)	0,3		
	Presión (m)	10,2	Pot. E (W)	56,1		
	Pérdidas (m)	0,70	Pot. H (W)	218,2		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,34	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	8,40	η Turb (%)	32%		
	t prom (s)	7,80	η Total (%)	26%		
	7,67	8,83	7,43	7,38	Calibración (m)	0,7
	7,67					

		Ns (rpm,kW,m)		15,19		
3	50W Boquilla izquierda					
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1115		
	Q (l/s)	3,15	Volt. (V)	131,3		
	V inyector(m/s)	17,8	Corr. (A)	0,5		
	Presión (m)	15,2	Pot. E (W)	113,7		
	Pérdidas (m)	0,99	Pot. H (W)	402,6		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,49	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	13,03	η Turb (%)	35%		
	t prom (s)	6,55	η Total (%)	28%		
	6,89	6,35	6,86	6,44	Calibración (m)	0,7
	6,2					

		Ns (rpm,kW,m)		16,48		
4	50W Boquilla derecha					
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1105		
	Q (l/s)	3,21	Volt. (V)	130		
	V inyector(m/s)	18,2	Corr. (A)	0,5		
	Presión (m)	14,3	Pot. E (W)	112,6		
	Pérdidas (m)	1,02	Pot. H (W)	380,1		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,51	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	12,07	η Turb (%)	37%		
	t prom (s)	6,43	η Total (%)	30%		
	6,49	6,52	6,22	6,57	Calibración (m)	0,7
	6,34					

		Ns (rpm,kW,m)		14,85		
5	25W & 50W Boquilla izquierda					
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1100		
	Q (l/s)	3,49	Volt. (V)	128,8		
	V inyector(m/s)	19,8	Corr. (A)	0,7		
	Presión (m)	17,4	Pot. E (W)	156,2		
	Pérdidas (m)	1,21	Pot. H (W)	510,0		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,60	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	14,90	η Turb (%)	38%		
	t prom (s)	5,91	η Total (%)	31%		
	5,82	5,69	6,07	6,34	Calibración (m)	0,7
	5,76	5,79				

		Ns (rpm,kW,m)		17,71		
6	25W & 50W Boquilla derecha					
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1317		
	Q (l/s)	3,29	Volt. (V)	153,1		
	V inyector(m/s)	18,6	Corr. (A)	0,8		
	Presión (m)	19,2	Pot. E (W)	212,1		
	Pérdidas (m)	1,07	Pot. H (W)	544,7		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,53	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	16,90	η Turb (%)	49%		
	t prom (s)	6,28	η Total (%)	39%		
	5,98	6,38	6,23	6,08	Calibración (m)	0,7
	6,87	6,13				

		Ns (rpm,kW,m)		16,47		
7	100W inyector izquierdo					
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1210		
	Q (l/s)	3,77	Volt. (V)	141		
	V inyector(m/s)	21,4	Corr. (A)	1		
	Presión (m)	20,5	Pot. E (W)	244,2		
	Pérdidas (m)	1,41	Pot. H (W)	655,0		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,70	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	17,70	η Turb (%)	47%		
	t prom (s)	5,47	η Total (%)	37%		
	5,39	5,62	5,66	5,25	Calibración (m)	0,7
	5,42					

		Ns (rpm,kW,m)		17,13		
8	100W inyector derecho					
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1400		
	Q (l/s)	3,59	Volt. (V)	162,4		
	V inyector(m/s)	20,3	Corr. (A)	1,1		
	Presión (m)	23,8	Pot. E (W)	309,4		
	Pérdidas (m)	1,28	Pot. H (W)	746,5		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,63	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	21,19	η Turb (%)	52%		
	t prom (s)	5,75	η Total (%)	41%		
	5,9	5,48	5,89	5,98	Calibración (m)	0,7
	5,48					

		Ns (rpm,kW,m)		17,46		
9	100W inyector izquierdo					
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1460		
	Q (l/s)	4,33	Volt. (V)	169,2		
	V inyector(m/s)	24,5	Corr. (A)	1,1		
	Presión (m)	25,4	Pot. E (W)	322,4		
	Pérdidas (m)	1,84	Pot. H (W)	932,1		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,92	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	21,94	η Turb (%)	43%		
	t prom (s)	4,76	η Total (%)	35%		
	4,66	4,52	4,91	4,72	Calibración (m)	0,7
	5,01					

		Ns (rpm,kW,m)		18,50		
10	100W inyector derecho					
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1590		
	Q (l/s)	3,85	Volt. (V)	184		
	V inyector(m/s)	21,8	Corr. (A)	1,2		
	Presión (m)	26,9	Pot. E (W)	382,4		
	Pérdidas (m)	1,46	Pot. H (W)	907,3		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,73	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	24,01	η Turb (%)	53%		
	t prom (s)	5,36	η Total (%)	42%		
	5,26	5,19	5,28	5,35	Calibración (m)	0,7
	5,7					

		Ns (rpm,kW,m)		15,82	
11	100W & 50W Boquilla izquierda				
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1240	
	Q (l/s)	4,33	Volt. (V)	141,2	
	V inyector(m/s)	24,5	Corr. (A)	1,5	
	Presión (m)	25,4	Pot. E (W)	366,8	
	Pérdidas (m)	1,84	Pot. H (W)	932,1	
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,92	η Gen (%)	80%	
	Presion total (m)	21,94	η Turb (%)	49%	
	t prom (s)	4,76	η Total (%)	39%	
		4,66	4,52	4,91	4,72
	5,01				
				Calibración (m)	0,7

		Ns (rpm,kW,m)		15,57	
12	100W & 50W Boquilla derecha				
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1297	
	Q (l/s)	3,85	Volt. (V)	146,9	
	V inyector(m/s)	21,8	Corr. (A)	1,6	
	Presión (m)	26,9	Pot. E (W)	407,1	
	Pérdidas (m)	1,46	Pot. H (W)	907,3	
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,73	η Gen (%)	80%	
	Presion total (m)	24,01	η Turb (%)	56%	
	t prom (s)	5,36	η Total (%)	45%	
		5,26	5,19	5,28	5,35
	5,7				
				Calibración (m)	0,7

		Ns (rpm,kW,m)		43,71	
13	25W ambos inyectores				
	h regla (m)	0,06	#inyectores	2	
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1163	
	Q (l/s)	4,73	Volt. (V)	138,2	
	V inyector(m/s)	26,8	Corr. (A)	0,3	
	Presión (m)	8,8	Pot. E (W)	71,8	
	Pérdidas (m)	2,19	Pot. H (W)	223,5	
	Pérdidas iny (m), K=0,05	1,10	η Gen (%)	75%	
	Presion total (m)	4,81	η Turb (%)	43%	
	t prom (s)	4,36	η Total (%)	32%	
		4,17	4,48	4,34	4,45
				Calibración (m)	0,7

		Ns (rpm,kW,m)		57,72	
14	25W ambos inyectores				
	h regla (m)	0,06	#inyectores	2	
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	756	
	Q (l/s)	4,71	Volt. (V)	89,6	
	V inyector(m/s)	26,6	Corr. (A)	0,2	
	Presión (m)	5,9	Pot. E (W)	31,0	
	Pérdidas (m)	2,16	Pot. H (W)	90,1	
	Pérdidas iny (m), K=0,05	1,09	η Gen (%)	80%	
	Presion total (m)	1,95	η Turb (%)	43%	
	t prom (s)	4,39	η Total (%)	34%	
		4,17	4,48	4,34	4,45
	4,49				
				Calibración (m)	0,7

		Ns (rpm,kW,m)		11,81	
15	25W inyector izquierdo Todo caudal bomba				
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	830	
	Q (l/s)	2,22	Volt. (V)	101,3	
	V inyector(m/s)	12,6	Corr. (A)	0,2	
	Presión (m)	9,3	Pot. E (W)	35,1	
	Pérdidas (m)	0,50	Pot. H (W)	171,0	
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,24	η Gen (%)	80%	
	Presion total (m)	7,86	η Turb (%)	26%	
	t prom (s)	9,30	η Total (%)	21%	
		8,98	10,12	9,15	8,96
				Calibración (m)	0,7

		Ns (rpm,kW,m)		10,29	
16	25W inyector derecho Todo caudal bomba				
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	825	
	Q (l/s)	2,30	Volt. (V)	100,3	
	V inyector(m/s)	13,0	Corr. (A)	0,2	
	Presión (m)	10,2	Pot. E (W)	34,7	
	Pérdidas (m)	0,54	Pot. H (W)	196,7	
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,26	η Gen (%)	80%	
	Presion total (m)	8,70	η Turb (%)	22%	
	t prom (s)	8,96	η Total (%)	18%	
		8,54	8,96	9,22	9,1
				Calibración (m)	0,7

		Ns (rpm,kW,m)		15,22	
17	50W inyector izquierdo Todo caudal bomba				
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1125	
	Q (l/s)	2,86	Volt. (V)	133,3	
	V inyector(m/s)	16,2	Corr. (A)	0,5	
	Presión (m)	15,1	Pot. E (W)	115,4	
	Pérdidas (m)	0,82	Pot. H (W)	370,0	
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,40	η Gen (%)	80%	
	Presion total (m)	13,18	η Turb (%)	39%	
	t prom (s)	7,21	η Total (%)	31%	
		7,31	7,15	7,22	7,16
				Calibración (m)	0,7

		Ns (rpm,kW,m)		16,15	
18	50W inyector derecho Todo caudal bomba				
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1188	
	Q (l/s)	2,64	Volt. (V)	139,1	
	V inyector(m/s)	15,0	Corr. (A)	0,5	
	Presión (m)	15,1	Pot. E (W)	120,5	
	Pérdidas (m)	0,70	Pot. H (W)	346,1	
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,34	η Gen (%)	80%	
	Presion total (m)	13,36	η Turb (%)	44%	
	t prom (s)	7,81	η Total (%)	35%	
		7,18	6,95	9,84	7,28
				Calibración (m)	0,7

		Ns (rpm,kW,m)		16,36	
19	100W inyector izquierdo Todo caudal bomba				
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1257	
	Q (l/s)	3,69	Volt. (V)	145,6	
	V inyector(m/s)	20,9	Corr. (A)	1	
	Presión (m)	21,3	Pot. E (W)	252,2	
	Pérdidas (m)	1,35	Pot. H (W)	673,2	
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,67	η Gen (%)	80%	
	Presion total (m)	18,58	η Turb (%)	47%	
	t prom (s)	5,59	η Total (%)	37%	
		5,84	5,29	5,51	5,71
				Calibración (m)	0,7

		Ns (rpm,kW,m)		16,25	
20	100W inyector derecho Todo caudal bomba				
	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1310	
	Q (l/s)	3,50	Volt. (V)	150,8	
	V inyector(m/s)	19,8	Corr. (A)	1	
	Presión (m)	22,1	Pot. E (W)	261,2	
	Pérdidas (m)	1,21	Pot. H (W)	672,5	
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,60	η Gen (%)	80%	
	Presion total (m)	19,59	η Turb (%)	49%	
	t prom (s)	5,90	η Total (%)	39%	
		5,83	6,2	5,78	5,77
				Calibración (m)	0,7

				Ns (rpm,kW,m)	38,30	
21	h regla (m)	0,06	#inyectores	2		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1040		
	Q (l/s)	5,55	Volt. (V)	125		
	V inyector(m/s)	31,4	Corr. (A)	0,73		
	Presión (m)	11,4	Pot. E (W)	158,0		
	Pérdidas (m)	2,98	Pot. H (W)	364,9		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	1,51	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	6,71	η Turb (%)	54%		
	t prom (s)	3,72	η Total (%)	43%		
		4,12	3,15	3,78	3,83	Calibración (m)

				Ns (rpm,kW,m)	37,20	
22	h regla (m)	0,06	#inyectores	2		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1015		
	Q (l/s)	4,87	Volt. (V)	121		
	V inyector(m/s)	27,5	Corr. (A)	0,69		
	Presión (m)	10,2	Pot. E (W)	144,6		
	Pérdidas (m)	2,31	Pot. H (W)	310,2		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	1,16	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	6,50	η Turb (%)	58%		
	t prom (s)	4,24	η Total (%)	47%		
		4,8	4,21	3,8	4,15	Calibración (m)

				Ns (rpm,kW,m)	41,15	
23	h regla (m)	0,06	#inyectores	2		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1144		
	Q (l/s)	5,61	Volt. (V)	133		
	V inyector(m/s)	31,8	Corr. (A)	0,99		
	Presión (m)	12,7	Pot. E (W)	228,1		
	Pérdidas (m)	3,05	Pot. H (W)	435,6		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	1,54	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	7,91	η Turb (%)	65%		
	t prom (s)	3,68	η Total (%)	52%		
		3,56	3,58	3,78	3,79	Calibración (m)

				Ns (rpm,kW,m)	43,22	
24	h regla (m)	0,06	#inyectores	2		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1240		
	Q (l/s)	6,27	Volt. (V)	143		
	V inyector(m/s)	35,5	Corr. (A)	1,3		
	Presión (m)	15,2	Pot. E (W)	322,0		
	Pérdidas (m)	3,79	Pot. H (W)	573,2		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	1,93	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	9,32	η Turb (%)	70%		
	t prom (s)	3,29	η Total (%)	56%		
		3,16	3,13	3,12	3,58	Calibración (m)

				Ns (rpm,kW,m)	45,98	
26	h regla (m)	0,1	#inyectores	2		
	Volum. (m3)	0,0344	ω (rpm)	1391		
	Q (l/s)	7,61	Volt. (V)	157		
	V inyector(m/s)	43,1	Corr. (A)	1,9		
	Presión (m)	20,3	Pot. E (W)	516,7		
	Pérdidas (m)	5,53	Pot. H (W)	876,6		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	2,84	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	11,75	η Turb (%)	74%		
	t prom (s)	4,52	η Total (%)	59%		
		4,48	4,75	4,47	4,38	Calibración (m)

				Ns (rpm,kW,m)	46,44	
25	h regla (m)	0,06	#inyectores	2		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1315		
	Q (l/s)	7,37	Volt. (V)	152		
	V inyector(m/s)	41,7	Corr. (A)	1,46		
	Presión (m)	17,9	Pot. E (W)	384,4		
	Pérdidas (m)	5,20	Pot. H (W)	715,4		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	2,66	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	9,90	η Turb (%)	67%		
	t prom (s)	2,80	η Total (%)	54%		
		2,61	2,57	3,03	2,99	Calibración (m)

				Ns (rpm,kW,m)	58,81	
27	h regla (m)	0,1	#inyectores	2		
	Volum. (m3)	0,0344	ω (rpm)	1505		
	Q (l/s)	8,51	Volt. (V)	169		
	V inyector(m/s)	48,2	Corr. (A)	1,97		
	Presión (m)	21,4	Pot. E (W)	576,7		
	Pérdidas (m)	6,88	Pot. H (W)	895,9		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	3,55	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	10,74	η Turb (%)	80%		
	t prom (s)	4,04	η Total (%)	64%		
		4,09	4,05	4,02	4,01	Calibración (m)

				Ns (rpm,kW,m)	56,46	
28	h regla (m)	0,1	#inyectores	2		
	Volum. (m3)	0,0344	ω (rpm)	1372		
	Q (l/s)	8,48	Volt. (V)	156		
	V inyector(m/s)	48,0	Corr. (A)	2,31		
	Presión (m)	21,2	Pot. E (W)	624,2		
	Pérdidas (m)	6,83	Pot. H (W)	883,9		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	3,52	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	10,63	η Turb (%)	88%		
	t prom (s)	4,06	η Total (%)	71%		
		4,06	4,27	4,09	3,81	Calibración (m)

				Ns (rpm,kW,m)	15,76	
29	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1233		
	Q (l/s)	4,02	Volt. (V)	141		
	V inyector(m/s)	22,7	Corr. (A)	1,16		
	Presión (m)	22,3	Pot. E (W)	283,3		
	Pérdidas (m)	1,59	Pot. H (W)	777,8		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,79	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	19,75	η Turb (%)	46%		
	t prom (s)	5,14	η Total (%)	36%		
		5,14	5,13	5,22	5,07	Calibración (m)

				Ns (rpm,kW,m)	19,07	
30	h regla (m)	0,06	#inyectores	1		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1480		
	Q (l/s)	4,72	Volt. (V)	172,7		
	V inyector(m/s)	26,7	Corr. (A)	1,3		
	Presión (m)	25,7	Pot. E (W)	388,9		
	Pérdidas (m)	2,17	Pot. H (W)	1030,1		
	Pérdidas iny (m), K=0,05	1,09	η Gen (%)	80%		
	Presion total (m)	22,28	η Turb (%)	47%		
	t prom (s)	4,38	η Total (%)	38%		
		4,64	4,47	3,92	4,48	Calibración (m)

				Ns (rpm,kW,m)	18,54		
31	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	DER		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1543			
	Q (l/s)	4,32	Volt. (V)	175			
	V inyector(m/s)	24,4	Corr. (A)	1,3			
	Presión (m)	26,6	Pot. E (W)	394,0			
	Pérdidas (m)	1,83	Pot. H (W)	1002,2			
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,91	η Gen (%)	80%			
	Presion total (m)	23,68	η Turb (%)	49%			
	t prom (s)	4,78	η Total (%)	39%			
	4,76	5,02	4,89	4,46		Calibración (m)	0,18

				Ns (rpm,kW,m)	12,37		
32	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	DER		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1145			
	Q (l/s)	4,25	Volt. (V)	126,4			
	V inyector(m/s)	24,1	Corr. (A)	2,05			
	Presión (m)	30,0	Pot. E (W)	448,8			
	Pérdidas (m)	1,77	Pot. H (W)	1133,2			
	Pérdidas iny (m), K=0,05	0,89	η Gen (%)	80%			
	Presion total (m)	27,17	η Turb (%)	50%			
	t prom (s)	4,85	η Total (%)	40%			
	5,23	4,75	4,89	4,54		Calibración (m)	0,18

				Ns (rpm,kW,m)	13,48		
33	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	IZQ		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1124			
	Q (l/s)	5,40	Volt. (V)	124			
	V inyector(m/s)	30,6	Corr. (A)	2,03			
	Presión (m)	29,1	Pot. E (W)	436,0			
	Pérdidas (m)	2,83	Pot. H (W)	1307,4			
	Pérdidas iny (m), K=0,05	1,43	η Gen (%)	80%			
	Presion total (m)	24,69	η Turb (%)	42%			
	t prom (s)	3,82	η Total (%)	33%			
	3,47	3,92	4,03	3,87		Calibración (m)	0,18

				Ns (rpm,kW,m)	11,25		
34	h regla (m)	0,06	#inyectores	1	2-100		
	Volum. (m3)	0,02064	ω (rpm)	1043			
	Q (l/s)	5,57	Volt. (V)	112,7			
	V inyector(m/s)	31,5	Corr. (A)	2,38			
	Presión (m)	32,3	Pot. E (W)	464,6			
	Pérdidas (m)	3,00	Pot. H (W)	1505,5			
	Pérdidas iny (m), K=0,05	1,52	η Gen (%)	80%			
	Presion total (m)	27,58	η Turb (%)	39%			
	t prom (s)	3,71	η Total (%)	31%			
	3,8	3,98	3,65	3,4		Calibración (m)	0,18