



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA DE MECÁNICA

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TURBINA HIDRÁULICA CON UN CAUDAL DE
10 L/s PARA LA ESTACIÓN DE INVESTIGACIÓN DE CAYAMBE MEDIANTE
SOFTWARE ESPECIALIZADO**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
Título de Ingenieros Mecánicos

**AUTORES: CHRISTIAN ISMAEL ANALUCA VIRACOCHA
JOHAN ISAAC QUINGA GUAMÁN**

TUTOR: LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS

Quito – Ecuador

2023

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Christian Ismael Analuca Viracocha con documento de identificación N° 1753128188 y Johan Isaac Quinga Guamán con documento de identificación N° 1725868424; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Quito, 18 de septiembre del año 2023

Atentamente,



Christian Ismael Analuca Viracocha

1753128188



Johan Isaac Quinga Guamán

1725868424

**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, Christian Ismael Analuca Viracocha con documento de identificación N° 1753128188 y Johan Isaac Quinga Guamán con documento de identificación N° 1725868424, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del Trabajo de Titulación bajo la opción Propuestas Tecnológicas: “Diseño y simulación de una turbina hidráulica para la estación de investigación de Cayambe mediante Software Especializado”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 18 de septiembre del año 2023

Atentamente,



Christian Ismael Analuca Viracocha

1753128188



Johan Isaac Quinga Guamán

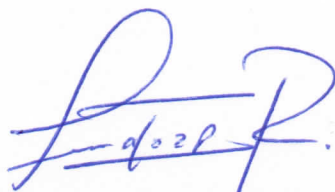
1725868424

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Luis Fernando Toapanta Ramos con documento de identificación N° 1721113759, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TURBINA HIDRÁULICA CON UN CAUDAL DE 10 L/s PARA EL CENTRO DE INVESTIGACIÓN DE CAYAMBE MEDIANTE SOFTWARE ESPECIALIZADO , realizado por Christian Ismael Analuca Viracocha con documento de identificación N° 1753128188 y por Johan Isaac Quinga Guamán con documento de identificación N° 1725868424, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Propuesta Tecnológica que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 18 de septiembre del año 2023

Atentamente,



Ing. Luis Fernando Toapanta Ramos, PhD

1721113759

DEDICATORIA

El presente trabajo de investigación lo dedico a mi madre que con sus palabras, acciones y comprensión me ha motivado a seguir siempre adelante a pesar de cualquier dificultad que pueda presentarse, sin ella ninguno de mis logros hubiese sido posible. A mi padre, que me ha enseñado el ejemplo de trabajo y que todo debe hacerse siempre bien, gracias a él elegí mi carrera universitaria. A mi hermano que siempre me ha sacado una sonrisa en momentos difíciles, que con su cariño me ha dado la fuerza necesaria para siempre mantenerme de pie.

Christian Ismael Analuca Viracocha

Durante la etapa universitaria he pasado por buenos y malos momentos, pero siempre disfrutando del proceso de cada uno de ellos. Este trabajo de titulación les dedico a toda mi familia y las personas que siempre estuvieron conmigo apoyándome. Madre, te dedico esta tesis, por siempre confiar en mí, en mis capacidades, y nunca dejarme solo. Padre, el involucrarme a este mundo de la mecánica, me llevó a escoger esta carrera tan bonita, de ingeniería mecánica. Hermano, al estar conmigo buenos y malos momentos, me sirvió de inspiración para no rendirme nunca durante este periodo universitario. Por todas estas personas logre llegar hasta aquí, y por ello esta tesis va dirigido hacia esas personas.

Johan Isaac Quinga Guamán

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, quiero agradecer a Dios por brindarme la sabiduría necesaria para cada paso tomado en mi vida. A mis padres, que me han brindado su apoyo incondicional en cada instante, por sus consejos siempre buscando lo mejor para mí. Agradezco a la Universidad Politécnica Salesiana por ser parte de mi formación no sólo académica sino también personal, a mi tutor, Luis Fernando Toapanta, por su ayuda en el camino del presente proyecto.

Christian Ismael Analuca Viracocha

Quiero agradecer principalmente a Dios, por permitirme lograr mis sueños, y acompañarme en cada uno de ellos. A toda mi familia y amigos, por nunca darme la espalda, y ayudarme en todo el transcurso de esta carrera universitaria.

Johan Isaac Quinga Guamán

ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	4
1.1 Estado del arte	4
1.2 Energía hidráulica	7
1.2.1 El recurso hidráulico	8
1.2.2 Impacto mediambiental por utilizar la energía hidráulica.....	8
1.2.3 Generación hidroeléctrica	9
1.3 Turbinas hidráulicas	10
1.3.1 Tipos de turbinas hidráulicas.....	10
1.3.1.1 Turbinas de impulso.....	10
1.3.1.2 Turbinas de reacción	12
1.3.2 Selección del tipo de turbina	14
1.4 Elemento generador de energía eléctrica	15
1.4.1 Elección del generador	15
1.5 Conclusiones del capítulo.....	15
CAPÍTULO II	16
2.1 Ubicación geográfica.....	16
2.2 Estudio topográfico	17
2.3 Caudal disponible.....	17
2.4 Pérdidas de energía.....	18
2.4.1 Número de Reynolds	20
2.4.2 Pérdidas por fricción	21
2.4.3 Pérdidas menores en tuberías	22
2.4.3.1 Coeficiente de resistencia k	23
2.5 Cálculo de las pérdidas dentro del sistema.....	24
2.6 Altura neta	28
2.7 Selección de alternativas	28
2.8 Parámetros para selección	29
2.9 Conclusiones del capítulo.....	31
CAPÍTULO III	33
3.1 Potencia hidráulica	33

3.2	Potencia de la turbina	33
3.3	Diferencia entre turbina Turgo y Pelton.....	34
3.4	Diámetro del chorro	35
3.5	Diámetro de salida del inyector.....	35
3.6	Triángulo de velocidades	36
3.7	Triángulo de velocidades del sistema.....	37
3.7.1	Triángulo de velocidades en la entrada	37
3.7.1.1	Ángulo de ingreso del chorro.....	37
3.7.1.2	Velocidad del chorro.....	37
3.7.2	Triángulo de velocidades de salida	39
3.8	Velocidad específica	40
3.9	Velocidad de rotación de la turbina.....	42
3.10	Diámetro Turgo o del rodete	42
3.11	Número de cucharas	43
3.12	Dimensiones de una cuchara	44
3.13	Diseño del eje	45
3.13.1	Torque	46
3.13.2	Peso del rodete	46
3.13.3	Fuerza generada por el torque de la turbina	47
3.13.4	Poleas	47
3.13.5	Diagrama de cuerpo libre	51
3.13.6	Material del eje.....	53
3.13.7	Diámetro mínimo del eje.....	53
3.13.8	Diseño por fatiga	54
3.14	Conclusiones del capítulo.....	62
CAPÍTULO IV		63
4.1	Simulación de la turbina.....	63
4.1.1	Mallado de la turbina.....	63
4.1.2	Condiciones de borde	66
4.1.3	Análisis de velocidad	66
4.2	Costos de implementación	68
4.3	Conclusiones del capítulo.....	70
CONCLUSIONES GENERALES		71
RECOMENDACIONES GENERALES		73

LISTA DE REFERENCIAS	74
ANEXOS.....	78

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación de la producción hidroeléctrica	9
Tabla 2. Dimensiones de diámetros disponibles en el sistema y accesorios	19
Tabla 3. Dimensiones de tubería de PVC del sistema	20
Tabla 4. Valores de rugosidad para materiales.....	22
Tabla 5. Longitud equivalente para accesorios	23
Tabla 6. Cálculo de pérdidas por accesorios dentro del sistema.	27
Tabla 7. Criterios y método de puntuación para selección.....	30
Tabla 8. Puntuación de criterios para selección definitiva.	31
Tabla 9. Rendimiento de las turbinas de impulso de acuerdo a la relación de diámetros	41
Tabla 10. Número de cucharas de acuerdo a la velocidad específica	43
Tabla 11. Interpolación para el número de cucharas.....	44
Tabla 12. Esfuerzos de un eje de turbinas hidráulicas.	45
Tabla 13. Factores de confiabilidad para seis probabilidades.	56
Tabla 14. Costos de implementación de la turbina turgo.	69
Tabla 15. Costos de materia prima.....	69
Tabla 16. Costo de mano de obra y alquiler de maquinaria para fabricación.	70

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de una turbina Pelton.....	11
Figura 2. Esquema de una turbina Michell Bank.....	11
Figura 3. Esquema de una turbina Turgo.....	12
Figura 4. Estructura de una turbina Francis.....	13
Figura 5. Esquema de turbina Kaplan.....	14
Figura 6. Ejemplo de diagrama para selección de una turbina hidráulica.....	14
Figura 7. Ubicación del proyecto.....	16
Figura 8. Tubería de PVC 250 mm para entrada a la turbina.....	17
Figura 9. Esquema representativo del sistema disponible.....	18
Figura 10. Pérdidas debido al tipo de entrada.....	23
Figura 11. Selección de alternativas mediante altura neta y caudal disponible.....	29
Figura 12. Diferencia en la dirección del flujo de agua entre las turbinas Pelton y Turgo....	34
Figura 13. Triángulo de velocidades de una turbina turgo.....	36
Figura 14. Triángulo de velocidades de la turbina turgo en la entrada.....	39
Figura 15. Triángulo de velocidades de la turbina turgo a la salida.....	40
Figura 16. Selección del tipo de correa.....	49
Figura 17. Eje de la turbina con los componentes.....	51
Figura 18. Diagrama de cuerpo libre.....	52
Figura 19. Diagrama de fuerzas cortantes.....	52
Figura 20. Diagrama de momento flector.....	53
Figura 21. Diagrama de concentrador de esfuerzo a torsión.....	59
Figura 22. Diagrama de sensibilidad de la muesca a torsión.....	59
Figura 23. Diagrama de concentrador de esfuerzo flexión.....	60
Figura 24. Diagrama de sensibilidad de la muesca a flexión.....	60
Figura 25. Mallado del enclosure que cubre a la turbina.....	64
Figura 26. Mallado del rodete de la turbina.....	64
Figura 27. Convergencia de malla de la turbina turgo mediante orthogonal quality.....	65
Figura 28. Convergencia de malla de la turbina turgo mediante skewness.....	65
Figura 29. Condiciones de borde de la simulación.....	66
Figura 30. Resultados obtenidos de velocidad dentro de la turbina mediante simulación.....	67
Figura 31. Resultados de velocidad con 10°.....	67
Figura 32. Resultados de velocidad con 25°.....	68

RESUMEN

La finalidad del presente proyecto es diseñar y simular una turbina hidráulica con un caudal disponible de 10 l/s. El diseño parte de dos parámetros; el caudal mencionado con anterioridad y una altura bruta de 30 m que es definida mediante un estudio topográfico de la zona realizado por el personal técnico del centro de investigación de Cayambe. A su vez, se determina las pérdidas de energía que existen en el sistema de tuberías, para la obtención de una altura neta. Es necesario indicar que se tiene dos posibles opciones de turbina que son capaces de cumplir y operar dentro de los parámetros establecidos. Sin embargo, para el diseño se opta por una turbina tipo Turgo debido a la eficiencia que puede alcanzar y también por su disponibilidad en el mercado. Ahora, se diseñan los principales componentes en la turbina y el cálculo de la potencia hidráulica generada dando como resultado 2.84 kW. Como último punto se presenta la simulación en 3D con ayuda del software ANSYS en el módulo Fluent, además un análisis de velocidad dentro de la turbina. Para este último se tiene en cuenta el triángulo de velocidad calculado tanto a la entrada como a la salida para ejercer un análisis en resultados teóricos con los obtenidos mediante simulación.

Palabras claves: turbina, caudal, altura neta, velocidad, pérdidas de energía

ABSTRACT

The purpose of this project is to design and simulate a hydraulic turbine with an available flow of 10 l/s. The design is based on two parameters; the flow mentioned above and a gross head of 30 m, which is defined by a topographic study of the area carried out by the technical staff of the Cayambe research center. At the same time, the energy losses that exist in the piping system are determined in order to obtain a net head. It is necessary to indicate that there are two possible turbine options that are capable of complying and operating within the established parameters. However, a Turgo type turbine is chosen for the design due to the efficiency it can achieve and also because of its availability in the market. Now, the main components of the turbine are designed and the hydraulic power generated is calculated, resulting in 2.84 kW. As a last point, the 3D simulation is presented with the help of ANSYS software in the Fluent module, in addition to a speed analysis inside the turbine. For the latter, the velocity triangle calculated both at the inlet and outlet is taken into account in order to analyze the theoretical results with those obtained by simulation.

Keywords: turbine, flow, net head, velocity, energy losses

INTRODUCCIÓN

En muchos de los países en desarrollo, se presenta escasez de suministro de electricidad y otras formas de energía moderna. La falta de capacidad para explotar los recursos naturales en formas modernas de energía, así como las limitaciones en la aplicación industrial de la energía generada pueden explicar las razones de la escasez de suministro de energía. La escasez de electricidad es peor en las comunidades rurales que a menudo quedan marginadas del suministro de electricidad basado en la red debido a razones económicas y técnicas. En la actualidad, la necesidad de un crecimiento y desarrollo económico nacional inclusivo ha aumentado la importancia de la electrificación rural. La electrificación rural se logra a través de la extensión de la red (en la red), la mini red y los sistemas de energía domésticos individuales aislados.

Con el crecimiento sostenido de la población mundial, se estima que la demanda de electricidad aumentará en un 70 % para 2035. La energía es esencial para todos los demás procesos de crecimiento, por lo que satisfacer la creciente demanda de energía con una población en rápido crecimiento es una de las preocupaciones más importantes en el futuro cercano. La energía renovable minimiza las emisiones de gases de efecto invernadero y también otros efectos ambientales negativos. La energía hidroeléctrica es el principal contribuyente dentro de industria de las energías renovables, y se intuye que su participación mundial se duplique para 2035, lo que representa el 30 % de toda la producción de electricidad.

Sin duda, el mundo entero se ha visto obligado a aumentar el consumo frecuente de fuentes de energía limpias/renovables, particularmente debido a las alarmantes preocupaciones ambientales que han causado las emisiones/contaminación basadas en combustibles fósiles y también con el agotamiento previsto de esas reservas de combustibles fósiles. El consumo mundial de combustibles fósiles tiende al aumento significativamente en las últimas décadas, con la rápida industrialización de muchas economías y también con el aumento de la intensidad energética del estilo de vida doméstico. Por lo tanto, cambiar a fuentes de energía renovables es una prioridad global clave actual para restaurar el equilibrio de la naturaleza.

El problema de estudio se basa en abastecer de iluminación a una sección de la estación de investigación en Cayambe o dar también otros usos internos de operación como puede ser el funcionamiento de las electroválvulas para el riego; dependiendo de la potencia generada. Esto

aprovechando el agua que llega desde el río San José a través de un conducto de 250 mm de diámetro hacia una piscina utilizada normalmente para el riego de cultivos.

El tema de las energías renovables está cobrando importancia en los últimos años, por la necesidad de diversificar la generación de energía, pudiendo realizar estos proyectos de forma local y contribuir a que las comunidades rurales puedan desarrollarse. En la estación de investigación ubicada en Cayambe se apoya a los productores de la comunidad sobre todo en derivados lácteos, de esta forma se contribuye al desarrollo del territorio.

Dentro de las energías renovables, se considera a la hidroeléctrica como una de las más avanzadas y por lo tanto nos permite garantizar la estabilidad y calidad del suministro de mejor manera que el resto. La turbina hidráulica se presenta como la principal solución debido a un factor importante como es el bajo impacto ambiental, de igual manera su eficiencia es óptima en campos con buenas fuentes hídricas.

Las pequeñas centrales hidroeléctricas son una de las técnicas de energía renovable más rentables y ambientalmente sostenibles para la adquisición energía eléctrica debido a sus tiempos de construcción relativamente cortos y bajos costos de desarrollo de proyectos, en comparación con las grandes centrales hidroeléctricas. Durante los últimos 30 años, la pico-hidroenergía (instalaciones hidroeléctricas que generan menos de 5 kW) ha demostrado ser un método rentable, limpio y confiable para generar electricidad y energía mecánica para aplicaciones fuera de la red y jugará un papel importante en la electrificación rural en el futuro previsible.

El objetivo general es diseñar y simular una turbina hidráulica con un caudal de 10 l/s para la estación de investigación de Cayambe mediante software especializado.

Los objetivos específicos se definen a continuación:

- Conocer la hidrometría en la tubería de conducción para la turbina hidráulica en la estación de investigación de Cayambe.
- Diseñar una turbina hidráulica para un caudal acorde a la hidrometría de la región.
- Analizar los resultados obtenidos mediante la simulación en software especializado en el proceso de generación.

- Evaluar la factibilidad financiera para la implementación de la turbina hidráulica en la estación de investigación UPS Cayambe.

El diseño del sistema se define inicialmente recopilando información de investigaciones previas relacionadas a la generación en escala pico. Luego especificar los requerimientos funcionales como caudal y altura, este último en base a un estudio topográfico. Se parte de variables como caudal de trabajo que es 10 l/s, altura, longitud de tuberías, pérdidas de mayores y menores, estimar la eficiencia y potencia. De esta forma las variables especificadas permiten la selección de diferentes modelos de turbinas de disponibles en el mercado.

La investigación presenta un modelado 3D de la geometría de la turbina y proceder a importar a un software especializado en simulación numérica estructural y fluodinámica como lo es en ANSYS, en el cual se aplican los valores de las variables y condiciones del recurso en interacción con la turbina seleccionada.

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS

El presente capítulo muestra los conceptos básicos sobre energía hidráulica. Además, se enfoca en las turbinas hidráulicas como dispositivo principal para generación de energía eléctrica. Se estudiarán los tipos de turbinas que existen y sus características, así como los principales componentes y factores a tomar en cuenta para su elección y diseño.

1.1 Estado del arte

Según Kaunda et al. [1] la escasez del suministro de energía eléctrica es grave en muchos países en vía de desarrollo y la situación es peor en comunidades rurales, que a menudo quedan marginadas de este tipo de suministro a través de la red debido a razones técnicas y económicas.

Según los datos disponibles, la mayor contribución de energía renovable proviene de las centrales hidroeléctricas. En la actualidad, la participación de la energía hidroeléctrica es del 15.9 % de la producción total de energía [2]. Los sistemas hidroeléctricos se clasifican en grandes, medianos, pequeños, mini, micro y pico según su capacidad instalada de generación de energía. Según Davis et al. [3] las pequeñas centrales hidroeléctricas se definen como las que tienen una capacidad de más de 1 MW y hasta 10 MW, los sistemas que tienen una capacidad de instalación de entre 100 kW y 1000 kW denominan minihidráulicos, un sistema microhidroeléctrico generalmente se clasifica como una capacidad de generación de menos de 100 kW. Por lo general, los sistemas picohidro tienen una capacidad de entre 200 y 1000 vatios de potencia eléctrica, sin embargo, el término "picohidro" puede incluir sistemas de hasta 5 kW [4].

Las grandes instalaciones hidroeléctricas generalmente se construyen con un gran embalse y requieren una estructura de presa, conectada con grandes redes, por lo que se asocian con altos costos de inversión y capital. Además, son problemáticos para la vida acuática y marina, por lo que tienen muchos problemas sociales y ambientales. Las pequeñas centrales hidroeléctricas no tienen ningún impacto sobre la vida acuática, por lo que no sufren tales problemas [5].

Williamson et al. [6] señalan que, los tipos de turbina se adaptan a rangos específicos de caudal y velocidad del eje y que suelen clasificarse por la velocidad específica. En el rango pico, por

debajo de 5 kW, los requisitos suelen ser diferentes a los de las turbinas de mayor escala y los requisitos cualitativos se vuelven más influyentes al momento de la selección.

Tiwari et al. [7] presentan un estudio sobre la utilidad del CFD (Computational Fluid Dynamics) en el diseño y análisis de rendimiento de turbinas hidráulicas. Afirman que, con la ayuda de CFD, ahora es posible visualizar los mecanismos de casi todos los fenómenos hidrodinámicos que tienen lugar durante la operación de la turbina, lo que ayuda a obtener diseños altamente eficientes. Sin embargo, las condiciones iniciales y de contorno, así como el modelado de turbulencia juegan un papel primordial en la obtención de simulaciones precisas.

Un sistema de micro generación basado en un tornillo de Arquímedes fue diseñado por Cuenca et al. [8]. Los autores realizaron el diseño mecánico y sistema eléctrico, además gracias a que es desmontable se realizó pruebas para varios caudales mediante el uso de un tanque de depósito con agua y una bomba. Los resultados encontrados indican que para el caudal mínimo de entrada de 0.583 l/s se obtuvo valores de corriente de entre 0.4 A y 6 V, el sistema puede generar como máximo 8 W con un flujo volumétrico de 10 l/s, gracias a esto es posible proveer una determinada demanda eléctrica, en lo que respecta a iluminación.

Un diseño y análisis de una turbina de flujo cruzado para escala “pico hidro” fue realizado por Subekti et al. [9] los autores realizaron pruebas experimentales del prototipo en el laboratorio de sistemas de planta propiedad del Centro de Investigación de Energía Eléctrica y Mecatrónica-LIPI para determinar las características del prototipo de turbina, el cambio de rotación de la potencia y la magnitud de la eficiencia de esta. El flujo volumétrico de agua se obtiene haciendo funcionar una bomba creando un flujo continuo. El caudal y la altura son fijos, sus valores son 0.018 m³/s y 4 m respectivamente, la rotación de la turbina en el eje es continua mediante la transmisión por correa al generador. Los resultados de las pruebas muestran un potencial de potencia hidráulica de unos 420 W, la turbina puede generar electricidad en torno a 346 W, el rendimiento máximo del prototipo de turbina hidráulica es del 82 %.

Hofeister et al. [10] realizaron el diseño y desarrollo de un sistema de turbina pico hidro para uso en países en desarrollo. Los autores realizaron la construcción y pruebas del prototipo, los datos de entrada para caudal y altura fueron de 0.03 m³/s y 2 m respectivamente. Los resultados muestran que este diseño permite generar 250 W para tener la ventaja de la simplicidad de instalación y una construcción con materiales fácilmente disponibles. También se obtiene eficiencia eléctrica del 60 %, reducción del coste unitario de fabricación a 130 € y tiene en

cuenta la necesidad de disponer de un manual claro y sencillo que describa la fabricación e instalación.

Fernando et al. [11] presentan la simulación de un generador pico hydro alimentado por lluvia para una aplicación doméstica. La turbina utilizada en una simulación es una turbina tipo Turgo y el parámetro de la casa tiene una altura de techo de 2.5 m y un área de 12 m². Se utilizó un promedio de datos de lluvia para determinar el caudal en el techo siendo 0.001580 m³/s. Se simularon diferentes tamaños de tubería (125 mm y 150 mm) y ángulos de boquilla (90° y 45°) utilizando SolidWorks. El resultado arrojado por la simulación dice que el sistema puede producir un aproximado de 50 vatios de potencia en 15 minutos de agua de lluvia recolectada.

Kumar et al. [12] presentan el desarrollo de energía pico hidroeléctrica in situ a partir de aguas residuales de drenaje tratadas. El análisis se realizó por separado para un solo generador con una forma hidrodinámica diferente y luego para múltiples generadores en una cabeza fija y flujo variable. Los resultados muestran que, suponiendo una eficiencia de 0.7 para el motor, la potencia eléctrica efectiva varía de 50 a 80 watts cuando la cabeza está entre 0.4 y 0.7 m y la descarga es de 12 l/s.

Un análisis numérico de una nueva turbina de tipo flujo cruzado para grandes alturas y bajo caudal fue realizado por Picone et al. [13] los criterios de diseño del dispositivo propuesto se probaron utilizando la dinámica de fluidos computacional (CFD) en 3D, que permite simular rápidamente un gran número de geometrías diferentes, como datos de diseño se tomaron un caudal igual a 50 l/s, una caída de carga igual a 200 y una velocidad de rotación igual a 1000 rpm. Los resultados obtenidos muestran la mejor eficiencia, igual al 71.7 %, para un punto cercano a los datos de diseño, para una amplia gama de caudales (20-54 l/s) y caídas de altura (100-200 m), la reducción del rendimiento es inferior al 10 %. En el caso de caudales y caídas de altura inferiores al 25 % de las condiciones de diseño, las curvas muestran una reducción brusca del rendimiento.

Gallego et al. [14] realizaron un análisis experimental del rendimiento de una turbina picohidráulica Turgo. Los autores diseñaron y fabricaron una turbina Turgo para aplicaciones de cabeza baja con el fin de evaluar los efectos de varios parámetros geométricos involucrados en el diseño como el diámetro de la boquilla, el número de boquillas y la ubicación del impacto del chorro, además el caudal utilizado fue de 7.8 l/s. Usaron la metodología analítica de superficie que se basa en un diseño de experimentos Box-Behnken para analizar las condiciones

de operación de manera adecuada de los referidos factores geométricos con el objetivo de maximizar la eficiencia. Los resultados mostraron que la eficiencia máxima de la turbina fue igual al 93.7 % en condiciones óptimas de diseño, cuando el diámetro de la boquilla, el número de boquillas y la ubicación del impacto del chorro fueron iguales a 16.685 mm, 2 y 60 mm, respectivamente.

Bozorgi et al. [15] realizaron un estudio numérico y experimental del uso de una bomba axial como turbina en pico centrales hidroeléctricas. En primer lugar, se simuló numéricamente la bomba inversa en un amplio rango de operación y se obtuvieron sus curvas características. En el siguiente paso, se construyó una configuración experimental y se probó la bomba como una turbina. Los resultados muestran que mediante la simulación CFD se obtuvo una eficiencia del 62 % mientras que experimentalmente se obtuvo un 61 % obteniendo así una buena coincidencia entre ambos.

Titus y Ayalur [16] realizaron el diseño y fabricación de una turbina en línea para la recuperación de energía pico hydro en una línea de distribución de aguas residuales tratadas. Los autores eligieron un tanque elevado con una altura de 14 metros y una descarga de 9 l/s que almacena agua residual tratada. En este tanque se instaló una turbina de impulso desarrollada para tal fin y se realizaron estudios para medir las unidades de energía eléctrica generada. Los resultados muestran que para un caudal de 8 l/s se genera una potencia eléctrica máxima de 212 watts. Por lo tanto, esto demuestra que esta podría ser una solución para la generación distribuida de energía limpia.

1.2 Energía hidráulica

La energía potencial de un embalse natural o artificial, que se convierte en energía cinética debido a su caída, se utiliza y altera para crear energía hidroeléctrica, una fuente de energía renovable. El movimiento de algunos componentes empleados en la creación de energía eléctrica utiliza la energía mecánica producida por la caída. Se debe partir de la mayor altura disponible para elegir el mayor aprovechamiento, ya que utilizará la menor cantidad posible de agua para cumplir las necesidades de energía y potencia [17].

La generación de energía de este tipo trae consigo un uso que no consume de forma permanente el recurso hídrico, debido a que una vez ha sido aprovechado puede regresar a su cauce natural, todo esto sin alterar sus características tanto químicas o físicas ni de su calidad biológica, por

consiguiente, aguas debajo de su descarga se puede utilizar nuevamente para otras aplicaciones sin ningún inconveniente [18].

1.2.1 El recurso hidráulico

A veces se hace referencia a los recursos hidráulicos como el volumen de agua utilizable o la energía que se anticipa que estará disponible a través de un proyecto en particular. De hecho, la energía hidroeléctrica tiende a ser energía sostenible porque utiliza el agua en un ciclo sin fin como recurso. El ciclo hidrológico y otros tipos de movimientos a gran escala, incluidas las mareas, que pueden utilizarse para generar electricidad en plantas de energía mareomotriz, son todos productos del sol, como cualquier otra fuente de energía renovable.

Se dice que una cuenca hidrográfica es la zona de terreno donde el agua desagua en un curso fluvial concreto y que puede utilizarse para almacenar una determinada porción de agua que posteriormente se utilizará en turbinas situadas a menor altura. Para determinar el recurso hidrológico en la energía hidroeléctrica convencional es importante desarrollar un estudio hidrológico de la zona de interés. Este estudio implica una investigación de las entradas y salidas de flujo volumétrico de agua en la cuenca. Por lo tanto, la hidrología es un factor clave para determinar el recurso hídrico en la energía hidroeléctrica convencional en tierra [19].

1.2.2 Impacto mediambiental por utilizar la energía hidráulica

En términos generales, se supone que la energía hidroeléctrica se encuentra entre las alternativas tecnológicas de energía ambientalmente sostenibles a las fuentes de combustibles fósiles. Sin embargo, la consideración general de la energía hidroeléctrica asimilando a una fuente de energía limpia a la par de la solar y la eólica es cuestionable. Aspectos como las obras civiles asociadas, el embalse o los impactos acumulativos están generando externalidades que pueden producir perturbaciones ambientales (perturbación del hábitat, bloqueo de sedimentos, desvío de caudales) [20].

Gemechu y Kumar [21] exclaman que, los embalses hidroeléctricos liberan gases de efecto invernadero dirigidos a la atmósfera. Principalmente esto se debe a la rápida descomposición microbiana de la materia orgánica del entorno circundante inundado durante el embalse, el alto nivel de metano (CH_4) que burbujea debido a la fluctuación del nivel del agua y la caída de la presión hidrostática.

Los proyectos SHP (pequeñas centrales hidroeléctricas) son más pequeños en tamaño y no involucran grandes embalses. Los grandes proyectos hidroeléctricos no son aceptados como una fuente de energía renovable limpia por ecologistas y ambientalistas. También se encuentra en varios estudios que los proyectos SHP son la alternativa más prometedora para la reducción de impactos ecológicos [22]. En vista del tamaño pequeño del embalse o la ausencia total del mismo, este tipo de proyectos son más sostenibles ambientalmente en comparación con sus contrapartes basados en embalses [23].

1.2.3 Generación hidroeléctrica

Según Haidar et al. [24], la gran generación hidroeléctrica proviene de la energía potencial de la represa y está conectada a la red nacional. La energía hidroeléctrica a pequeña escala es la energía más rentable para la electrificación rural, las pequeñas escalas de generación hidroeléctrica se instalan de forma independiente o conectadas a la micro red. Pico hydro es la generación de energía independiente más pequeña y se instala principalmente para suministrar cargas muy pequeñas. En la Tabla 1 se proporciona una definición alternativa de rangos de energía hidroeléctrica.

Tabla 1. Clasificación de la producción hidroeléctrica [24].

Tipo	Capacidad	Alimentación
Grande	Más de 100 MW	Red eléctrica nacional
Pequeña	Hasta 25 MW	Red eléctrica nacional
Mini	Por debajo de 1 MW	Micro red eléctrica
Micro	Entre 6 y 100 kW	Pequeña comunidad o áreas industriales remotas
Pico	Hasta 5 kW	Cargas domésticas y pequeñas comerciales

1.3 Turbinas hidráulicas

Las turbinas son dispositivos que extraen energía de un fluido en constante movimiento. La geometría de las turbinas es tal que el fluido ejerce un par sobre el rotor en el sentido de su rotación. La potencia generada en el eje está disponible para accionar generadores u otros dispositivos. En los siguientes apartados se aborda el funcionamiento de las turbinas hidráulicas que aquellas en las que el fluido de trabajo es el agua [25].

1.3.1 Tipos de turbinas hidráulicas

En una turbina de impulso, la fuerza sobre los álabes se produce únicamente por el giro del fluido, sin que se produzca una caída de presión apreciable en el paso de los álabes, ya que toda la caída de presión se produce en una tobera fija. En una turbina de reacción, parte de la fuerza fluido-álabe procede del giro del fluido y parte de la fuerza es una reacción a la aceleración del fluido con respecto al álabe, se genera una caída de presión tanto en la tobera fija como en el álabe móvil. En ambos tipos, el par motor de la turbina se transmite al rotor de un generador eléctrico para producir electricidad [26].

1.3.1.1 Turbinas de impulso. Las turbinas de impulso, se desarrollaron para aplicaciones de altura media a alta y caudal bajo [27]. Son ampliamente utilizadas en plantas hidroeléctricas en todo el mundo debido a su alta eficiencia en un rango operativo más amplio en comparación con las turbinas de reacción [28]. A continuación, se presentan las más importantes.

- Turbina Pelton

Este tipo de turbinas es usado normalmente para grandes saltos de agua, que se traten también de un caudal de agua pequeño. Operan de manera que el agua llega a la cámara de distribución, la cual reparte a los diferentes distribuidores. Después, el agua ingresa en una o más boquillas o inyectoras, que provocan la aceleración de esta, golpeando después las palas produciendo así la rotación del eje de la turbina. Las palas de esta turbina fueron diseñadas para que el chorro de agua gire un ángulo de casi 180° en la pala, provocando así que el agua abandonase la pala casi en la misma dirección en la que entró, eso sí, a una escasa velocidad, ya que la mayoría de la energía cinética se ha traspasado en forma de energía mecánica al eje de la turbina [1]. En la Figura 1 se ilustra un gráfico de este tipo de turbina.

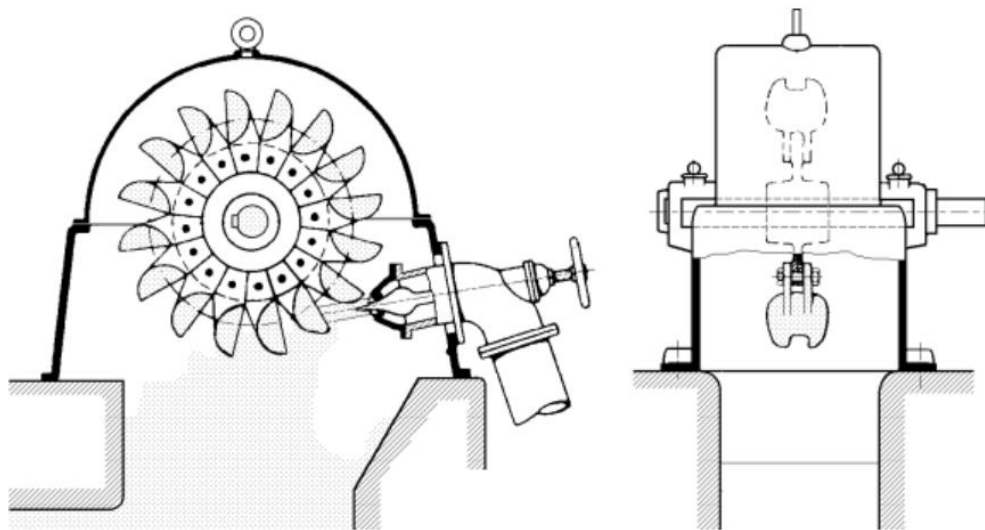


Figura 1. Esquema de una turbina Pelton [29].

- **Turbina Michell Banki**

La turbina Michell Banki fue implementada por Anthony Micheel, Donát Bánki y Fritz Ossberger. En esta turbina la energía del agua se transfiere al rodete mediante dos etapas, por lo cual se considera una turbina de doble efecto [29]. La turbina Banki es apta para emplazamientos con alturas inferiores a 200 m y caudales inferiores a 10 m³/s, con rendimientos máximos en torno al 80 %. Su operación flexible y su fácil fabricación la convierten en una tecnología hidroeléctrica adecuada para diferentes áreas geográficas y contextos hidráulicos. Tiene dos componentes principales: una boquilla para controlar el flujo que ingresa a las palas del rodete y el corredor para extraer la potencia del flujo, estos componentes se pueden visualizar en la Figura 2.

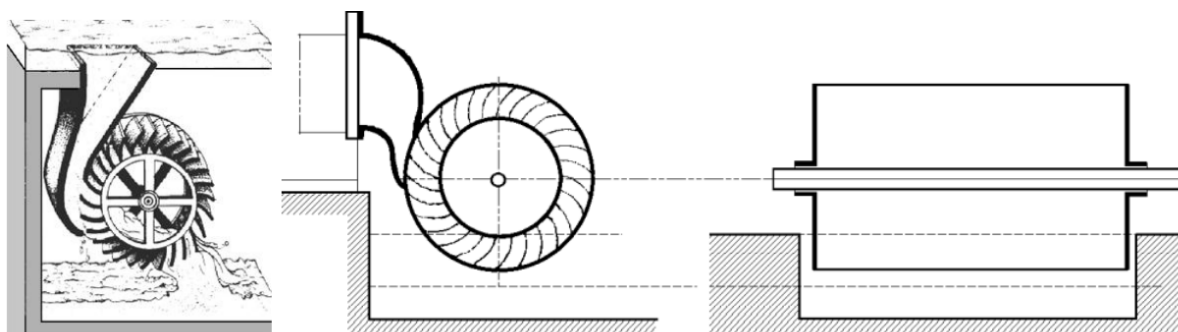


Figura 2. Esquema de una turbina Michell Banki [30].

- Turbina Turgo

En esta turbina la energía del agua es transformada en energía cinética incluso antes de entrar al rodete. Constituida por una tobera que dirige el chorro de agua con un determinado ángulo en referencia al eje del rotor como se representa en la Figura 3. Es importante considerar la distancia de la tobera hacia los rodetes, al reducir lo máximo posible esta distancia la energía generada será óptima. A diferencia de turbinas como la Pelton que tienen alabes similares, en la turbina Turgo el diámetro de rodete es la mitad que la de una turbina Pelton, generando la misma cantidad de potencia [31]. Las dimensiones de los alabes serán proporcionales al chorro de agua, es decir en relación al diámetro de la rueda y su velocidad específica.



Figura 3. Esquema de una turbina Turgo [31].

1.3.1.2 Turbinas de reacción. Las turbinas de reacción son más adecuadas para caudales más elevados y alturas de elevación más bajas. En una turbina de reacción, el fluido de trabajo llena completamente los conductos por los que circula. El momento angular, la presión y la velocidad del fluido disminuyen a medida que fluye a través del rotor de la turbina, mismo que extrae energía del fluido [32]. A continuación, se presentan las más importantes.

- Turbina Francis

Es el tipo de turbina más utilizado en los sistemas hidroeléctricos. Se puede utilizar para sistemas hidroeléctricos micro, pequeños, medianos o grandes, ya que el rango de operación de las turbinas Francis es de 10 a 650 m aproximadamente [33]. Tiene un rodete de flujo radial o mixto radial/axial, que generalmente se monta en una carcasa en espiral con paletas de guía internas ajustables, en la Figura 4 se puede observar los componentes principales. El flujo en los diferentes componentes de la turbina está interrelacionado y reacciona entre

sí; especialmente los componentes como las paletas guía, el corredor y el tubo de tiro tienen una fuerte influencia entre sí debido a las fuerzas dinámicas y la vibración resultante. La predicción y la comprensión del comportamiento del flujo en la región de la carcasa, el canal y el tubo de aspiración tienen una importancia clave para redefinir el flujo y desarrollar mejores técnicas de flujo para superar las inestabilidades del flujo [34].

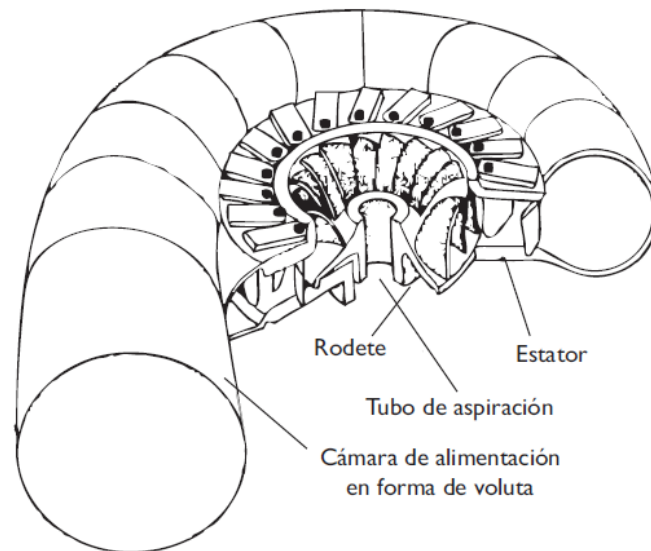


Figura 4. Estructura de una turbina Francis [26].

- **Turbina Kaplan**

Se utilizan generalmente para centrales hidroeléctricas de baja altura, dichas alturas suelen variar de 5 m a 70 m. El número de álabes normalmente varía de 3 a 7 y el ángulo del álabe, en su máximo, varía desde unos pocos grados negativos hasta 40 grados medidos desde la dirección circunferencial. Debido a su ángulo de pala ajustable, la turbina Kaplan logra una alta eficiencia no solo en las condiciones de operación de diseño, sino también en cargas parciales y sobrecargas. Como tal, tiene una amplia aplicación en algunas condiciones apropiadas, en particular, en un rango de cabeza bajo [35]. Una turbina Kaplan debería poder alcanzar una eficiencia óptima de alrededor del 94 % [36]. El rotor de la turbina se muestra en la Figura 5.

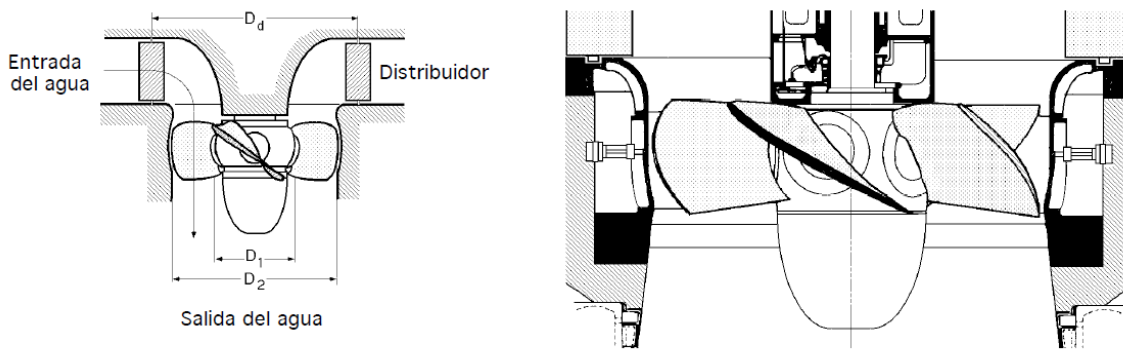


Figura 5. Rotor de turbina Kaplan [29].

1.3.2 Selección del tipo de turbina

Mediante el salto o altura neta, el caudal disponible y la velocidad específica es posible determinar el tipo, la forma geométrica y las medidas de la turbina [37]. Dependiendo de un caudal y un salto se puede aproximar al tipo de turbina necesario para un adecuado funcionamiento. Es común encontrar gráficas proporcionadas por los fabricantes o proveedores, este procedimiento está muy cerca el tipo de turbina seleccionada y se puede observar en la Figura 6. Sin embargo, según varias investigaciones la medida más segura para elegir el tipo de turbina más adecuado es la velocidad específica.

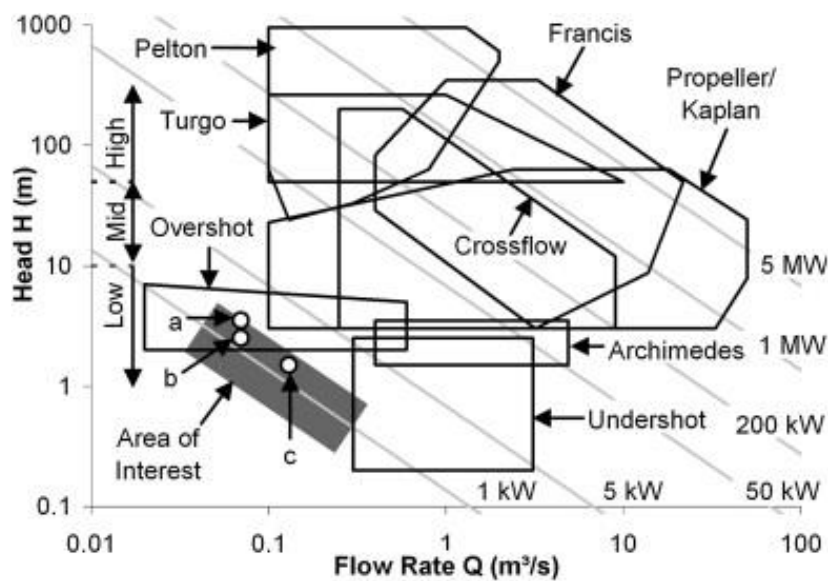


Figura 6. Ejemplo de diagrama para selección de una turbina hidráulica [6].

1.4 Elemento generador de energía eléctrica

El generador hidroeléctrico es un dispositivo que toma la energía rotacional del eje de la turbina para generar en su interior un campo magnético rotatorio. Este proceso hace posible inducir un voltaje en sus terminales generando así energía eléctrica también llamada potencial eléctrico. La eficiencia total existente en el sistema es el cociente entre la potencia eléctrica y el potencial hidráulico, esto presenta el total de las pérdidas en el sistema y muestra que no es posible transformar toda la energía hidráulica en eléctrica. Esta eficiencia, en condiciones óptimas, suele estar entre un 75 y 85 % [38].

1.4.1 Elección del generador

En sistemas para generación hidroeléctrica se utiliza de manera común dos categorías de generadores: los sincrónicos y asincrónicos [39].

Los generadores sincrónicos están presentes en gran parte de sistemas típicos de generación eléctrica para su funcionamiento. No obstante, el uso de generadores asincrónicos está creciendo sobre todo en sistemas alternos como la microhidrogeneración, por las siguientes razones: su sistema sin escobillas, a su construcción robusta, precio reducido, facilidad para el mantenimiento y operación, autoprotección contra fallas, buena respuesta dinámica y la posibilidad de la generación de potencia mediante una velocidad variable.

1.5 Conclusiones del capítulo

Para el capítulo I se presentó todo el sustento teórico, de esta manera se pudo concluir que el uso de energías renovables es sustancial, pues al provenir de recursos limpios e inagotables ayuda a combatir el cambio climático.

Para este proyecto de investigación se utilizará la energía hidráulica que, si bien es cierto usada a gran escala puede llegar a afectar a la fauna del lugar donde se implemente el sistema, en este caso no existirá ningún inconveniente con el tema mencionado pues se hará uso solamente a pequeña escala.

La turbina es el dispositivo que permite transformar la energía mecánica proveniente del recurso hídrico. Hay que tener en cuenta que existen algunos tipos por lo que la correcta selección mediante los recursos adecuados al final dará un funcionamiento óptimo.

CAPÍTULO II

PARÁMETROS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVA PARA TURBINA HIDRÁULICA

Este capítulo focaliza la selección de una alternativa de turbina hidráulica, en principio se tendrá varias opciones partiendo de los factores de diseño caudal y altura neta. Por otro lado, se indica las ecuaciones necesarias para calcular las pérdidas de energía tanto mayores como menores, con el fin de calcular la altura neta disponible. Para la elección final se evalúan distintos parámetros como costo, eficiencia, entre otros, en base a las características que tengan las turbinas preliminares, lo que permitirá que el tipo de turbina final sea seleccionada de la mejor manera.

2.1 Ubicación geográfica

El Río San José que es donde se extrae el recurso hídrico para el presente proyecto está ubicado en la Parroquia de Ayora y pertenece al Cantón Cayambe. Por otro lado, el centro de investigación de Cayambe UPS se encuentra a unos 3 km del río aproximadamente.

En la Figura 7 se señala el lugar del proyecto a realizar y sus coordenadas respectivas, cabe recalcar que la turbina se busca implementar en una piscina usada para riego de cultivo a la salida de la tubería.



Figura 7. Ubicación del proyecto.

2.2 Estudio topográfico

La topografía fue facilitada por el personal técnico de la estación de investigación e innovación de la Universidad Politécnica Salesiana en Cayambe, se puede observar en el Anexo 1. Este estudio es de gran ayuda porque permite conocer la diferencia de alturas entre el desarenador ubicado en el Río San José y la turbina a diseñar. Basándose en los metros sobre el nivel del mar se tiene los siguientes datos:

- Río San José: 2848 msnm.
- Turbina: 2818 msnm.

Con la diferencia de altura entre los datos presentados se obtiene una altura bruta de 30 m.

2.3 Caudal disponible

El agua que proviene del Río San José llega hasta la estación de investigación e innovación mediante un sistema de tuberías de PVC. El sistema consta de algunos diámetros, siendo 250 mm el que llega a la entrada en donde se colocará la turbina, se puede observar en la Figura 8. La medición del caudal fue realizada por el personal técnico durante los meses de julio a septiembre que son los más secos en la zona, en los resultados se obtuvo un flujo volumétrico de 10 l/s que será el utilizado para la generación en la presente investigación.



Figura 8. Tubería de PVC 250 mm para entrada a la turbina.

2.4 Pérdidas de energía

Cualquier sistema de tuberías experimentará una pérdida de energía por fricción dentro del fluido; esta pérdida puede variar en función del tipo de fluido, el caudal y las características de la superficie de la pared de la tubería [40]. Un esquema representativo del sistema disponible se visualiza en la Figura 9, tal como se observa en dicha figura se tiene tres diámetros distintos en tubería de material PVC.

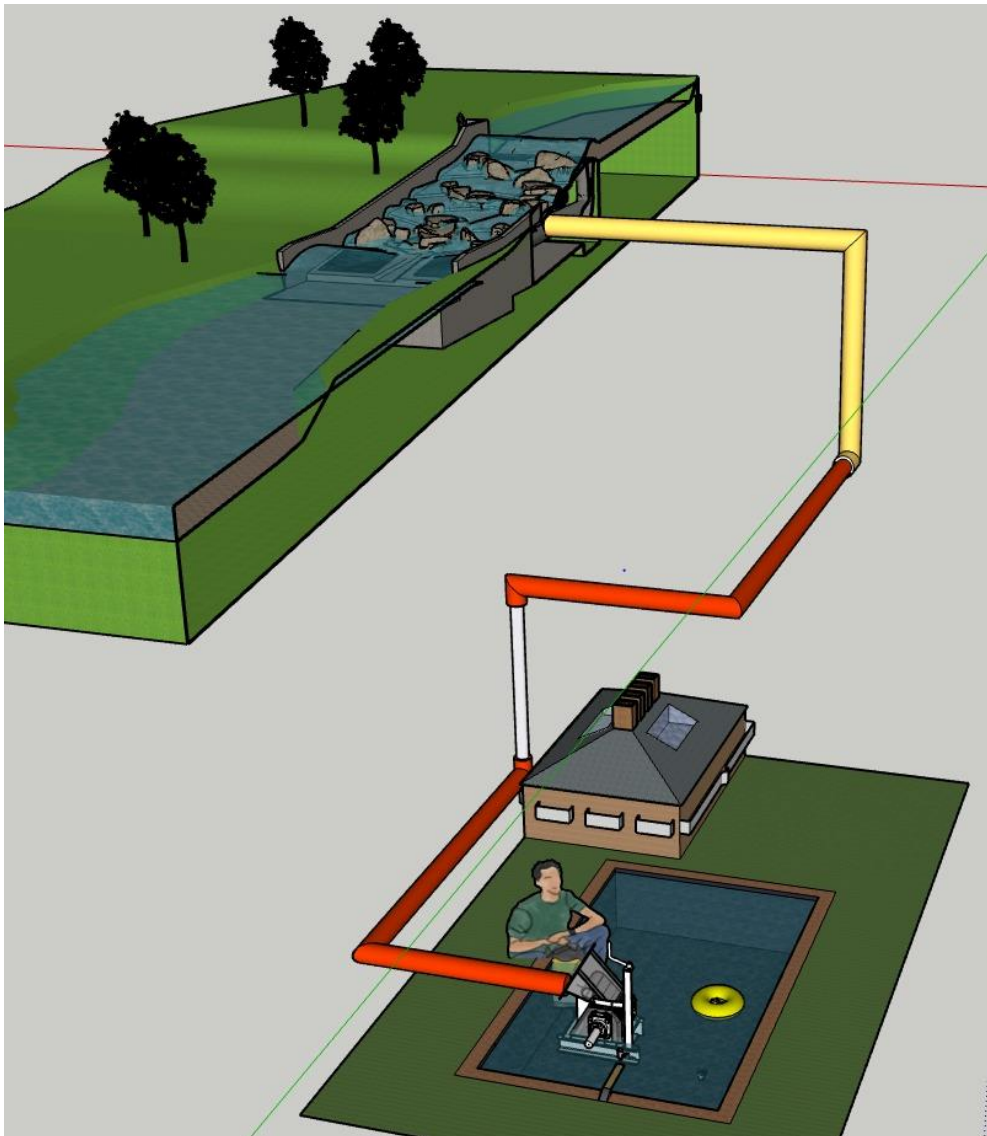


Figura 9. Esquema representativo del sistema disponible.

Las dimensiones de cada diámetro de tubería dentro del sistema y los accesorios se recopilan en la Tabla 2.

Tabla 2. Dimensiones de diámetros disponibles en el sistema y accesorios.

Color representativo	Longitud [m]	Accesorios	
		Tipo	Cantidad
Diámetro exterior 200 mm			
Blanco	380.4	Codo estándar 45°	8
		Ampliación gradual 40°	1
Diámetro exterior 250 mm			
Rojo	1341	Codo estándar 45°	6
		T	1
		Reducción gradual	1
		Codo estándar 90°	1
		Válvula de compuerta	1
Diámetro exterior 400 mm			
Amarillo	2092	Entrada borde cuadrado	1
		Codo estándar 45°	12
		Reducción gradual 120°	1

A continuación, en la Tabla 3 ilustra los valores que tiene la tubería de PVC para cada diámetro, cabe aclarar que para los próximos cálculos se debe usar el diámetro interior.

Tabla 3. Dimensiones de tubería de PVC del sistema [41].

Diámetro exterior [m]	Espesor de pared [mm]	Diámetro interior [mm]
200	4.9	190.2
250	6.2	237.6
400	9.8	380.4

2.4.1 Número de Reynolds

La distinción entre flujo laminar y turbulento en tuberías y su dependencia de una magnitud adimensional adecuada fue señalada por primera vez por Osborne Reynolds en 1883 [41].

Es posible calcular mediante:

$$N_R = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (1)$$

Donde:

N_R : Número de Reynolds, [Adimensional].

V : Velocidad, [m/s].

D : Diámetro interior del conducto, [m].

ν : Viscosidad cinemática, [m²/s].

Para fines generales de ingeniería (es decir, sin precauciones indebidas para eliminar tales perturbaciones), los siguientes valores son apropiados: El flujo en un conducto redondo es laminar siempre que el número de Reynolds sea menor que 2100 aproximadamente. El flujo en un tubo redondo es turbulento para un número de Reynolds superior a 4000 aproximadamente. Para números de Reynolds comprendidos entre los límites mencionados, el flujo puede

alternar entre condiciones laminares y turbulentas de forma aparentemente aleatoria (flujo de transición) [32].

2.4.2 Pérdidas por fricción

La fricción es muy importante en el flujo de tuberías y, por este motivo, se la considera. La pérdida de energía del fluido por fricción se encuentra utilizando la ecuación de Darcy-Weisbach que se muestra a continuación [42]:

$$h_L = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2)$$

Donde:

h_L : Pérdida mayor por fricción, [m].

L : Longitud de la tubería, [m]

f : Factor de fricción, [adimensional].

g : Gravedad, [m/s²].

El factor de fricción está ligado directamente del tipo de flujo que se tiene una vez determinado el número de Reynolds. Cuando el flujo a trabajar resulta laminar, es necesario usar la siguiente expresión [43]:

$$f = \frac{64}{N_R} \quad (3)$$

Por otro lado, si se tiene un flujo en régimen turbulento se usa la siguiente ecuación [43]:

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right] \right\}^2} \quad (4)$$

Donde:

f : Factor de fricción, [Adimensional].

D : Diámetro interior del conducto, [m].

ε : Rugosidad del material, [m]

N_R : Número de Reynolds, [Adimensional].

La rugosidad para distintos materiales viene dada en la Tabla 4. Considerar que las tuberías con las que cuenta el sistema son de PVC.

Tabla 4. Valores de rugosidad para materiales [40].

Material	Rugosidad (m)
CPVC, PVC	1.5×10^{-6}
Acero comercial	4.6×10^{-5}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}
Hierro dúctil (revestido)	1.2×10^{-4}
Hierro dúctil (no revestido)	2.4×10^{-4}
Concreto	1.2×10^{-4}

2.4.3 Pérdidas menores en tuberías

Los sistemas de tuberías constan en su mayoría de mucho más que tuberías rectas. Estos componentes adicionales (válvulas, codos, tes, entre otros) incrementan la pérdida de energía en el sistema. Dichas pérdidas suelen denominarse pérdidas menores o secundarias y es posible determinar aplicando la expresión [44]:

$$h_L = k \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (5)$$

Donde:

k : Coeficiente de resistencia [Adimensional].

V : Velocidad promedio, [m/s].

g : Gravedad, [m/s²].

2.4.3.1 Coeficiente de resistencia k. Este coeficiente de resistencia representa una constante correspondiente entre la pérdida de energía y velocidad, siendo este de forma adimensional. El valor real está directamente ligado a la geometría del accesorio o configuración que provoca las pérdidas y en ocasiones de las propiedades del fluido [32] [41].

$$k = \left(\frac{L_e}{D} \right) \cdot f_T \quad (6)$$

A continuación, en la Tabla 5 se ilustra la valoración que puede tomar L_e / D , dependiendo del tipo de accesorio que se tenga presente en un sistema.

Tabla 5. Longitud equivalente para accesorios [41].

Tipo	L_e / D
Válvula de compuerta totalmente abierta	8
Codo estándar a 90°	30
Codo estándar a 45°	16
Te estándar – flujo por la ramificación	60

De manera similar a los accesorios, existe pérdidas debido al tipo de entrada que se presenta. Existen de algunos tipos, se considerará de borde agudo para el desarenador presenta en el Río San José. En la Figura 10 se presenta las diferentes formas de pérdidas por entrada y el coeficiente k correspondiente.

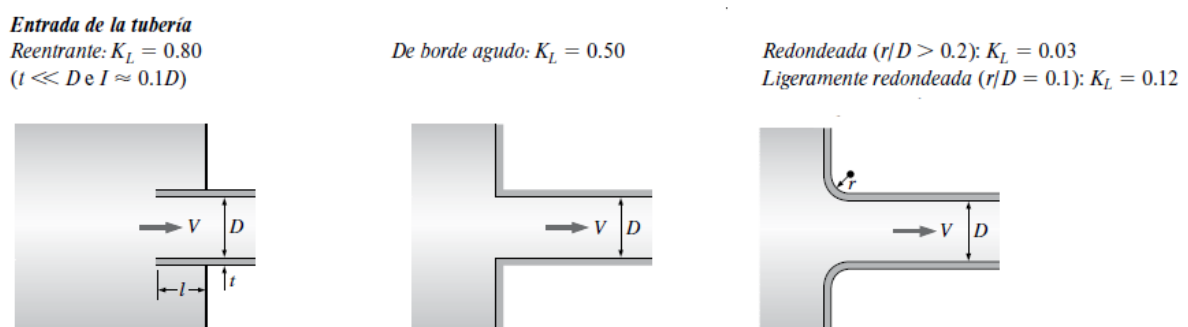


Figura 10. Pérdidas debido al tipo de entrada [40].

Ahora, para determinar el valor de f_T es posible realizarlo por un método gráfico mediante el diagrama de Moody presentado en el anexo 1.

2.5 Cálculo de las pérdidas dentro del sistema

Considerando que se tiene 3 diámetros distintos se procede a calcular las pérdidas en cada geometría para al final realizar la respectiva sumatoria y obtener el total de pérdidas. Se toman en cuenta los datos indicados con anterioridad en la Tabla 2 para los cálculos.

- Diámetro exterior de 400 mm

Haciendo uso de la ecuación 1 obtiene el número de Reynolds.

$$N_R = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$N_R = \frac{(0.08795 \text{ m/s}) \cdot (0.3804 \text{ m})}{1.15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$N_R = 29092.58 \rightarrow \text{Turbulento}$$

Con el número de Reynolds obtenido anteriormente, se determina que el fluido se ubica en régimen turbulento es posible calcular el factor de fricción aplicando la ecuación 4.

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left[\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right] \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left[\frac{1}{3.7 \left(\frac{0.3804 \text{ m}}{0.0000015 \text{ m}} \right)} + \frac{5.74}{29092.58^{0.9}} \right] \right]^2}$$

$$f = 0.02356$$

Haciendo uso de la ecuación 2 es posible determinar las pérdidas por fricción en esta sección.

$$h_L = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{L-1} = 0.02356 \cdot \frac{2092 \text{ m}}{0.3804 \text{ m}} \cdot \frac{(0.08795 \text{ m/s})^2}{2 \cdot (9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$hf_1 = 0.05108 \text{ m}$$

- Diámetro exterior de 250 mm

Haciendo uso de la ecuación 1 se puede obtener el número de Reynolds.

$$N_R = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$N_R = \frac{(0.2255 \text{ m/s}) \cdot (0.2376 \text{ m})}{1.15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$N_R = 46596.46 \rightarrow \text{Turbulento}$$

Una vez obtenido el número de Reynolds y determinar que el fluido se ubica en régimen turbulento es posible calcular el factor de fricción aplicando la ecuación 4.

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{1}{3.7 \left(\frac{0.2376 \text{ m}}{0.0000015 \text{ m}} \right)} + \frac{5.74}{46596.46^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = 0.02112$$

Haciendo uso de la ecuación 2 es posible determinar las pérdidas por fricción en esta sección.

$$h_{L-2} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{L-2} = 0.02112 \cdot \frac{1341 \text{ m}}{0.2376 \text{ m}} \cdot \frac{(0.2255 \text{ m/s})^2}{2 \cdot (9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$hf_2 = 0.3090 \text{ m}$$

- Diámetro exterior de 200 mm

Haciendo uso de la ecuación 1 se puede obtener el número de Reynolds.

$$N_R = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$N_R = \frac{(0.3515 \text{ m/s}) \cdot (0.1902 \text{ m})}{1.15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$N_R = 58215.88 \rightarrow \text{Turbulento}$$

Una vez obtenido el número de Reynolds y determinar que el fluido se ubica en régimen turbulento es posible calcular el factor de fricción aplicando la ecuación 4.

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{1}{3.7 \left(\frac{0.1902 \text{ m}}{0.0000015 \text{ m}} \right)} + \frac{5.74}{58215.88^{0.9}} \right] \right\}^2}$$

$$f = 0.02010$$

Haciendo uso de la ecuación 2 es posible determinar las pérdidas por fricción en esta sección.

$$h_{L-3} = 0.02010 \cdot \frac{380.4 \text{ m}}{0.1902 \text{ m}} \cdot \frac{(0.3519 \text{ m/s})^2}{2 \cdot (9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{L-3} = 0.2539 \text{ m}$$

- Pérdidas mayores del sistema

Para obtener las pérdidas mayores se realiza una sumatoria de las pérdidas mayores independientes para cada tubería.

$$h_{Lm} = h_{L-1} + h_{L-2} + h_{L-3} \quad (7)$$

$$h_{Lm} = 0.05108 \text{ m} + 0.3090 \text{ m} + 0.2539 \text{ m}$$

$$h_{Lm} = 0.61395 \text{ m}$$

- Pérdidas menores del sistema

En el cálculo de pérdidas menores, se considera los datos expuestos con anterioridad. En la Tabla 6 se resume el valor de las pérdidas menores hasta el coeficiente k. El valor de la pérdida se calcula mediante la ecuación 5.

Tabla 6. Cálculo de pérdidas por accesorios dentro del sistema.

Nombre	L_e / D	f_T	Cantidad	k	Pérdida [m]
Diámetro 200 mm					
Codo estándar 45°	16	0.00771	8	0.98688	0.006232
Ampliación gradual 40°	-	-	1	0.36	0.002273
Diámetro 250 mm					
Codo estándar 45°	16	0.00746	6	0.71616	0.001857
T	60	0.00746	1	0.4476	0.00116
Reducción gradual 120°	-	-	1	0.24	0.000622
Codo estándar 90°	20	0.00746	1	0.1492	0.0003868
Válvula de compuerta	35	0.00746	1	0.2611	0.000677
Diámetro 400 mm					
Entrada borde cuadrado	-	-	1	0.5	0.0001971
Codo estándar 45°	16	0.00696	12	1.336	0.0005269
Reducción gradual 120°	-	-	1	0.12	0.000047
Pérdidas menores totales					0.01398

- Pérdida total del sistema

Una vez obtenidos los valores de las pérdidas mayores y menores es posible calcular la pérdida total presente en el sistema.

$$h_{LT} = h_{Lm} + h_{Lmenores} \quad (8)$$

$$h_{LT} = 0.61395 \text{ m} + 0.01398 \text{ m}$$

$$h_{LT} = 0.628 \text{ m}$$

2.6 Altura neta

Con el valor de la pérdida total del sistema se puede determinar la altura o salto neto mediante la siguiente expresión:

$$H_n = H_b - h_{LT} \quad (9)$$

Donde:

H_n : Altura neta, [m].

H_b : Altura bruta, [m].

h_{LT} : pérdida total de energía en el sistema, [m].

Reemplazando en la ecuación 9 los datos de la altura bruta y las pérdidas totales de energía

$$H_n = 30 \text{ m} - 0.628 \text{ m}$$

$$H_n = 29.37 \text{ m} \approx 29 \text{ m}$$

Se trabajará con 29 m como altura neta, esto porque no se tomaron en cuenta ciertos accesorios debido a que no se tiene un estudio de algunos puntos del sistema. Además, para la instalación se debería agregar otra longitud de tubería de diámetro menor a la que se tiene debido a la existente es muy grande para el ingreso a una turbina, lo que provoca más pérdidas dentro del sistema.

2.7 Selección de alternativas

Una vez obtenidos los valores de flujo volumétrico y altura neta se tienen 10 l/s y 29 m respectivamente. Mediante el uso de la Figura 11 (observe las líneas entrecortadas en color

amarillo) se tiene que las turbinas que entran para el rango de los datos mostrados con anterioridad son Turgo y Michell Banki.

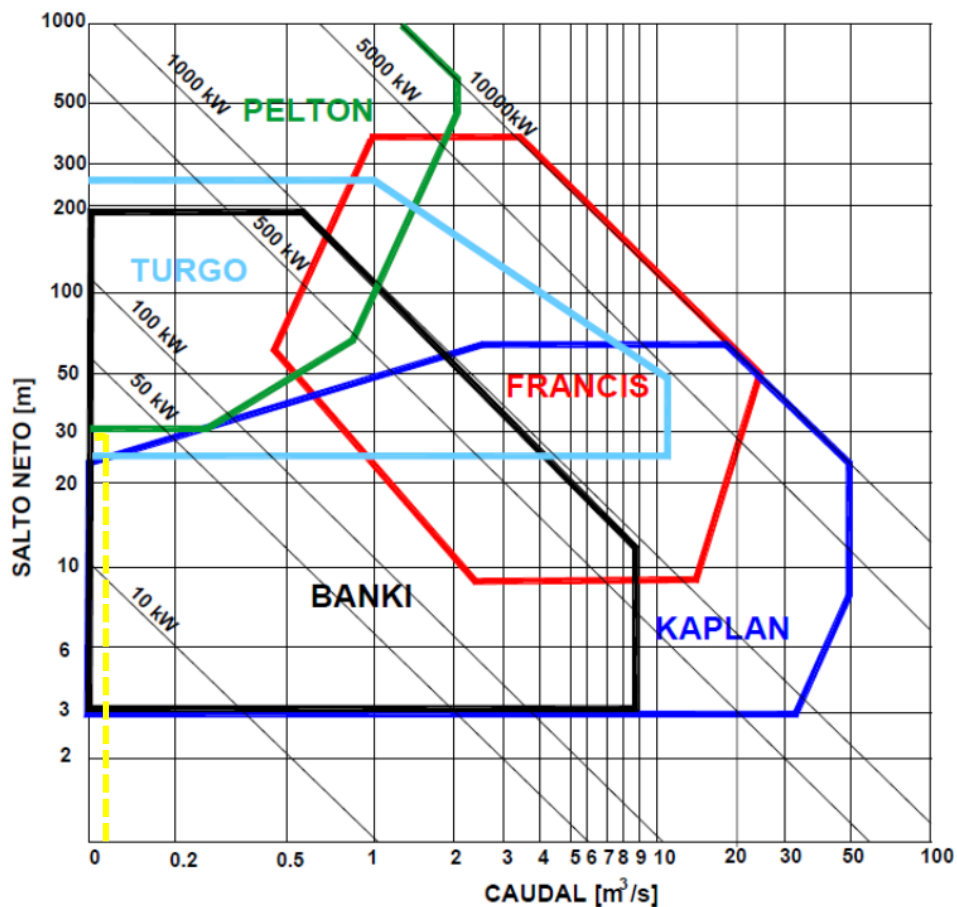


Figura 11. Selección de alternativas mediante altura neta y caudal disponible.

2.8 Parámetros para selección

Para valorar los tipos de turbina preseleccionadas mediante el uso de diagrama se tomará en cuenta múltiples criterios con el fin de seleccionar la turbina definitiva más adecuada. Se debe considerar calificaciones desde 1-3 para la evaluación.

Si bien es cierto el esquema de la Figura 11 reduce la opción al tipo de turbina técnicamente más aplicable no satisface otras consideraciones necesarias para la adopción y sostenibilidad a largo plazo del proyecto. La justificación utilizada para la selección de un tipo de turbina requiere un análisis de criterios múltiples, se tendrá en cuenta lo propuesto por Williamson et al. [6] para elaborar la matriz de calificación. La forma de puntuar los criterios expuestos se

detalla en la Tabla 7, la turbina que obtenga más puntaje luego de la sumatoria será la seleccionada finalmente.

Tabla 7. Criterios y método de puntuación para selección.

Criterio	Explicación	Puntaje
Mantenimiento	El nivel de reparación y mantenimiento continuo, es necesario para la optimización del sistema, considerando la complejidad del proceso de mantenimiento.	1.- Bajo 2.- Medio 3.- Alto
Construcción	El grado de complejidad para desarrollar los componentes y ensamblar el esquema que requiere materiales, herramientas, mano de obra y tolerancias durante la fabricación.	1.- Construcción compleja 2.- Complejidad media 3.- Alta complejidad
Eficiencia	La eficiencia en función del diseño y fuera de diseño	1.- Baja 2.- Media 3.- Alta
Disponibilidad en el mercado	Si la turbina a puntuar está disponible para su comercialización	1.- Baja 2.- Media 3.- Alta
Costo	El coste monetario de implementar el sistema	1.- Coste bajo 2.- Coste medio 3.- Coste económico

En la Tabla 8 se ilustra la comparación de las dos alternativas que se obtuvo mediante el uso del diagrama. La puntuación de cada turbina se ha realizado en base a las características que

posee cada una de acuerdo a los criterios resumidos en la Tabla 7 que se presentaron con anterioridad.

Tabla 8. Puntuación de criterios para selección definitiva.

Criterio	Alternativa N°1	Alternativa N°2
	Turbina Turgo	Turbina Michell Banki
Mantenimiento	2	2
Construcción	2	3
Eficiencia	3	2
Disponibilidad en el mercado	2	1
Costo	2	1
PUNTAJE TOTAL	11	9

A partir del puntaje obtenido después de realizar la ponderación, el tipo de turbina seleccionada para realizar el diseño es una Turgo. Se presenta una justificación obtenida de determinadas investigaciones que fueron tomadas en cuenta para la elección final.

Picone et al. [13] exclama que, para el caso de las turbinas Michell Banki en el caso de caída de altura elevada (superior a 150 m) y caudal relativamente pequeño (inferior a $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$), el diseño tradicional de estas turbinas conduce a anchos de boquilla y rodete muy reducidos; como consecuencia, las pérdidas por fricción crecen dramáticamente y la eficiencia cae a valores muy bajos.

2.9 Conclusiones del capítulo

En el capítulo II se presentan factores a tener en cuenta para el diseño de la turbina. En primer lugar, cabe mencionar que la topografía es de gran ayuda, debido a que permite conocer la altura bruta que se dispone para generar energía.

Es importante tomar en cuenta las pérdidas de energía en el sistema, de esta manera es posible obtener la altura neta para seleccionar la turbina. Al principio se tuvo 30 m de altura y una vez calculadas las pérdidas se redujo a 29 m.

A partir de la selección mediante el diagrama de altura vs caudal se pudo obtener dos posibles alternativas que fueron Turgo y Michell Banki las mismas que fueron expuestas a una evaluación. Si bien es cierto los valores obtenidos en la tabla 7 son parecidos para ambas turbinas, el criterio de la eficiencia fue el que decantó a la turbina Turgo como mejor alternativa.

Se tuvo en cuenta que el caudal que se dispone de 10 l/s es bajo entonces es necesario aprovecharlo al máximo. Los valores de eficiencia de la turbina Turgo y Michell Banki son 85 y 78% respectivamente, siendo más aprovechable la seleccionada.

CAPÍTULO III

CÁLCULO Y DISEÑO DE LA TURBINA TURGO

En este capítulo se presenta el sustento matemático para diseñar los componentes principales de la turbina Turgo. Se realizará tanto el diseño hidráulico en lo que se refiere a rodete, cucharas entre otros componentes. Por otra parte, el diseño mecánico del eje de la turbina se evaluará por torsión, flexión y fatiga. Todo lo antes mencionado permitirá determinar el material adecuado para que la turbina cumpla con el trabajo, pero minimizar costos en lo posible.

3.1 Potencia hidráulica

La energía hidroeléctrica radica en convertir la altura bruta en energía mecánica y eléctrica, de modo que la potencia que dispongamos sea directamente proporcional a la altura hidráulica neta considerando el flujo de agua, de la siguiente manera [5]:

$$P_H = \rho \cdot H_n \cdot Q \cdot g \quad (10)$$

Donde:

P_H : Potencia hidráulica, [kW]

ρ : Densidad del agua, [kg/m³].

H_n : Altura neta, [m].

Q : Caudal disponible, [m³/s]

Reemplazando los datos en la ecuación 10 se tiene:

$$P_H = (999.7 \text{ kg} / \text{m}^3) \cdot (29 \text{ m}) \cdot (0.01 \text{ m}^3 / \text{s}) \cdot (9.81 \text{ m} / \text{s}^2)$$

$$P_H = 2844 \text{ W} \approx 2.84 \text{ kW}$$

3.2 Potencia de la turbina

La potencia de salida proporcionada por un esquema de energía hidroeléctrica se puede expresar mediante la ecuación [14]:

$$P_t = P_H \cdot \eta_t \quad (11)$$

Donde:

P_t : Potencia de la turbina, [kW].

P_H : Potencia hidráulica, [kW].

n_t : Eficiencia de la turbina Turgo, [Adimensional].

Según determinadas literaturas se tiene que la eficiencia va desde el 80 hasta el 90 % en turbinas turgo. Mediante la ecuación 11 y reemplazando el valor calculado en el ítem anterior se obtiene:

$$P_t = 2.84 \text{ kW} \cdot (0.85)$$

$$P_t = 2.41 \text{ kW}$$

3.3 Diferencia entre turbina Turgo y Pelton

La diferencia entre las turbinas Pelton y Turgo se visualiza en la Figura 12. El agua golpea la cubeta de una rueda Pelton en el mismo plano que la rueda, luego se divide por la mitad, se invierte y se descarga por ambos lados. El chorro de una turbina Turgo está inclinado hacia un lado del plano de la turbina y el agua descargada sale por el otro lado después de ser invertida por las palas [45].

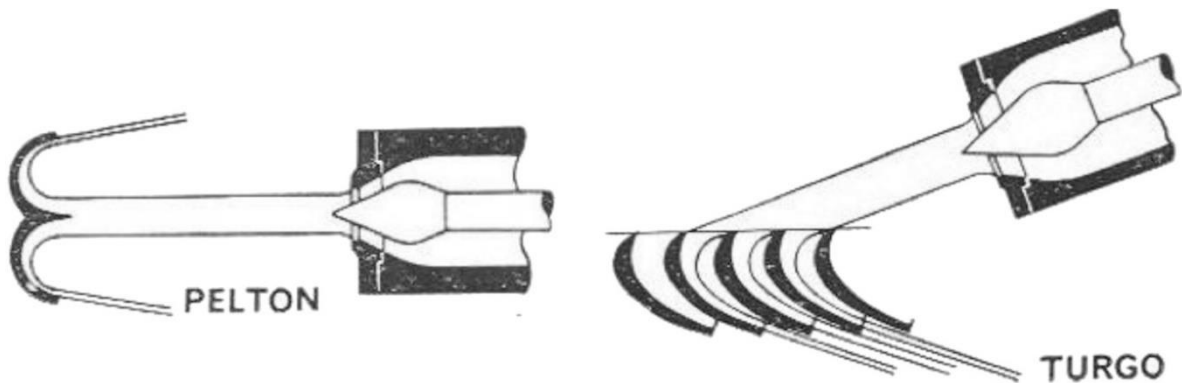


Figura 12. Diferencia en la dirección del flujo de agua entre las turbinas Pelton y Turgo [45].

3.4 Diámetro del chorro

Es bastante común notar que muchos autores han definido los parámetros geométricos de un balde en función del chorro diámetro d_o ; esto generalmente sucede en algunas turbinas de impulso, como Pelton. En la literatura es posible encontrar varias formas de calcular el diámetro del chorro [46]. Como primera aproximación, se utiliza la expresión propuesta por Mataix [47] debido a su sencillez.

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot K_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}}} \quad (12)$$

Donde:

d_o : diámetro del chorro, [m].

Q : Caudal disponible, [m³/s]

K_c : coeficiente de descarga de la boquilla, [Adimensional].

Como ya se explicó con anterioridad el valor de K_c a utilizar será 0.97. Entonces a partir de la ecuación 12 se tiene:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot (0.01)}{\pi \cdot 0.97 \cdot \sqrt{2 \cdot (9.81) \cdot (29)}}}$$

$$d_o = 0.02346 \text{ m}$$

3.5 Diámetro de salida del inyector

El diámetro de salida de la tobera está afectado por un coeficiente de contracción mediante la siguiente expresión [46].

$$d = \frac{1}{C_c} \cdot d_o \quad (13)$$

Donde:

d : diámetro de salida del inyector, [m].

C_c : coeficiente de contracción, [Adimensional].

d_o : diámetro del chorro, [m].

Este coeficiente suele estar en un intervalo de 0.87 a 0.8 [47]. Por lo tanto:

$$d = 1.25 \cdot (d_o)$$

$$d = 1.25 \cdot (0.02346)$$

$$d = 0.02933 \text{ m} \approx 29.3 \text{ mm}$$

3.6 Triángulo de velocidades

La Figura 13 muestra los vectores de velocidad cuando un chorro de agua impacta en una sola pala turgo. La dirección de referencia es la de la velocidad de la pala, u . El agua entra con una velocidad absoluta, v_1 , un ángulo, α_1 , una velocidad relativa, W_1 , con respecto al marco de referencia de la pala, y un ángulo relativo β_1 . Se supone que el ángulo de entrada relativo del agua es paralelo al borde de entrada de la pala para una entrada suave a fin de evitar golpes de ariete o golpes de ariete velocidades [45].

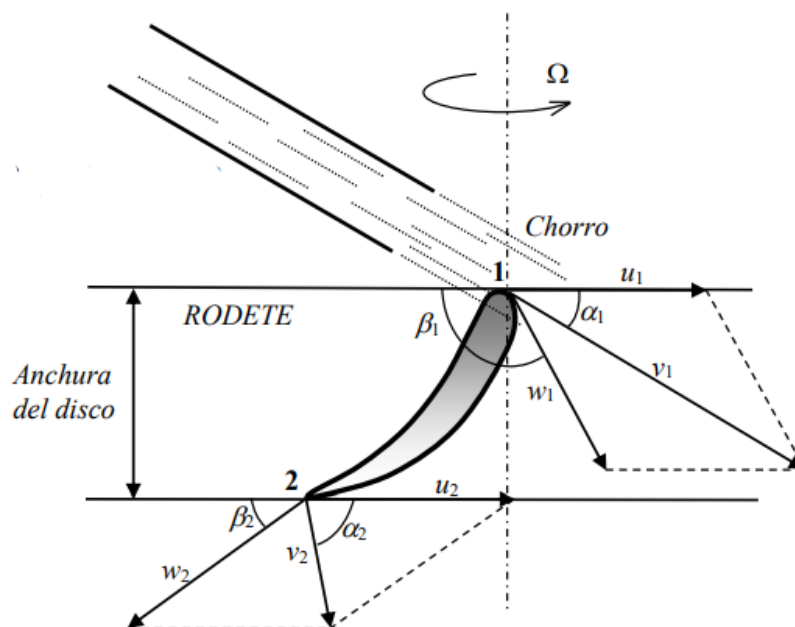


Figura 13. Triángulo de velocidades de una turbina turgo [45].

3.7 Triángulo de velocidades del sistema

Para realizar un cálculo más sencillo se debe calcular primero el triángulo de velocidades en la entrada y posteriormente a la salida.

3.7.1 Triángulo de velocidades en la entrada

A la entrada el triángulo de velocidades se define principalmente mediante dos parámetros: el ángulo de entrada del chorro y la velocidad del mismo.

3.7.1.1 Ángulo de ingreso del chorro. El ángulo de ingreso del chorro ha sido analizado en determinadas investigaciones. Zamora y Viedma [19] plantean que este ángulo está comprendido entre 15 y 25° y que es común usar un solo inyector. Un estudio de 2013 sobre turbinas pico-hidro Turgo realizado por Williamson [48] reveló que el ángulo de entrada óptimo depende del diámetro de la boquilla. Por ejemplo, para una boquilla de 20 mm, $\alpha = 10^\circ$ pero para una boquilla de 30 mm, $\alpha = 20^\circ$, lo que sugiere que un diámetro de boquilla mayor requiere un ángulo de chorro mayor. Por otro lado Mohaded [49] realizó el estudio de una Turbina Turgo en donde definió el ángulo de entrada del chorro en 16.102°.

Considerando que en la presente investigación se tiene un diámetro de chorro de 23.4 mm que se encuentra en el intervalo de los ángulos presentados por Williamson [48] de acuerdo al diámetro mencionado y que los parámetros de caudal y altura son similares al estudio de Mohaded [49] se opta por ocupar un ángulo de entrada de 16.102°.

3.7.1.2 Velocidad del chorro. Considerando que se trata de una turbina de acción donde la altura neta es convertida en energía cinética. El chorro de agua a través de la boquilla tiene una velocidad que se expresa como [50]:

$$V_1 = K_c \cdot \sqrt{2gH_n} \quad (14)$$

Donde:

K_c : coeficiente de descarga de la boquilla, [Adimensional]

g : Gravedad, [m/s²].

H_n : Altura neta, [m].

Es posible ocupar valores K_c de 0.97 o 0.98. A partir de la ecuación 14 se tiene el siguiente valor de velocidad del chorro.

$$V_1 = 0.97 \cdot \sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(29\text{m})}$$

$$V_1 = 23.14 \text{ m/s}$$

El ángulo relativo se entrada viene dado por la ecuación 15.

$$\beta_1 = \arcsin \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cdot \cos^2 \alpha_1}} \quad (15)$$

$$\beta_1 = \arcsin \cdot \frac{\sin(16.102)}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cdot \cos(16.102)^2}}$$

$$\beta_1 = 30^\circ$$

Las ecuaciones 16 y 17 ayudan a calcular componentes que sirven para cálculos posteriores.

$$V_{u1} = V_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (16)$$

$$V_{u1} = 23.14 \text{ m/s} [\cos(16.102)]$$

$$V_{u1} = 22.23 \text{ m/s}$$

$$V_{a1} = V_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (17)$$

$$V_{a1} = 23.14 \text{ m/s} [\sin(16.102)]$$

$$V_{a1} = 6.418 \text{ m/s}$$

La velocidad tangencial del rodete se define a partir en la ecuación 18.

$$U_1 = V_{u1} - \frac{V_{a1}}{\tan(\beta_1)} \quad (18)$$

$$U_1 = 22.23 \text{ m/s} - \frac{6.418 \text{ m/s}}{\tan(30)}$$

$$U_1 = 22.23 \text{ m/s} - 11.116 \text{ m/s}$$

$$U_1 = 11.114 \text{ m/s}$$

La velocidad de entrada relativa del rodete se define a partir en la ecuación 19.

$$V_{r1} = \frac{V_1 \cdot \sin \alpha}{\sin \beta} \quad (19)$$

$$V_{r1} = \frac{23.14 \text{ m/s} \cdot [\sin(16.102)]}{\sin(30)}$$

$$V_{r1} = 12.836 \text{ m/s}$$

Se presentan los resultados extraídos para el triángulo de entrada en la Figura 14.

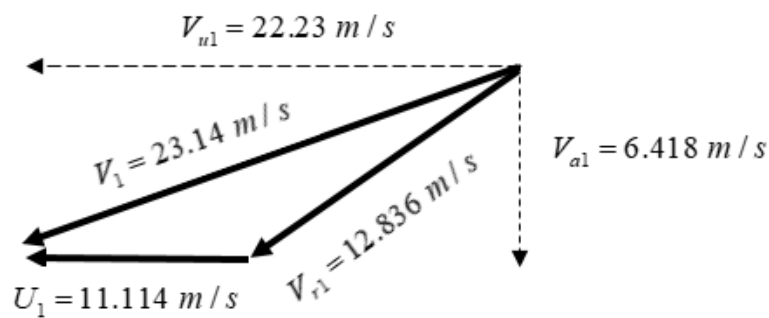


Figura 14. Triángulo de velocidades de la turbina Turgo en la entrada.

3.7.2 Triángulo de velocidades de salida

El ángulo de salida es importante durante el diseño del rodete, ya que, aunque un ángulo más pequeño daría como resultado una mayor eficiencia debido a que se perdería menos impulso en la salida, reducir demasiado el ángulo reduciría la capacidad del rodete. Turbina restringiendo el flujo a través del rodete. La importancia de esta característica se enfatiza nuevamente en estudios posteriores realizados en el Turgo. Se sugirió un valor de no más de 10–15° para obtener buenos resultados [48]. Entonces se propone trabajar con un ángulo de salida de 15°.

Para las turbinas tangenciales Mataix [47] afirma que se cumplen las ecuaciones 19 y 20:

$$U_1 = U_2 \quad (19)$$

$$V_{r1} = V_{r2} \quad (20)$$

Para facilidad de cálculo se debe obtener los componentes de la velocidad de salida mediante las ecuaciones 21 y 22.

$$V_{u2} = V_{r1} \cos \beta_2 - u_1 \quad (21)$$

$$V_{u2} = 12.836 \text{ m/s} [\cos(15)] - 11.18 \text{ m/s}$$

$$V_{u2} = 1.219 \text{ m/s}$$

$$V_{a2} = V_{r2} \sin \beta_2 \quad (22)$$

$$V_{a2} = 12.836 \text{ m/s} [\sin(15)]$$

$$V_{a2} = 3.32 \text{ m/s}$$

La velocidad a la salida del rodete Turgo viene dada por la ecuación 23.

$$V_2 = \sqrt{V_{u2}^2 + V_{a2}^2} \quad (23)$$

$$V_2 = \sqrt{(1.219 \text{ m/s})^2 + (3.32 \text{ m/s})^2}$$

$$V_2 = 3.54 \text{ m/s}$$

En la Figura 15 se presentan los resultados extraídos para el triángulo de salida.

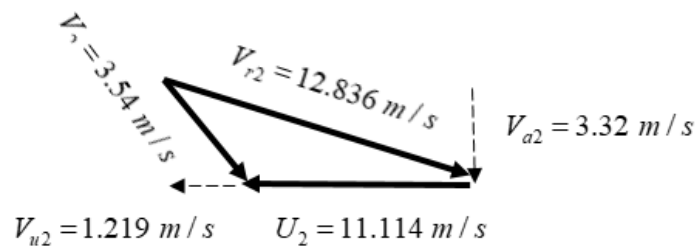


Figura 15. Triángulo de velocidades de la turbina Turgo a la salida.

3.8 Velocidad específica

Las dimensiones básicas de la turbina se determinan fácilmente mediante el valor de la velocidad específica. La velocidad específica de una turbina es la velocidad de una turbina geoméricamente similar que desarrollaría una unidad de potencia (métrica) al trabajar bajo una

altura de elevación de un metro. La velocidad específica también desempeña un factor imprescindible en la selección del tipo de turbina [47]. Además, el rendimiento de la turbina puede predecirse y las dimensiones fundamentales de la turbina pueden estimarse fácilmente basándose en el valor calculado de este ítem.

$$n_s = 576 \cdot K_u \cdot \sqrt{\eta \cdot K_c} \cdot \sqrt{z} \cdot \delta \quad (24)$$

Donde:

n_s : Velocidad específica, [Adimensional].

K_u : Coeficiente de velocidad periférica, [Adimensional].

K_c : Coeficiente de descarga de la boquilla, [Adimensional].

z : Número de inyectores.

Según la literatura K_u puede tomar valores desde 0.44 hasta 0.47. El rendimiento de acuerdo a la relación de diámetros es resumido en la Tabla 9.

Tabla 9. Rendimiento de las turbinas de impulso de acuerdo a la relación de diámetros .

Relación de diámetros				
$\delta = \frac{d_0}{D}$	1/6.5	1/7.5	1/10	1/20
Rendimiento	82	86	89	90
η				

Reemplazando valores en la ecuación 24 se obtiene:

$$n_s = 576 \cdot (0.45) \cdot \sqrt{0.97 \cdot (0.89)} \cdot \sqrt{1} \cdot \frac{1}{10}$$

$$n_s = 23.8$$

3.9 Velocidad de rotación de la turbina

Para obtener la velocidad de rotación en la turbina es posible usar la siguiente ecuación:

$$N = \frac{n_s \cdot H_n^{\frac{5}{4}}}{P^{\frac{1}{2}}} \quad (25)$$

Donde:

N : Velocidad de rotación en la turbina, [rpm].

n_s : velocidad específica, [Adimensional].

H_n : altura neta, [m].

P : potencia, [kW].

Reemplazando los datos en la ecuación 25 se tiene:

$$N = \frac{23.8 \cdot (29 \text{ m})^{\frac{5}{4}}}{(3.23 \text{ CV})^{\frac{1}{2}}}$$
$$N = 891.2 \text{ rpm}$$

3.10 Diámetro Turgo o del rodete

El paso de la turbina Turgo al diámetro central (PCD) puede ser la mitad del diámetro de la Pelton, lo que da como resultado menos resistencia al viento y RPM más altas, lo que es mejor para la adaptación del generador. El diámetro característico del rodete se define como [47]:

$$D_T = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot N} \quad (26)$$

Donde:

D_T : diámetro Turgo o del rodete, [m].

U : Velocidad tangencial de entrada, [m/s].

N : Número de revoluciones de la turbina, [rpm].

Haciendo uso de la ecuación 26 y de la velocidad tangencial calculada con anterioridad se tiene lo siguiente:

$$D_T = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot N}$$

$$D_T = \frac{60 \cdot (11.114 \text{ m/s})}{\pi \cdot (891.2 \text{ rpm})}$$

$$D_T = 0.2382 \text{ m}$$

3.11 Número de cucharas

Existen sugerencias teóricas para calcular el número necesario de cucharas que se derivan de observando las trayectorias relativas de las partículas de agua [51].

El número de cucharas a ocupar partiendo del dato de velocidad específica se indica en la Tabla 10.

Tabla 10. Número de cucharas de acuerdo a la velocidad específica [47].

Velocidad específica (Ns)	Número de cucharas (Nb)
4	40
6	37
8	34
10	30
12	28
14	26
18	22
22	20
26	17
32	15

Considerando que se tiene un valor de velocidad específica igual a 23.8 se debe realizar un cálculo de interpolación. En la Tabla 11 se presenta la interpolación realizada.

Tabla 11. Interpolación para el número de cucharas.

Velocidad específica (Ns)	Número de cucharas (Nb)
22	20
23.8	18.65 ≈ 19
26	17

Sin embargo, se tienen ecuaciones como la que presenta Nasir [52] para la obtención del número de cucharas.

$$N_b = \frac{D_T}{2 \cdot d} + 15 \quad (27)$$

Donde:

N_b : Número de cucharas, [Adimensional].

D_T : Diámetro del rodete, [m].

d : Diámetro de la tobera, [m].

Usando la ecuación 27 y los datos de los diámetros calculados con anterioridad se tiene:

$$N_b = \frac{0.2382 \text{ m}}{2(0.02933 \text{ m})} + 15$$
$$N_b = 19.06 \approx 19$$

Mediante la Tabla 10 y la ecuación 15 se determinó que el número de cucharas a utilizar para el diseño serán 19.

3.12 Dimensiones de una cuchara

Es posible calcular las dimensiones principales de una cuchara mediante una serie de ecuaciones basadas en el diámetro del chorro presentadas por Clarembaux [46] :

- Ancho de la cuchara

$$B = 1.5 \cdot (d_o) \quad (28)$$

$$B = 1.5 \cdot (0.02346 \text{ m})$$

$$B = 0.03519 \text{ m} \approx 35,19 \text{ mm}$$

- Largo de la cuchara

$$L = (2.55 - 2.88) \cdot d_o \quad (29)$$

$$L = 2.55 \cdot (0.02346 \text{ m})$$

$$L = 0.059823 \text{ m} \approx 59.82 \text{ mm}$$

- Profundidad de la cuchara

$$Pc = 0.8 \cdot (d_o) \quad (30)$$

$$Pc = 0.8 \cdot (0.02346 \text{ m})$$

$$Pc = 0.018768 \text{ m} \approx 18.77 \text{ mm}$$

3.13 Diseño del eje

Es importante tener en cuenta el eje para proceso de generación por lo que hay que considerar los esfuerzos a los que se encuentra sometido. En la Tabla 12 se resume los esfuerzos que soporta un eje de turbinas hidráulicas según Mataix [47].

Tabla 12. Esfuerzos de un eje de turbinas hidráulicas.

Tipo de esfuerzo	Elementos que producen el esfuerzo
Esfuerzo por torsión	- Torque transmitido al generador
Esfuerzo axial	- Fuerzas que se producen debido a la reacción del agua. (Se puede despreciar al ser pequeña)
	- Peso total del rodete
Esfuerzo por flexión	- Sistema de transmisión utilizado (engranaje o correa)

3.13.1 Torque

En un eje, el vector de momento el cual es colineal del mismo, se denomina vector de par debido a que el momento que produce este elemento gira alrededor del eje. En este caso este vector que produce el par, es el flujo de agua que sale del chorro del inyector con una determinada fuerza. El eje sometido a tal momento se llama torsión [53].

$$T = \frac{63000 \cdot P_t}{N} \quad (31)$$

Donde:

T : Par de torsión, [lb.in].

P_t : Potencia de la turbina, [HP].

N : Velocidad de rotación, [rpm].

Con los datos obtenidos con anterioridad es posible obtener el par de torsión con el uso de la ecuación 31.

$$T = \frac{63000 \cdot 3.23 \text{ HP}}{891 \text{ rpm}}$$

$$T = \frac{63000 \cdot 3.23 \text{ HP}}{891 \text{ rpm}}$$

$$T = 228.38 \text{ lb.in} \approx 25.8 \text{ N.m}$$

3.13.2 Peso del rodete

El peso del rodete se obtuvo mediante la ayuda del software Solid Works donde fue realizado el diseño. Se extrajo el valor de la masa y se calculó mediante [40]:

$$W = m \cdot g \quad (32)$$

Donde:

W : Peso del rodete turgo, [N].

m : Masa del rodete turgo, [kg].

g : Gravedad, [m/s²].

Mediante la ecuación 32 y el valor obtenido gracias al diseño se tiene:

$$W = 8.622 \text{ kg} \cdot (9.81 \text{ m/s}^2)$$
$$W = 84.5 \text{ N}$$

3.13.3 Fuerza generada por el torque de la turbina

Esta fuerza depende del torque generado por la turbina y del radio tomado desde la mitad de la cuchara hasta el centro del eje, se expresa mediante [41].

$$FC' = \frac{TC}{rc} \quad (33)$$

Donde:

FC' : Fuerza generada por el torque de la turbina, [N].

TC : Par de torsión generado por la turbina, [N.m].

rc : radio, [m].

Sustituyendo los valores adquiridos con anterioridad en la ecuación 33:

$$FC' = \frac{25.8 \text{ N.m}}{0.161 \text{ m}}$$
$$FC' = 160.25 \text{ N}$$

Una vez obtenido el peso del rodete y la fuerza generada por el torque de la turbina es posible obtener la fuerza total con una sumatoria de ambas:

$$FC = FC' + W \quad (34)$$
$$FC = (160.25 + 84.5) \text{ N}$$
$$FC = 244.75 \text{ N}$$

3.13.4 Poleas

Como se indicó en la Tabla 12, el eje tiene un esfuerzo de flexión debido al tipo de transmisión usado, en este caso poleas por lo que es necesario incluir este factor dentro del diseño.

- Potencia corregida

Es la potencia afectada por un coeficiente de corrección indicado en el anexo 2. Y se calcula mediante [54]:

$$P_c = P \cdot c_c \quad (35)$$

Donde:

P_c : potencia corregida, [HP]

P : Potencia, [HP].

c_c : coeficiente de corrección, [Adimensional]

$$P_c = 3.23 \text{ HP} \cdot (1.1)$$

$$P_c = 3.553 \text{ HP}$$

- Número de revoluciones del generador

En este diseño se tomará en cuenta un generador de 4 polos. Partiendo se la siguiente ecuación:

$$N_g = \frac{120 \cdot f}{N_p} \quad (36)$$

Donde:

N_g : Revoluciones del generador, [rpm]

f : frecuencia, [Hz].

N_p : número de polos del generador, [Adimensional].

Reemplazando los datos en la ecuación 36:

$$N_g = \frac{120 \cdot (60 \text{ Hz})}{4}$$

$$N_g = 1800 \text{ rpm}$$

Una vez determinado el número de revoluciones de la polea menor en este caso la que iría acoplada al generador y conociendo la potencia corregida es posible optar por el tipo de correa que se va a implementar. En la Figura 16 se visualiza que mediante los parámetros descritos se selecciona una correa tipo A.

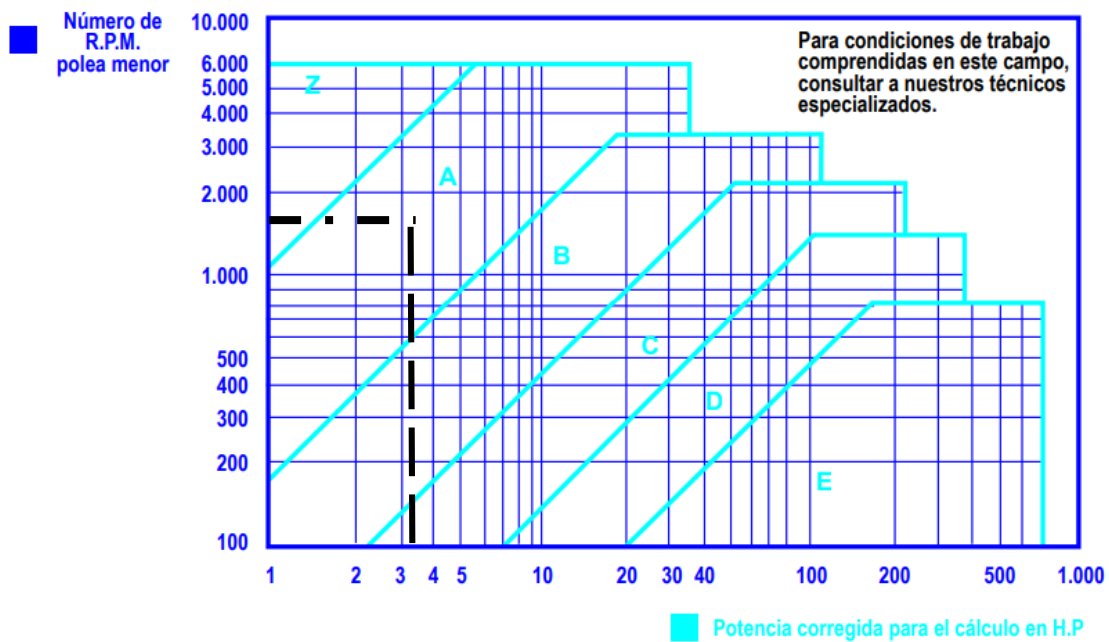


Figura 16. Selección del tipo de correa [55].

- Relación de transmisión

Es un parámetro característico definido como la relación entre la velocidad de salida y entrada del sistema de transmisión [56]. Se calcula mediante [55]:

$$i = \frac{N_g}{N} = \frac{D_{PM}}{d_{pm}} \quad (37)$$

Donde:

i : Relación de transmisión, [Adimensional].

N_g : Revoluciones del generador, [rpm].

N : Velocidad de rotación en la turbina, [rpm].

D_{PM} : Diámetro de la polea mayor, [in].

d_{pm} : Diámetro de la polea menor, [in].

Usando la ecuación 37 se tiene:

$$i = \frac{1800 \text{ rpm}}{891 \text{ rpm}} = 2.02 = \frac{D_{PM}}{d_{pm}}$$

Se debe considerar que el diámetro mínimo de la polea menor es de 71 mm sin embargo en el mercado se dispone desde 76 mm que es 3 in.

$$d_{pm} = 76 \text{ mm} = 3 \text{ in}$$

Entonces despejando el diámetro de la polea mayor de la ecuación 37 se tiene:

$$2.02 = \frac{D_{PM}}{3 \text{ in}}$$

$$D_{PM} = 6 \text{ in}$$

- Distancia entre ejes

La distancia entre ejes es importante al momento de la instalación tanto del eje de la turbina como del generador se define mediante la ecuación 49.

$$I \geq \frac{(i+1) \cdot d_{pm}}{2} + d_{pm} \quad (38)$$

Donde:

I : Distancia entre ejes, [in].

i : Relación de transmisión, [Adimensional].

d_{pm} : Diámetro de la polea menor, [in].

Reemplazando los datos en la ecuación 38:

$$I \geq \frac{(2.02+1) \cdot 3 \text{ in}}{2} + 3 \text{ in}$$

$$I \geq 7.53 \text{ in} = 191.26 \text{ mm}$$

- Fuerza generada por la polea

Esta fuerza depende del torque generado por la turbina que se transmite a la polea, siendo este de la misma magnitud.

$$FD' = \frac{TD}{rd} \quad (39)$$

Donde:

FD' : Fuerza generada por la polea, [N].

TD : Par de torsión generado por la turbina, [N.m].

rd : radio de la polea mayor, [m].

Mediante la ecuación 39:

$$FD' = \frac{25.8 \text{ N.m}}{0.0762 \text{ m}}$$

$$FD' = 338.58 \text{ N}$$

3.13.5 Diagrama de cuerpo libre

Para comprender la distribución de los elementos dentro del eje se presenta un esquema en la Figura 17 del eje y los componentes que causan esfuerzos en el mismo.

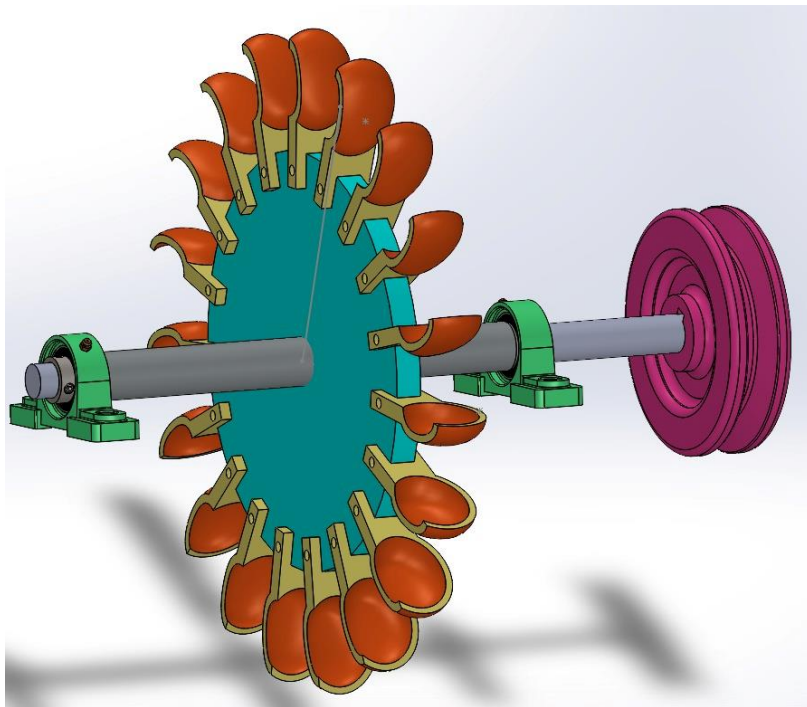


Figura 17. Eje de la turbina con los componentes.

Se considera para este eje una longitud de 450 mm. Se tiene rodamientos en el punto A y B, los mismos que generan las reacciones presentadas en la Figura 18.

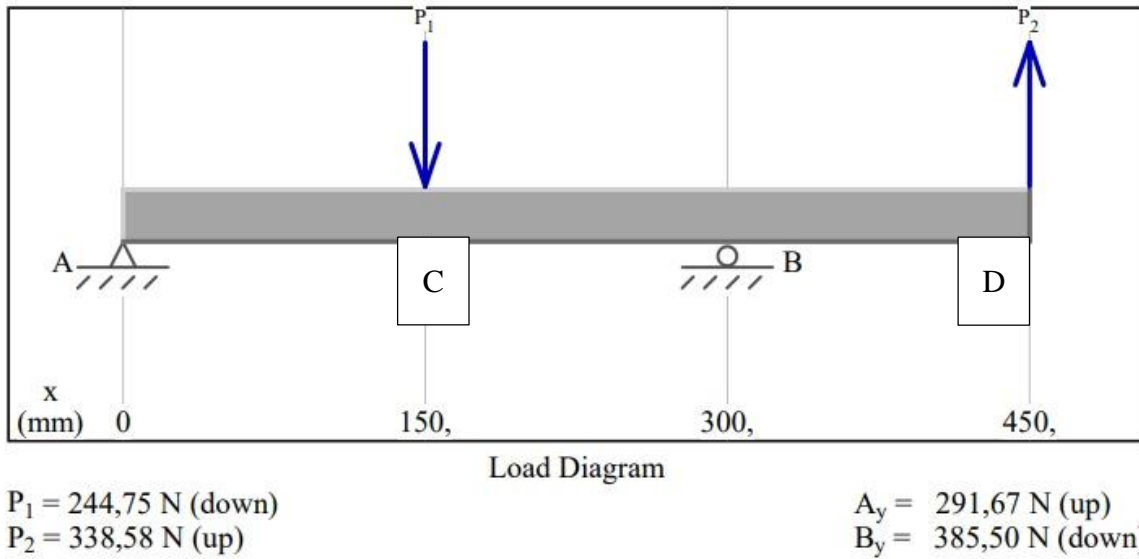


Figura 18. Diagrama de cuerpo libre.

En la Figura 19 se ilustra el diagrama de fuerzas cortantes provocado por los componentes en el eje.

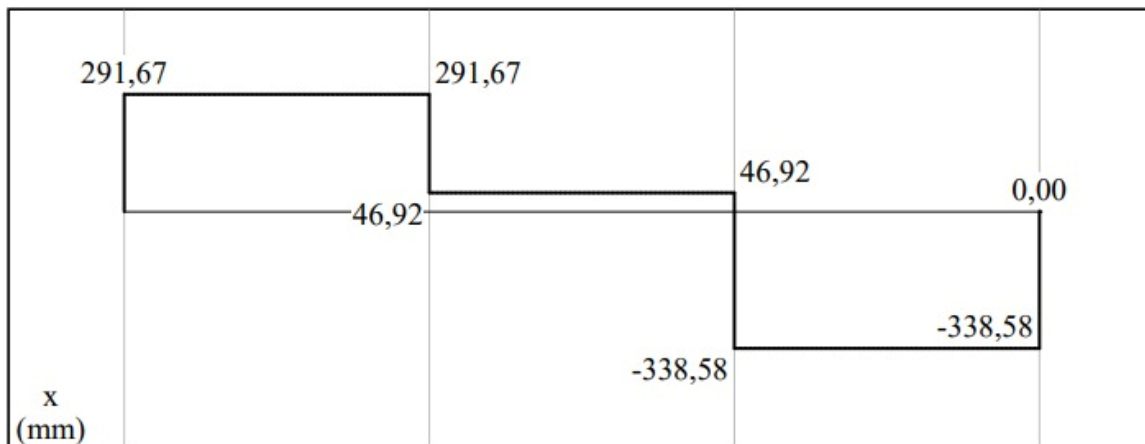


Figura 19. Diagrama de fuerzas cortantes.

A continuación, en la Figura 20 se ilustra el diagrama de momento flector que sirve para la obtención del momento máximo para cálculos posteriores.

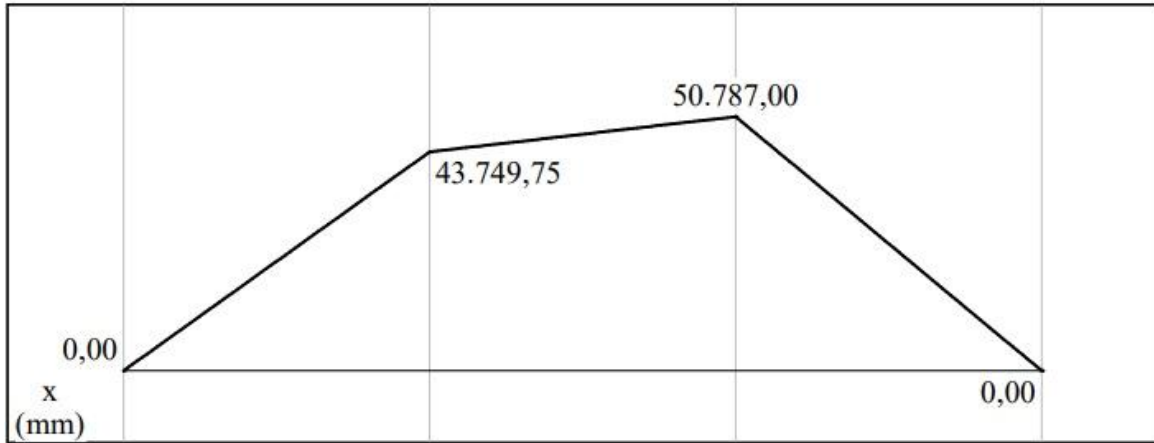


Figura 20. Diagrama de momento flector.

3.13.6 Material del eje

Se elige acero inoxidable 304 como material para el diseño del eje, por la razón de que este estará en contacto de manera directa con el agua. Las propiedades del material son extraídas del anexo 3.

$$S_{ut} = 568 \text{ MPa}$$

$$S_y = 276 \text{ MPa}$$

3.13.7 Diámetro mínimo del eje

El diámetro mínimo que debe tener el eje tomando en consideración la norma ASME se define mediante:

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S_d} \cdot \sqrt{(k_m \cdot M_{\max})^2 + (k_t \cdot T_{\max})^2}} \quad (40)$$

Donde:

d_{eje} : Diámetro mínimo para el eje, [m].

M_{\max} : Momento flector máximo, [N.m].

T_{\max} : Momento torsor máximo, [N.m].

El valor de k_m y k_t son 1.5 y 5 respectivamente, reemplazando los valores indicados en la ecuación 40:

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(55.2 \cdot 10^6)} \cdot \sqrt{[(1.5)(51 N.m)]^2 + [(1)(25.8 N.m)]^2}}$$

$$d_{eje} = 0.01953 \text{ m}$$

$$d_{eje} = 19.53 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$$

3.13.8 Diseño por fatiga

Los experimentos de fatiga utilizan las mejores circunstancias posibles para estimar el desempeño de la misma. Sin embargo, esta situación no se puede garantizar para aplicaciones de diseño, por lo que el límite de resistencia del componente debe modificarse o reducirse desde el mejor de los casos. Esto se hace en la práctica mediante el uso de factores de modificación del límite de resistencia que tienen en cuenta factores importantes [57]. El límite de resistencia modificado se puede expresar como:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (41)$$

Donde:

S_e : Límite de resistencia modificado, [MPa].

k_a = Factor modificación de la condición superficial, [Adimensional].

k_b = Factor modificación del tamaño, [Adimensional].

k_c = Factor modificación de la carga, [Adimensional].

k_d = Factor modificación de la temperatura, [Adimensional].

k_e = Factor de confiabilidad, [Adimensional].

- Resistencia a la fatiga

Para el acero inoxidable 304 la resistencia última obtenida fue de 568 MPa. La ecuación 42 da el límite de resistencia para una probeta construida con este material como [57]:

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} \quad (42)$$

$$S_e' = 0.5 \cdot (568 \text{ MPa})$$

$$S_e' = 284 \text{ MPa}$$

- Factor de superficie

La mayoría de los elementos de máquina no tienen un acabado de tan alta calidad. Para incorporar el efecto del acabado superficial, el factor de modificación depende siempre del proceso utilizado para generar la superficie y del material [57]. Los factores a y b dependen directamente del acabado superficial y se presentan en el anexo 4.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (43)$$
$$k_a = (4.51) \cdot (568)^{-0.265}$$
$$k_a = 0.84$$

- Factor de tamaño

Hay que tener en cuenta que la forma, el tamaño y el número de defectos en una sección transversal determinada dependen en gran medida del proceso de fabricación. Muchos investigadores han sugerido expresiones del factor de tamaño, pero un enfoque sencillo sugerido es el siguiente para barras redondas [57]. Este factor se presenta en el anexo 5 para distintas opciones.

$$k_b = 1.189 \cdot (20)^{-0.097} \quad (44)$$
$$k_b = 0.89$$

- Factor de carga

Considerando el esfuerzo que se genera a flexión, el factor de carga es el siguiente según el anexo 6:

$$k_c = 1$$

- Factor de temperatura

En el límite de resistencia a la fatiga, a temperaturas mesuradamente altas se debe considerar una reducción [56]. Tomando en cuenta que el eje estará a una temperatura menor o igual a 450 °C, según el anexo 7 se tiene:

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad

La Tabla 13 ilustra el factor de fiabilidad para distintos porcentajes de confiabilidad. En esta tabla se fundamenta que el límite de resistencia tiene una desviación típica del 8 %, usualmente el límite superior para los aceros [57].

En este caso para el eje se utiliza 95 % de fiabilidad quedando de la siguiente manera:

$$K_e = 0.868$$

Tabla 13. Factores de confiabilidad para seis probabilidades.

Probabilidad de porcentaje de supervivencia	Factor de confiabilidad
50	1.00
90	0.90
95	0.868
99	0.82
99.9	0.75
99.99	0.70

Una vez obtenido el valor de cada factor es posible ocupar la ecuación 41.

$$S_e = (0.84) \cdot (0.89) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.868) \cdot (284)$$

$$S_e = 184.3 \text{ MPa}$$

Aplicando la ecuación 45 se obtiene el diámetro de cada sección considerando fatiga [58] :

$$d_s = \left[\frac{32N_d}{\pi} \sqrt{\left(\frac{k_t M}{S_e'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (45)$$

Donde:

d_s : Diámetro de la sección del eje, [m].

N_d : Factor de diseño, [Adimensional].

M : Momento flector, [N.m].

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga, [Pa].

T : Torque generado, [N.m].

S_y : Resistencia a la fluencia, [Pa].

En la sección A se tiene el siguiente diámetro:

$$d_A = \left[\frac{32(2.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{44}{184.3 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{25.8}{276 \cdot 10^6} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_A = 0.0186 \text{ m} \approx 18.6 \text{ mm}$$

En la sección C se tiene el siguiente diámetro:

$$d_C = \left[\frac{32 \cdot (2.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2.5)(51)}{184.3 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{25.8}{276 \cdot 10^6} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_C = 0.0261 \text{ m} \approx 26.1 \text{ mm}$$

En la sección B se tiene el siguiente diámetro:

$$d_B = \left[\frac{32(2.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(51)}{184.3 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{25.8}{276 \cdot 10^6} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_B = 0.01943 \text{ m}$$

Para evitar fallos en el eje se sobredimensionó el diámetro de las secciones. Entonces el diámetro en la sección A, C y B serán 20, 28 y 22 mm respectivamente.

- Comprobación en el punto crítico C

El esfuerzo a torsión se define mediante la ecuación 46.

$$\tau_c = \frac{T \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \quad (46)$$

$$\tau_c = \frac{(25.8 \text{ N} \cdot \text{m}) \cdot 16}{\pi \cdot (0.022 \text{ m})^3}$$

$$\tau_c = 12.34 \text{ MPa}$$

El esfuerzo a flexión se define mediante la ecuación 47.

$$\sigma_c = \frac{M \cdot 32}{\pi \cdot (d)^3} \quad (47)$$

$$\sigma_c = \frac{(51 \text{ N} \cdot \text{m}) \cdot 32}{\pi \cdot (0.022 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_c = 48.79 \text{ MPa}$$

- Concentrador de esfuerzo k_f

Se considera un concentrador de esfuerzo en el punto B, donde hay un cambio de sección, en este caso se diseña con un chaflán bien redondeado de radio de 3 mm.

Para determinar el coeficiente k_t por torsión que se aplica a la ecuación 50, se hace uso de la Figura 21. Para poder entrar en el diagrama de la figura se debe aplicar primero las ecuaciones 48 y 49

$$\frac{d_C}{d_B} = \frac{28 \text{ mm}}{22 \text{ mm}} = 1.28 \quad (48)$$

$$\frac{r}{d_B} = \frac{3 \text{ mm}}{22 \text{ mm}} = 0.14 \quad (49)$$

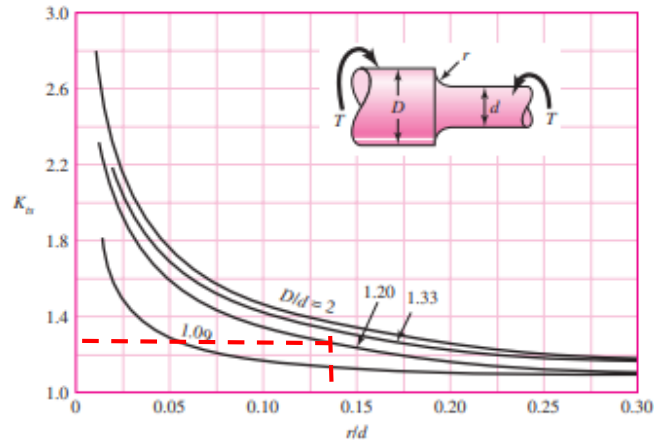


Figura 21. Diagrama de concentrador de esfuerzo a torsión [53].

$$kt = 1.36$$

$$kf = 1 + q \cdot (kt - 1) \tag{50}$$

Para determinar el coeficiente q por torsión que se aplica a la ecuación 50, se hace uso de la Figura 22.

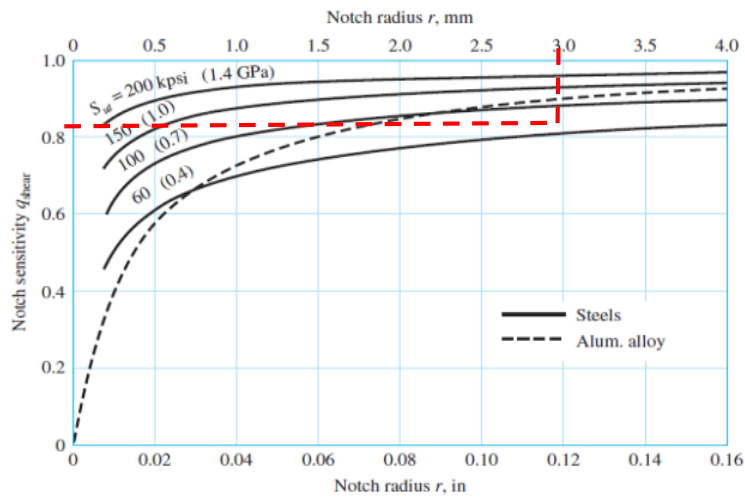


Figura 22. Diagrama de sensibilidad de la muesca a torsión [53].

$$q = 0.82$$

Reemplazando los valores en la ecuación 50:

$$kf = 1 + 0.82 \cdot (1.3 - 1) = 1.246$$

Para determinar el coeficiente k_t por flexión que se aplica a la ecuación 50, se hace uso de la Figura 23. Nuevamente aplicando las ecuaciones 48 y 49.

$$\frac{d_C}{d_B} = \frac{28 \text{ mm}}{22 \text{ mm}} = 1.28$$

$$\frac{r}{d_B} = \frac{3 \text{ mm}}{22 \text{ mm}} = 0.14$$

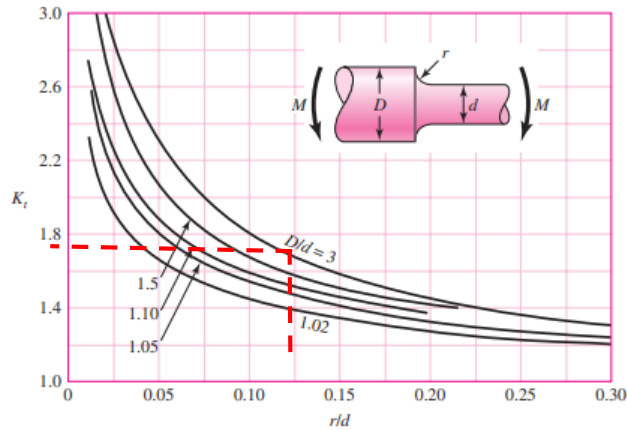


Figura 23. Diagrama de concentrador de esfuerzo flexión [53].

$$k_t = 1.48$$

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1)$$

Para determinar el coeficiente q por flexión que se aplica a la ecuación 50, se hace uso de la Figura 24.

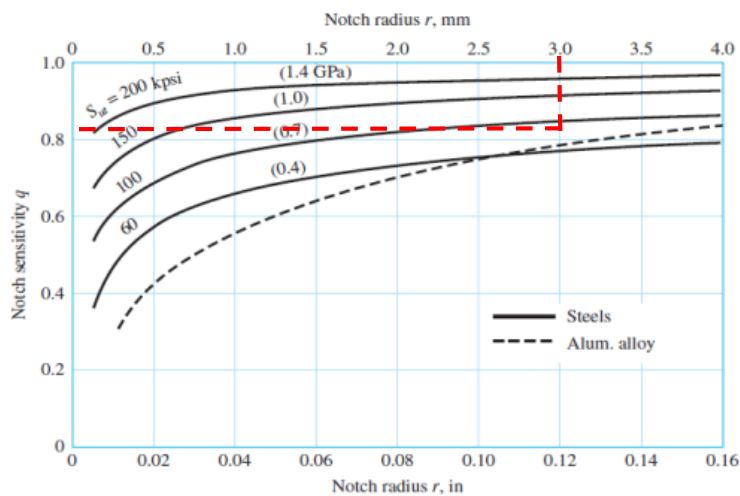


Figura 24. Diagrama de sensibilidad de la muesca a flexión [53].

$$q = 0.81$$

Reemplazando los valores en la ecuación 50:

$$kf = 1 + 0.81(1.48 - 1) = 1.39$$

El esfuerzo máximo a flexión se obtiene a partir de la ecuación 51.

$$\sigma_{\max} = \sigma_c \cdot k_{f\sigma} \quad (51)$$

$$\sigma_{\max} = (48.79)(1.39)$$

$$\sigma_{\max} = 67.82 \text{ MPa}$$

El esfuerzo máximo a torsión se obtiene a partir de la ecuación 52.

$$\tau_{\max} = \tau_c \cdot k_{f\tau} \quad (52)$$

$$\tau_{\max} = (12.34)(1.246)$$

$$\tau_{\max} = 15.38 \text{ MPa}$$

El esfuerzo Von Mises se define mediante la ecuación 53.

$$\sigma' = \left\{ (\sigma_a + \sigma_f)^2 + 3\tau_{xy}^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (53)$$

$$\sigma' = \left\{ (67.82 \text{ MPa})^2 + 3(15.38 \text{ MPa})^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 72.86 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad

El factor de seguridad define la capacidad que tiene un componente para soportar fuerzas o cargas [53].

$$Fs = \frac{S_e}{\sigma} \quad (54)$$

Donde:

F_s : Factor de seguridad, [Adimensional].

S_e : Límite de resistencia modificado, [Mpa].

σ' : Esfuerzo Von Mises, [MPa].

$$F_s = \frac{184.3 \text{ MPa}}{72.86 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 2.53$$

Para el diseño del eje, el factor de seguridad es mayor que 2, de tal forma, el elemento no va a fallar con las condiciones propuestas anteriormente.

3.14 Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha determinado la potencia que la turbina será capaz de generar teóricamente y se acerca bastante a la potencia que se obtiene una vez se pueda implementar. Además, se tiene las dimensiones principales de la turbina Turgo como es el rodete, las cucharas y el diámetro del chorro en base a distintas ecuaciones. El triángulo de velocidades calculado es importante pues permite conocer la velocidad a la salida del rodete una vez ha chocado con las cucharas.

Por otro lado, el eje de la turbina juega un papel fundamental dentro de la generación, pues es el encargado de transmitir la potencia dada por el rodete hacia el generador. Entonces para el diseño del mismo se debe considerar todas las cargas como puede ser el peso propio de la turbina, el torque dado y las tensiones de las poleas. Para el diseño se ha considerado también la fatiga y el cálculo del factor de seguridad para determinar que el diseño del eje no fallará.

CAPÍTULO IV

SIMULACIÓN, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y COSTOS DE IMPLEMENTACIÓN

En el capítulo IV se presenta los resultados obtenidos mediante la simulación usando el software Ansys. Para analizar el comportamiento de la velocidad en la turbina se tiene como entrada la velocidad calculada del chorro obtenida en el capítulo 3, mientras que la salida es comparada con el triángulo de velocidad de salida una vez choque el chorro con la cuchara. Se presenta dos simulaciones más variando el ángulo de entrada del chorro para poder ver el comportamiento de la velocidad dentro de la turbina una vez se haya aumentado y reducido este parámetro.

Por otro lado, se tiene los costos de implementación de la turbina desde el dispositivo principal hasta los demás elementos a tomar en cuenta para empezar el funcionamiento.

4.1 Simulación de la turbina

A continuación, se muestra los parámetros principales que se tomaron en cuenta para la simulación.

4.1.1 *Mallado de la turbina*

Una vez generado el volumen de control desde el CAD en SolidWorks, esta geometría se exportó a ANSYS y posteriormente se realizó la discretización numérica del modelo mediante la generación de la malla.

La calidad geométrica de la malla es fundamental en una simulación independientemente de las funciones de forma utilizadas y se comprueba a través de los parámetros de asimetría (skewness) y calidad ortogonal, que varían en un rango de 0 a 1, siendo mejor un valor cercano a 0 en la asimetría y un valor cercano a 1 en la calidad ortogonal [59].

Se usó la herramienta enclosure para encerrar el cuerpo del rodete de la turbina de modo que el material que encierra al cuerpo se puede asignar un fluido, en este caso agua. En la Figura 25 se observa el mallado del enclosure que actúa como la carcasa de la turbina.

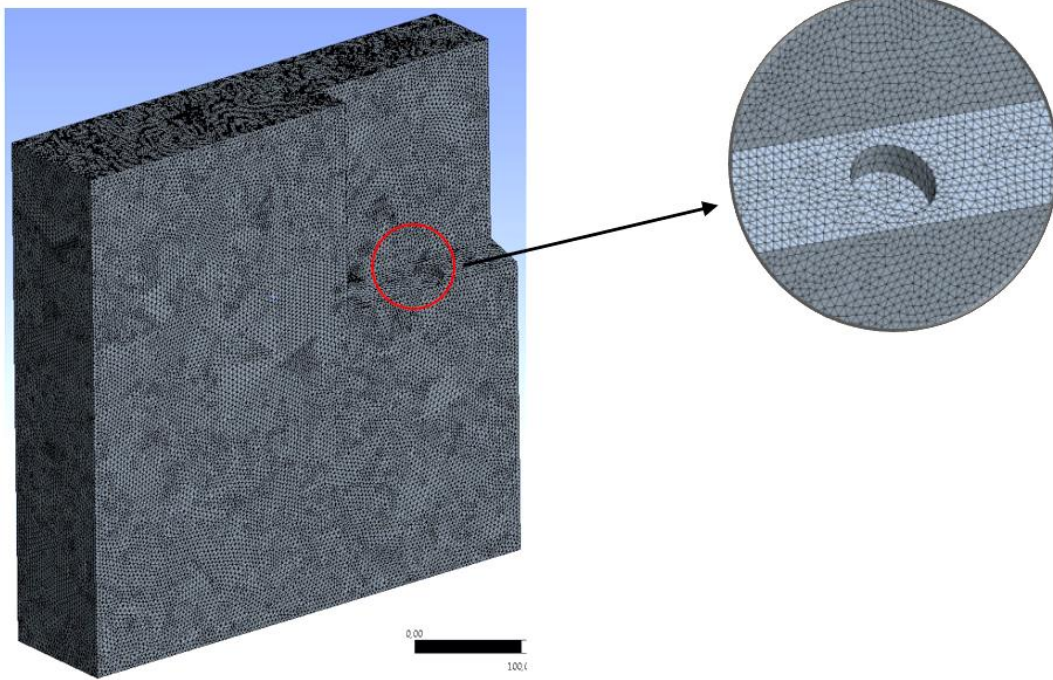


Figura 25. Mallado del enclosure que cubre a la turbina.

El mallado del rodete de la turbina se presenta en la Figura 26, cabe recalcar que se utilizó la herramienta sizing de mallado para este objeto.

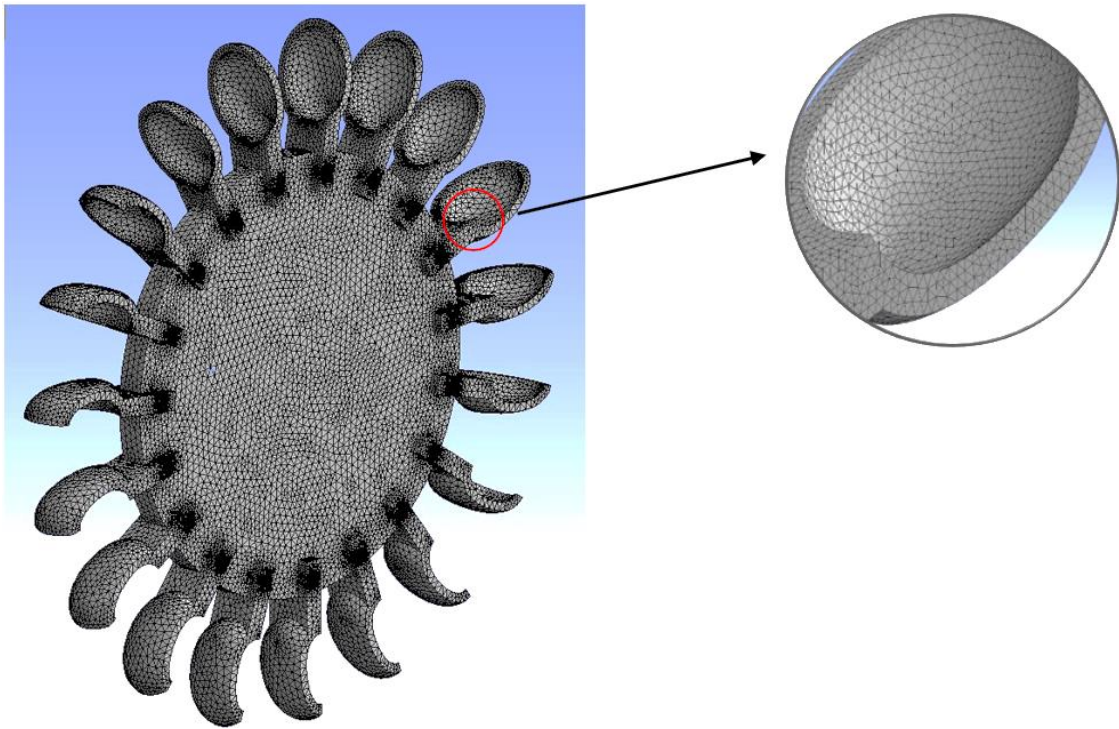


Figura 26. Mallado del rodete de la turbina.

Como se mencionó anteriormente es importante conocer la calidad de malla obtenida. En lo que se refiere a la herramienta orthogonal quality se tiene un valor promedio de 0.77972 que se encuentra dentro de la clasificación de muy buena de acuerdo al anexo 9. En la Figura 27 se observa la variación correspondiente dentro del mallado de la herramienta mencionada.

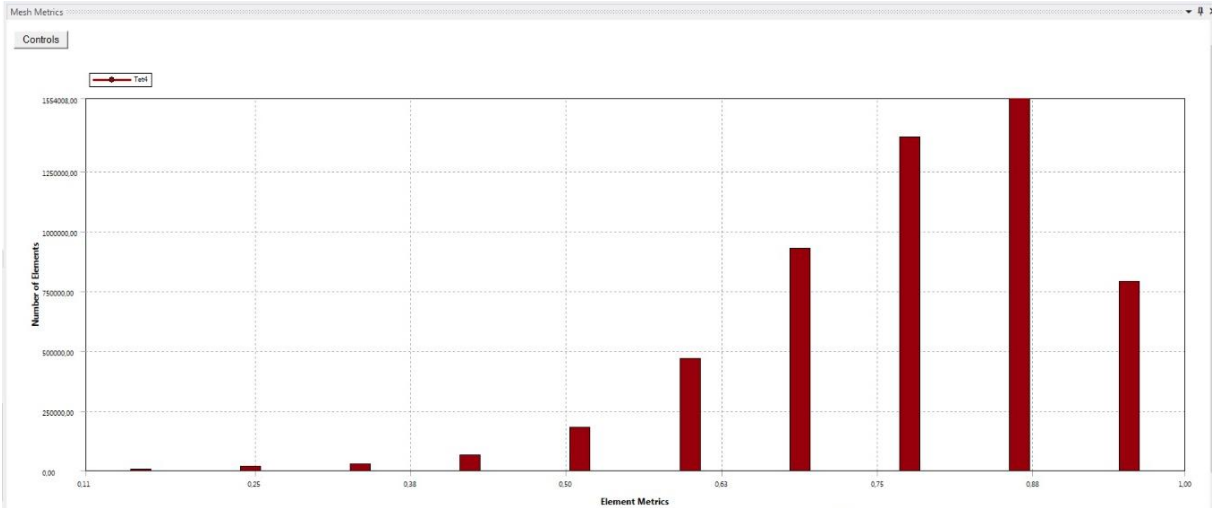


Figura 27. Convergencia de malla de la turbina turgo mediante orthogonal quality.

Por otro lado, con el uso de la herramienta skewness se tiene un valor promedio de 0.21913 lo que se encuentra dentro de la calificación de excelente de acuerdo al anexo 9. En la Figura 28 se observa la variación correspondiente dentro del mallado de la herramienta mencionada.

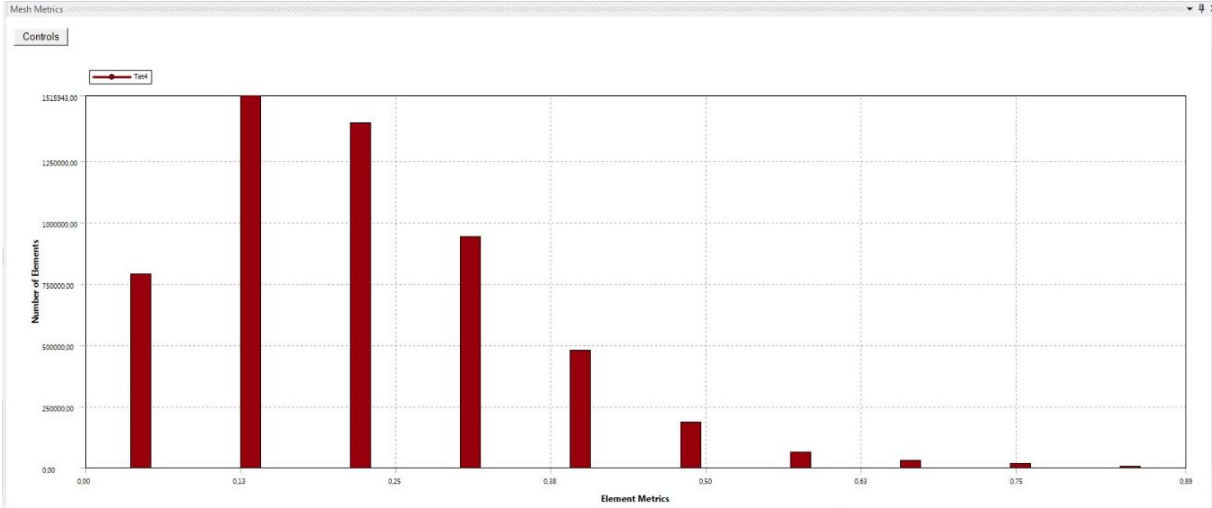


Figura 28. Convergencia de malla de la turbina turgo mediante skewness.

4.1.2 Condiciones de borde

En la Figura 29 se muestra las condiciones de borde utilizadas para la simulación de la turbina. Inlet representa a la velocidad del chorro obtenida en el capítulo 3 siendo 23.14 m/s y outlet es la salida del chorro de agua.

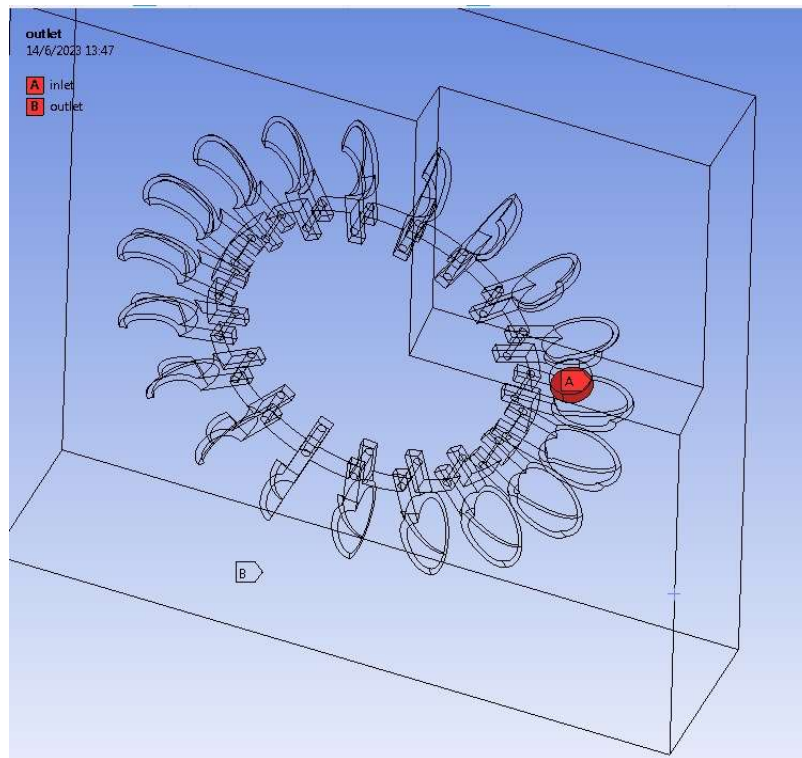


Figura 29. Condiciones de borde de la simulación.

4.1.3 Análisis de velocidad

Para el análisis de velocidad en la turbina Turgo diseñada se tomó en cuenta la variación del ángulo del chorro dando como resultado un cambio en la eficiencia.

- Simulación con ángulo del chorro de 16.102°

En la Figura 30 se ilustra el comportamiento de la velocidad dentro de la turbina. Se puede verificar que la velocidad de salida es 3.8 m/s aproximadamente.

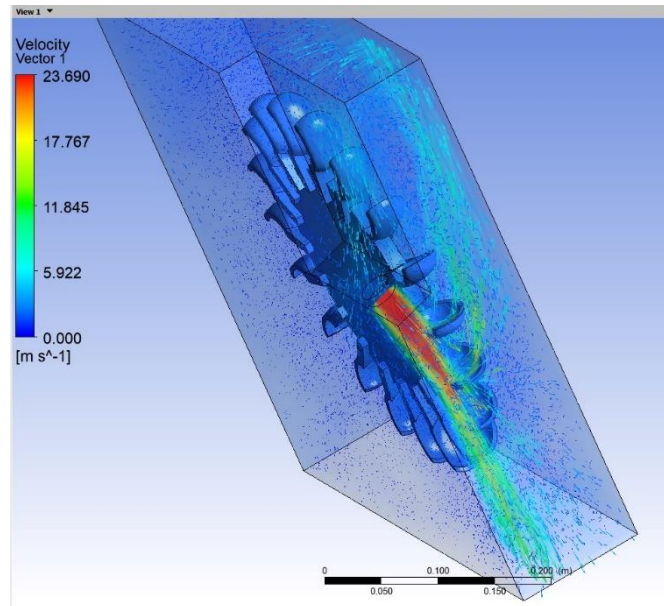


Figura 30. Resultados de velocidad con 16.102°.

Para realizar la validación de la velocidad se tiene en cuenta el valor calculado teóricamente que es 3.54 m/s que se encuentra dentro del error aceptado.

- Simulación con ángulo del chorro de 10°

En la Figura 31 se ilustra el comportamiento de la velocidad dentro de la turbina una vez se reduce el ángulo.

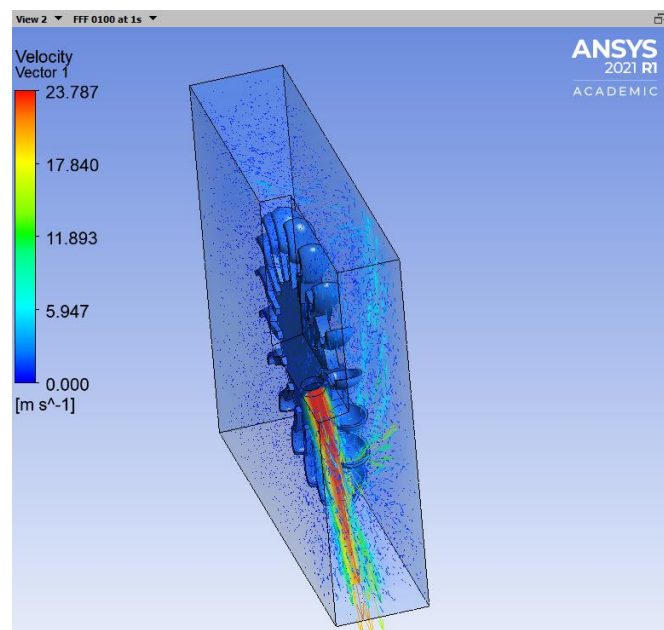


Figura 31. Resultados de velocidad con 10°.

Se puede observar que la velocidad de salida se ha reducido de forma mínima siendo 2.8 m/s aproximadamente. Con el uso de la ecuación 22 el resultado teórico obtenido es 2.15 m/s validando así la comparación

- Simulación con ángulo del chorro de 25°

En la Figura 32 se ilustra el comportamiento de la velocidad dentro de la turbina una vez se aumenta el ángulo. Se puede observar que la velocidad de salida ha aumentado a 5.2 m/s aproximadamente. Con el uso de la ecuación 22 el resultado teórico obtenido es 4.41 m/s validando así la comparación

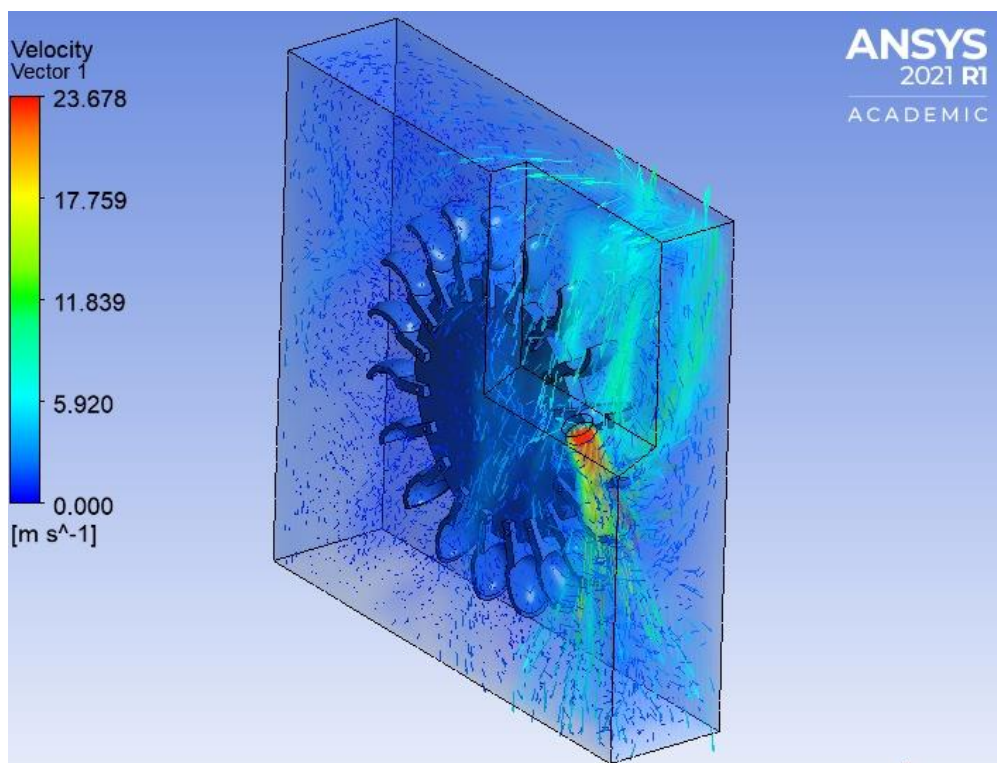


Figura 32. Resultados de velocidad con 25°.

4.2 Costos de implementación

En la Tabla 14 se resume el presupuesto para el funcionamiento del proyecto. Se puede observar el costo de la turbina turgo seleccionada de acuerdo a la energía que se quiere generar, cabe recalcar que se escogió también por ser la más económica dentro del mercado. El costo de importación ha sido tomado en cuenta para la suma del costo final, la proforma se puede observar en el anexo 8.

Tabla 14. Costos de implementación de la turbina Turgo.

Nombre	Especificaciones	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Turbina Turgo	Potencia máxima de 5 kW	1	1200.00	1200.00
Importación	Vía marítima	1	2249.24	2249.24
Reducción de PVC	De 250 mm a 63 mm	1	50.21	50.21
Reducción de PVC	De 250 mm a 50 mm	1	2.07	2.07
Tubería PVC	63 mm	1	26.30	26.30
Tubería PVC	50 mm	1	16.01	16.01
Estructura metálica	-	-	200.00	200.00
			TOTAL	3743.83

A continuación, en la Tabla 15 se presenta los costos aproximados de fabricación. En los anexos se adjunta las proformas realizadas.

Tabla 15. Costos de materia prima

Nombre	Especificaciones	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Motor de inducción	5 HP, 4 polos	1	901.56	901.56
Eje acero inox 304	1 1/8 in x 450 mm	1	19.19	19.19
Eje acero inox 304	2 ½ in x 150 mm	1	10.47	10.47
Bronce fosfórico	28 mm x 88 mm	19	25.65	487.35
Bronce fosfórico	10 in x 15 mm	1	221.42	221.42
Polea de aluminio	6 in	1	6.50	6.50
Polea de aluminio	3 in	1	3.55	3.55

Correas	Longitud 760 mm	2	2.74	5.48
Reducción de PVC	De 250 mm a 50 mm	1	50.21	50.21
Reducción de PVC	De 250 mm a 50 mm	1	2.07	2.07
Tubería PVC	63 mm	1	26.30	26.30
Tubería PVC	50 mm	1	16.01	16.01
Estructura metálica	-	-	200.00	200.00
			TOTAL	1950.11

En la Tabla 16 se presenta el costo de mano de obra y alquiler de maquinaria para fabricación de la turbina.

Tabla 16. Costo de mano de obra y alquiler de maquinaria para fabricación.

Descripción	Horas	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
Fabricación de componentes	12	10.00	120.00
Montaje	16	10.00	160.00
Centro de mecanizado CNC	6	30.00	180.00
TOTAL			460.00

4.3 Conclusiones del capítulo

La simulación realizada en este capítulo ayuda a comprobar los cálculos obtenidos teóricamente en el capítulo 3, es importante considerar una buena calidad de malla, de esta forma se asegura que la variación de resultados con respecto a los cálculos obtenidos teóricamente sean lo más exactos posibles. Además, se tiene los costos aproximados tanto de importación como fabricación, siendo más económica la segunda opción.

CONCLUSIONES GENERALES

Al finalizar el documento de investigación titulado diseño y simulación de una turbina hidráulica con un caudal de 10 L/s para el centro de investigación de Cayambe se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- La pico hidroelectricidad es una tecnología viable para la electrificación rural en algunas de las regiones más distantes y con menos recursos siempre que se tengan debidamente en cuenta las condiciones específicas del lugar y la instalación. Puede ser una solución accesible en cuanto al costo. La selección e instalación adecuada del equipo son componentes clave para lograr eficiencias razonables del sistema y, por lo tanto, aumentar la potencia de salida.
- Para establecer el caudal disponible se realizó una medición en los meses más secos de la zona obteniendo 10 l/s. La altura bruta se determinó mediante un estudio topográfico dando como resultado 30 m desde el desarenador ubicado en el Río San José hasta la altura de la tubería que se encuentra en la piscina utilizada para riego dentro del centro de investigación de Cayambe. Con los parámetros mencionados se hace un análisis de diversas investigaciones determinando que es posible la generación de energía mediante una turbina y se promueve la generación eléctrica de forma amigable con el medio ambiente.
- En el sistema no se producen pérdidas de energía altas debido a que los diámetros son relativamente grandes. Una vez calculado el resultado total de pérdidas se tiene 29 m de altura neta. La potencia hidráulica que se genera es de 2.84 kW, siendo clasificada como pico generación ya que es inferior a 5 kW. Se tiene dos alternativas de turbina en base a los parámetros de caudal y altura, estas son Turgo y Michell Banki, mediante una elección el tipo Turgo fue seleccionado debido a una eficiencia más alta y mayor disponibilidad en el mercado. El triángulo de velocidades calculado permite conocer la velocidad de rotación de la turbina que es 891 rpm y como consecuencia el diámetro del rodete que es de 23.82 mm y cuenta con 19 cucharas.
- En este estudio, la implementación de un software de análisis de simulación como ANSYS puede aportar una idea aproximada de cómo se puede simular el flujo de agua que fluye desde la entrada, luego a través del espacio entre las cucharas y la salida. Con

la ayuda de CFD, ahora es posible visualizar los mecanismos de casi todos los fenómenos hidrodinámicos que tienen lugar durante la operación de la turbina, lo que ayuda a obtener diseños altamente eficientes.

- Conforme a los resultados generados por la simulación, se evidencia el aumento o disminución de la velocidad a la salida de la cuchara de la turbina, según varía el ángulo del chorro en el cual ingresa el agua a la turbina. Considerando como diseño, un ángulo del chorro de 16.102° , para 10° , se evidencia un descenso de 1 m/s, mientras que para 25° se evidencia un incremento de 1.4 m/s, este comportamiento influye en la eficiencia hidráulica de la turbina.
- El costo monetario requerido para implementar la turbina en la estación de investigación de Cayambe depende si el dispositivo es importado o fabricado. La inversión es de USD 3743.83 con la primera opción, mientras que con la segunda es de aproximadamente USD 2410.11 . Si bien es cierto la segunda opción es un poco más complicada debido a que se necesita maquinaria específica para la construcción y contrato de mano de obra, existe un ahorro considerable por lo tanto también se tendrá un período más corto de tiempo para la recuperación de la inversión inicial.

RECOMENDACIONES GENERALES

- Al realizar una simulación CFD y analizar el comportamiento del fluido en la turbina Turgo, es recomendable hacerlo en un modelo 3D, ya que la velocidad a la que entra este fluido a la turbina, depende de un ángulo.
- Usar materiales o tratamientos anticorrosivos para los elementos en el sistema mecánico, debido a la exposición que tienen estos al agua, de esta forma aumentar su vida útil y evitar mantenimientos innecesarios.
- Se debe colocar el ángulo de salida del inyector hacia las cucharas de la turbina de acuerdo a los cálculos para aprovechar de mejor manera la potencia que generará la misma, y a su vez lograr una eficiencia adecuada.

LISTA DE REFERENCIAS

- [1] C. S. Kaunda, C. Z. Kimambo, and T. K. Nielsen, “A technical discussion on microhydropower technology and its turbines,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 35, pp. 445–459, 2014, doi: 10.1016/J.RSER.2014.04.035.
- [2] P. D. Singh and S. Gao, “Clean and sustainable micro hydro power generation using parallel variable asynchronous generators controlled by AC-DC-AC converter and fuzzy PSO/PI D-STATCOM for remote areas,” *Sustain. Cities Soc.*, vol. 77, p. 103527, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.scs.2021.103527>.
- [3] S. Davis, S. Graham, R. Clark, and J. Bonhomm, “Micro-Hydropower Systems: A Buyer’s Guide.”
- [4] J. Green, M. Fuentes, K. Rai, and S. Taylor, “Stimulating the Picohydropower Market for Low-Income Households in Ecuador,” Washington, D.C., 2005. [Online]. Available: www.esmap.org.
- [5] I. Safdar, S. Sultan, H. A. Raza, M. Umer, and M. Ali, “Empirical analysis of turbine and generator efficiency of a pico hydro system,” *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 37, p. 100605, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2019.100605>.
- [6] S. J. Williamson, B. H. Stark, and J. D. Booker, “Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis,” *Renew. Energy*, vol. 61, pp. 43–50, Jan. 2014, doi: 10.1016/J.RENENE.2012.06.020.
- [7] G. Tiwari, J. Kumar, V. Prasad, and V. K. Patel, “Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines — A review,” *Energy Reports*, vol. 6, pp. 2410–2429, Nov. 2020, doi: 10.1016/J.EGYR.2020.09.004.
- [8] A. Cuenca, W. Farinango, and J. Murillo, “Diseño de un sistema de generación microhidráulica basado en un tornillo de Arquímedes Design of a micro-hydraulic generation system based on an Archimedes screw,” pp. 98–107, 2023, doi: <https://doi.org/10.17163/ings.n23.2023.09>.
- [9] R. A. Subekti, A. Susatyo, and H. Sudibyo, “Design and Analysis of Crossflow Turbine Prototype for Picohydro Scale,” *2018 Int. Conf. Sustain. Energy Eng. Appl.*, no. 2, pp. 1–6, 2018.
- [10] J. Hofmeister, S. Krebs, G. Schickhuber, and G. Scharfenberg, “Design and development of a Pico Hydro turbine system for the use in developing countries,” in *2015 5th International Youth Conference on Energy (IYCE)*, 2015, pp. 1–7, doi: 10.1109/IYCE.2015.7180767.
- [11] A. Fernando *et al.*, “Simulation of a Rain-Powered Pico-Hydro Generator for a House Application,” in *2021 IEEE 13th International Conference on Humanoid, Nanotechnology, Information Technology, Communication and Control, Environment, and Management (HNICEM)*, 2021, pp. 1–4, doi: 10.1109/HNICEM54116.2021.9731952.
- [12] A. Kumar, S. Asoria, R. Chaudhary, R. Kumar, and R. Vijay, “Development of in-situ pico hydropower from treated drain wastewater,” *Clean Technol. Environ. Policy*, vol. 25, no. 4, pp. 1397–1405, 2022, doi: 10.1007/s10098-022-02435-6.

- [13] C. Picone, M. Sinagra, C. Aricò, T. Tucciarelli, M. Sinagra, and C. Aricò, “Mechanics Numerical analysis of a new cross-flow type hydraulic turbine for high head and low flow rate,” 2021, doi: 10.1080/19942060.2021.1974559.
- [14] E. Gallego, A. Rubio-Clemente, J. Pineda, L. Velásquez, and E. Chica, “Experimental analysis on the performance of a pico-hydro Turgo turbine,” *J. King Saud Univ. - Eng. Sci.*, vol. 33, no. 4, pp. 266–275, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jksues.2020.04.011>.
- [15] A. Bozorgi, E. Javidpour, A. Riasi, and A. Nourbakhsh, “Numerical and experimental study of using axial pump as turbine in Pico hydropower plants,” *Renew. Energy*, vol. 53, pp. 258–264, 2013, doi: 10.1016/j.renene.2012.11.016.
- [16] J. Titus and B. Ayalur, “Design and Fabrication of In-line Turbine for Pico Hydro Energy Recovery in Treated Sewage Water Distribution Line,” *Energy Procedia*, vol. 156, pp. 133–138, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.11.117>.
- [17] BUN-CA, *Manuales sobre energía renovable: Hidráulica a pequeña escala*. San José, 2002.
- [18] J. Galarza, “Metodología para el diseño de turbinas en pequeñas centrales hidroeléctricas con capacidad menor a 10 MW - con ejemplo de aplicación,” 2015.
- [19] B. Zamora and V. Antonio, *Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas*. Cartagena: UPCT ediciones , 2016.
- [20] M. R. Niță, C.-G. Mitincu, and A. Nita, “A river runs through it? Exploring the contestation of Environmental Impact Assessment procedures for small hydropower projects,” *Energy Res. Soc. Sci.*, vol. 96, p. 102943, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.erss.2023.102943>.
- [21] E. Gemechu and A. Kumar, “A review of how life cycle assessment has been used to assess the environmental impacts of hydropower energy,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 167, no. December 2021, p. 112684, 2022, doi: 10.1016/j.rser.2022.112684.
- [22] H. Nautiyal and V. Goel, “Sustainability assessment of hydropower projects,” *J. Clean. Prod.*, vol. 265, p. 121661, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.121661>.
- [23] D. Kumar and S. S. Katoch, “Environmental sustainability of run of the river hydropower projects: A study from western Himalayan region of India,” *Renew. Energy*, vol. 93, pp. 599–607, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.03.032>.
- [24] A. M. A. Haidar, M. F. M. Senan, A. Noman, and T. Radman, “Utilization of pico hydro generation in domestic and commercial loads,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 1, pp. 518–524, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.08.017>.
- [25] C. Mataix, *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo, 1982.
- [26] J. González, *Energías renovables*. Barcelona: Reverté, 2012.
- [27] A. Židonis, D. S. Benzon, and G. A. Aggidis, “Development of hydro impulse turbines and new opportunities,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 51, pp. 1624–1635, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.007>.
- [28] S. Chitrakar, B. W. Solemslie, H. P. Neopane, and O. G. Dahlhaug, “Review on numerical techniques applied in impulse hydro turbines,” *Renew. Energy*, vol. 159, pp. 843–859, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.06.058>.

- [29] C. Paz, E. Suárez, M. Concheiro, and M. Conde, *Turbomáquinas hidráulicas*. Universidade de Vigo, 2019.
- [30] J. Ordóñez, “Elaboración e implementación de un software para el diseño de turbinas Michell Banki de hasta 1 Mw.”, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2010.
- [31] M. Irazusta, “Diseño de microturbina Turgo,” Universidad Nacional de Córdoba , 2018.
- [32] P. M. Gerhart, A. L. Gerhart, and J. I. Hochstein, *Fundamentals of fluid mechanics*. 2019.
- [33] H.-S. Seo, J.-W. Kim, and Y.-J. Kim, “Hydraulic Characteristics of the Francis Turbine with Various Groove Shapes of Draft Tube,” in *Energy Solutions to Combat Global Warming*, X. Zhang and I. Dincer, Eds. Cham: Springer International Publishing, 2017, pp. 523–537.
- [34] M. N. bin Md. Kamal, K. S. bin Shaffee, M. S. bin Mohamad Sidik, A. R. Ab. Kadir, and J. I. bin Mahmood, “Francis Turbine Analysis Between Computational Fluid Dynamics (CFD) and Experimental Methods,” in *Advanced Engineering for Processes and Technologies*, A. Ismail, M. H. Abu Bakar, and A. Öchsner, Eds. Cham: Springer International Publishing, 2019, pp. 161–172.
- [35] X. sen Guo, T. kai Nian, F. wu Wang, and L. Zheng, “Landslides impact reduction effect by using honeycomb-hole submarine pipeline,” *Ocean Eng.*, vol. 187, no. June, p. 106155, 2019, doi: 10.1016/j.oceaneng.2019.106155.
- [36] C. Abeykoon, “Modelling and optimisation of a Kaplan turbine — A comprehensive theoretical and CFD study,” *Clean. Energy Syst.*, vol. 3, no. July, p. 100017, 2022, doi: 10.1016/j.cles.2022.100017.
- [37] A. Toledo, “Estudio preliminar de viabilidad técnico económica para un aprovechamiento hidroeléctrico,” Universidad Politécnica de Madrid , Madrid, 2017.
- [38] F. Emiro, A. Sierra, and C. Guerrero, “Pequeñas y microcentrales hidroeléctricas: alternativa real de generación eléctrica.” *Rev. SENA*, vol. 75, 2011.
- [39] M. Fernández, “Abastecimiento sustentable de energía a regiones rurales aisladas. Análisis de generación de energía hidroeléctrica de paso utilizando un tornillo de Arquímedes.” Instituto Tecnológico de Buenos aires , Buenos Aires, 2010.
- [40] Y. Çengel and J. Cimbala, *Mecánica de fluidos Fundamentos y aplicaciones*, 4th ed. Ciudad de México: McGraw-Hill Education, 2018.
- [41] R. Mott and J. Untener, “Applied Fluid Mechanics, Mott & Untener,” 2014.
- [42] M. M. S. R. S. Bhargav, R. K. V, S. P. Anbuudayasankar, and K. Balaji, “Power generation by high head water in a building using micro hydro turbine — a greener approach,” *Environ. Sci. Pollut. Res.*, pp. 9381–9390, 2016, doi: 10.1007/s11356-015-5317-6.
- [43] P. Ranjbari and M. Emamzadeh, “A Semi-empirical correlation for stratified two-phase flow friction factors,” *Nucl. Eng. Des.*, vol. 402, p. 112055, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2022.112055>.
- [44] M. Annan and E. A. Gooda, “Effect of minor losses during steady flow in transmission pipelines – Case study ‘water transmission system upgrade in Northern Saudi Arabia,’” *Alexandria Eng. J.*, vol. 57, no. 4, pp. 4299–4305, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2018.12.002>.

- [45] K. Gaiser, P. Erickson, P. Stroeve, and J.-P. Delplanque, “An experimental investigation of design parameters for pico-hydro Turgo turbines using a response surface methodology,” *Renew. Energy*, vol. 85, pp. 406–418, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.06.049>.
- [46] J. L. Clarembaux, J. De Andrade, R. Noguera, S. Croquer, F. Jeanty, and M. Asuaje, “Design procedure for a turgo type turbine using a three-dimensional potential flow,” *Proc. ASME Turbo Expo*, vol. 8, no. PARTS A, B, AND C, pp. 2039–2052, 2012, doi: [10.1115/GT2012-68807](https://doi.org/10.1115/GT2012-68807).
- [47] C. Mataix, *Turbomáquinas hidráulicas: Turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores*. Madrid: ICAI, 1975.
- [48] S. J. Williamson, B. H. Stark, and J. D. Booker, “Performance of a low-head pico-hydro Turgo turbine,” *Appl. Energy*, vol. 102, pp. 1114–1126, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.06.029>.
- [49] M. G. Mohaded., “Diseño de una micro turbina Turgo,” 2018.
- [50] B. R. Cobb and K. V Sharp, “Impulse (Turgo and Pelton) turbine performance characteristics and their impact on pico-hydro installations,” *Renew. Energy*, vol. 50, pp. 959–964, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.08.010>.
- [51] A. Židonis and G. A. Aggidis, “Pelton turbine : Identifying the optimum number of buckets using CFD,” *J. Hydrodyn.*, vol. 28, no. 1, pp. 75–83, 2016, doi: [10.1016/S1001-6058\(16\)60609-1](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60609-1).
- [52] B. A. Nasir, “Design of high efficiency Pelton turbine for microhydropower plant,” no. November, 2017.
- [53] R. Budynas and K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Octava edi. 2008.
- [54] J. C. pd. Álvarez Merchán, Pablo Rolando, Cajilima González, “Diseño , simulación y construcción de un prototipo comercial de picocentral hidroeléctrica accionada por una turbina pelton para el área de energía de la Universidad Nacional de Loja.” LOja, 2012.
- [55] DUNLOP, “Correas de transmisión industrial.” Buenos Aires, 2017, [Online]. Available: https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/Correas_Dunlop.pdf.
- [56] R. L. Norton, *Diseño de máquinas*, Pearson. Naulacapan de Juárez, 2011.
- [57] S. Schmid, B. Hamrock, and B. Jacobson, *Fundamentals of machine elements*, 3rd ed. Taylor y Francis, 2014.
- [58] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*. Ciudad de México: PEARSON EDUCACION, 2006.
- [59] L. C. Alvear Pérez, M. J. Anaya Acosta, and C. A. Pedraza Yepes, “CFD simulation data of a pico-hydro turbine,” *Data Br.*, vol. 33, p. 106596, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.dib.2020.106596>.

ANEXOS

Anexo 1. Diagrama de Moody [40].

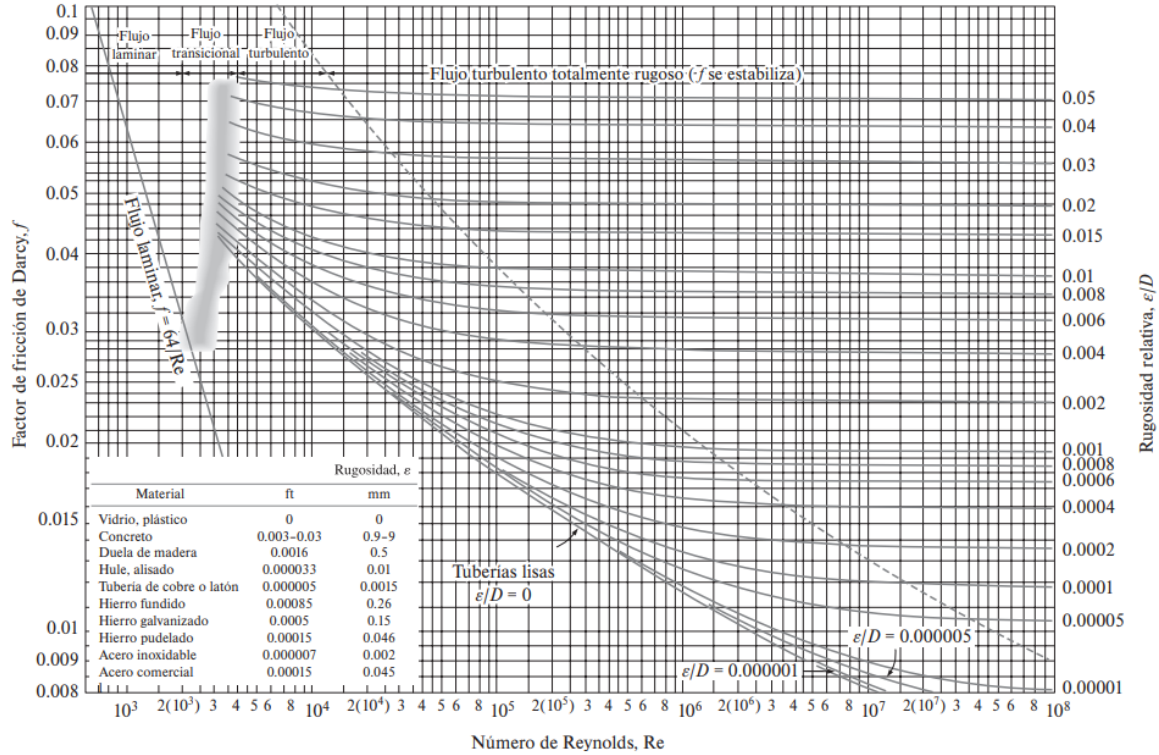


FIGURA A-12

El diagrama de Moody para el factor fricción para flujo totalmente desarrollado en tuberías circulares para usar en la relación de pérdida de carga $h_L = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$. Los factores de fricción en el flujo turbulento se evalúan a partir de la ecuación de Colebrook $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$.

Anexo 2. Coeficiente de corrección para poleas [55].

TABLA N° 3 - COEFICIENTE DE CORRECCION DE LA POTENCIA



Tabla N° 3 - Coeficiente de corrección de la potencia						
Tipo de máquina conductora Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos; fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.			Motores de corriente alternada, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y anillado colector. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compound. Máquina a combustión interna, monocilíndrica. Ejes en línea. Arranque directo y con embrague		
	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias, mandíbulas, bolas). Molinos (bolas, laminadores, barras). Calamandra para goma, bambury-extrusoras.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Anexo 3. Propiedades de materiales [53].

Tabla A-22

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials," capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					
			Fluencia $S_{y'}$ MPa (kpsi)	Última $S_{U'}$ MPa (kpsi)	A la fractura, σ_f MPa (kpsi)	Coficiente $\sigma_{0'}$ MPa (kpsi)	Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura ϵ_f
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	TyR 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273) [†]	0.041	0.81
4142	Acero	TyR 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255) [†]	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221) [†]	1410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233) [†]	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aluminum aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18

* Los valores se tomaron de una o dos coladas y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

[†] Valor derivado.

Anexo 4. Parámetros en el factor de la condición superficial [53].

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{U'}$ kpsi	$S_{U'}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Anexo 5. Factor de tamaño [56].

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos.¹⁵ Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual

$$k_b = 1 \quad (6-21)$$

Anexo 6. Valores medios del factor de carga [53].

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Anexo 7. Factor de temperatura [53].

para $T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$ ($840 \text{ }^\circ\text{F}$): $C_{temp} = 1$
 para $450 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}$: $C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450)$
 para $840 \text{ }^\circ\text{F} < T \leq 1020 \text{ }^\circ\text{F}$: $C_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840)$

Anexo 8. Dimensiones generales de correas trapeciales.

Características Generales de Correas trapeciales (Obtibel).

Perfiles	Z	A	B	C	D	SPZ	SPA	SPB	SPC
b (mm)	10	13	17	22	32	9,7	12,7	16,3	22
h (mm)	6	8	11	14	19	8	10	13	18
ho (mm)	2,5	3,3	4,2	5,7	-	2	2,8	3,5	4,8
Area (mm ²)	-	81	138	230	-	56	103	159	265
dmin	50	71	112	180	250	63	90	140	224
Máxima flexión / seg	40					100			
Velocidad máxima (m/s)	30					42			

ho = distancia desde la línea neutra hasta la capa superior de la correa.

dmin: Diámetro mínimo recomendado para las poleas.

Anexo 9. Calidad según parámetros oblicuidad y ortogonal quality.

Espectro de métricas de malla: oblicuidad



Excelente	Muy buena	Buena	Aceptable	Malo	Inaceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Espectro de métricas de malla: OQ



Inaceptable	Malo	Aceptable	Buena	Muy buena	Excelente
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Anexo 10. Cotización para importación de turbina Turgo.



COTIZACIÓN

Atendiendo su amable solicitud, enviamos la cotización del artículo que nos fue requerido.
Es un placer servirle, quedamos a su entera disposición.

CLIENTE:	Christian Analuca
Atención:	Carga General
REFERENCIA	

COTIZACION	
Número:	MLC00597
Fecha:	15/6/2023
Validez:	20/6/2023
Ejecutivo:	Ing. Evelyn Coyago

SERVICIO:	Puerto Origen:	Puerto Destino:
LCL		Guayaquil- Ecuador
INCOTERM	FOB	TIPO DE CARGA: GENERAL

DESCRIPCION CARGOS ORIGEN	TON / CBM	CANTIDAD	CARGOS UNITARIO	MONEDA	TOTAL
FLETE MARITIMO	0.420	W/M	\$ 90.00	USD	\$ 90.00
BL		BL	\$ 50.00	USD	\$ 50.00
MANEJO EN ORIGEN		BL	\$ 125.00	USD	\$ 125.00
LOADING CFS		W/M	\$ 50.00	USD	\$ 50.00
TOTAL CARGOS ORIGEN***					\$ 315.00

DESCRIPCION CARGOS LOCALES (+ IVA)	TON / CBM	CANTIDAD	CARGOS UNITARIO	MONEDA	TOTAL
ADMINISTRACION Y VISTO BUENO	0.420	BL	\$ 200.00	USD	\$ 200.00
SERVICIO LOGISTICO		W/M	\$ 125.00	USD	\$ 125.00
GASTOS PORTUARIOS		W/M	\$ 75.00	USD	\$ 75.00
COLLECT FEE 6%		FLETE+GST ORIGEN	5%	USD	\$ 15.75
TOTAL CARGOS LOCALES					\$ 415.75

TOTAL FLETE INTERNACIONAL	(CARGOS ORIGEN + CARGOS LOCALES)	\$ 730.75
----------------------------------	---	------------------

NACIONALIZACION					
TRÁMITE ADUANAS	0.420	1	\$ 315.00	USD	\$ 315.00
MANIPULÉO AL MEDIO DE TRANSPORTE		1	\$ 125.00	USD	\$ 125.00
TRANSPORTE INTERNO*		1	\$ 250.00	USD	\$ 250.00
IMPUESTOS ADUANEROS*		1	\$ 175.00	USD	\$ 175.00
ALMACENAJE*		1	\$ 150.00	USD	\$ 150.00
TOTAL NACIONALIZACION					\$ 1,015.00
SUBTOTAL 0%					\$ 315.00
SUBTOTAL 12%					\$ 1,570.75
IVA					\$ 188.49
TOTAL IMPORTACIÓN					\$ 2,249.24

OBSERVACIONES:

TRANSITO DIRECTO: NAVIERA
 DIAS LIBRES EN DESTINO: N/A SALIDAS: SEMANALES
 Oferta solo válida por fecha de zarpe de la nave, por lo tanto pueden cambiar sin previo aviso.
 El valor del flete el cliente debe cancelar para su embarque.
 ***Sujetos a cambios y disponibilidad de la Naviera, Crisis COVID
 ***Cotización no incluye tasas, multas, en destino.
 ***El valor de bodegaje es referencial, la decisión final depende del puerto y de los días de estadia.
 ***El valor de transporte es referencial, la decisión final depende de la flota disponible.



Anexo 11. Cotización de algunos materiales para fabricación.



HUGO GERARDO GUERRERO BARRENO

Dirección: AV LOS PINOS E7-30 E INÉS MEDINA

Teléfono: 022405415

e-mail: aceroshgb@hotmail.com

DATOS DEL CLIENTE

Empresa: CONSUMIDOR FINAL

Dirección: S/D

Teléfono:

Email: prueba@gmail.com

RUC: 1801252170001

COTIZACIÓN

Nº: 000014923

Fecha Emision: 21/06/2023

Válido: 21/06/2023

Código	Descripción	Cantidad	P.V.P.	Total	
INOXR11/8	AC INOX 304 RED 1 1/8 x450mm. 1 und	2,30	5,49	10,47	
INOXR21/2	AC INOX 304 RED 2 1/2 x150mm. 1und	3,86	5,99	19,19	
CHCPI20mm	CHUMACERA CMB PISO 204-20MM	1,00	6,94	5,76	
12ALUMTA1X6	POLEA ALUMINIO 1X6"	1,00	6,50	5,39	
12ALUMTA1X3	POLEA ALUMINIO 1X3"	1,00	3,35	2,78	
CONDICIONES DE VENTA Y OTROS COMENTARIOS				Subtotal:	52,53
				Descuento:	8,94
				Subtotal - Descuento:	43,59
				12,00% IVA:	5,23
				Transporte:	0,00
				ICE:	0,00
				Otros Impuestos:	0,00
				TOTAL:	48,82

Anexo 12. Estudio topográfico.

