



UNIVERSIDAD TECNICA DE COTOPAXI

DIRECCIÓN DE POSGRADO

**PROYECTO DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO EN
OPCIÓN AL GRADO ACADÉMICO DE MAGISTER EN
GESTIÓN DE ENERGÍAS**

TEMA:

**“EVALUACIÓN DEL SISTEMA MOTRIZ DE LA PICO CENTRAL
HIDROELÉCTRICA UBICADA EN EL PARQUE NACIONAL DE LOS
LLANGANATES DEL CANTÓN SALCEDO Y SU INCIDENCIA EN LA
GENERACIÓN ELÉCTRICA DURANTE EL AÑO 2016”. PROPUESTA
DE UN PLAN DE MEJORA PARA INCREMENTAR LA CAPACIDAD
ACTUAL DE GENERACIÓN ELÉCTRICA.**

Autor:

MORA Acosta, FANNY Yajaira

Tutor:

PhD. Héctor Luis Laurencio Alfonso

LATACUNGA – ECUADOR

Junio 2017



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE
COTOPAXI
DIRECCIÓN DE POSGRADOS
Latacunga – Ecuador**

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

En calidad de Miembros del Tribunal de Grado aprueban el presente informe en consideración de posgrados de la Universidad Técnica de Cotopaxi; por cuanto, la maestrante: Ing. Fanny Yajaira Mora Acosta, con el título de tesis: **“EVALUACIÓN DEL SISTEMA MOTRIZ DE LA PICO CENTRAL HIDROELÉCTRICA UBICADA EN EL PARQUE NACIONAL DE LOS LLANGANATES DEL CANTÓN SALCEDO Y SU INCIDENCIA EN LA GENERACIÓN ELÉCTRICA DURANTE EL AÑO 2016”. PROPUESTA DE UN PLAN DE MEJORA PARA INCREMENTAR LA CAPACIDAD ACTUAL DE GENERACIÓN ELÉCTRICA**”, ha considerado las recomendaciones emitidas oportunamente y reúne los méritos suficientes para ser sometido al acto de Defensa de Tesis.

Por lo antes expuesto, se autoriza realizar los empastados correspondientes, según la normativa institucional.

Latacunga, Junio del 2017

Para constancia firman:

.....
MSC. Manuel Ángel León Segovia
C.I 0502041353
PRESIDENTE

.....
PhD. Melquiades Mendoza Pérez
C.I 1756415491
MIEMBRO

.....
PhD. Iliana Antonia Gonzalez Palau
C.I 1757070659
MIEMBRO

.....
PhD. Juan José La Calle Domínguez
C.I 1756604227
OPOSITOR

CERTIFICACIÓN DE VALIDACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de Tutor de la Maestría en Gestión de Energías, nombrado por el Honorable Consejo Académico de Posgrado.

CERTIFICO:

Que: Analizado el Proyecto de Tesis, presentado como requisito previo a la aprobación y desarrollo de la investigación para optar por el grado de Magister en Gestión de Energías.

El problema de la investigación se refiere a:

“EVALUACIÓN DEL SISTEMA MOTRIZ DE LA PICO CENTRAL HIDROELÉCTRICA UBICADA EN EL PARQUE NACIONAL DE LOS LLANGANATES DEL CANTÓN SALCEDO Y SU INCIDENCIA EN LA GENERACIÓN ELÉCTRICA DURANTE EL AÑO 2016”. PROPUESTA DE UN PLAN DE MEJORA PARA INCREMENTAR LA CAPACIDAD ACTUAL DE GENERACIÓN ELÉCTRICA

Presentado por la Ing. Fanny Yajaira Mora Acosta con C.I.: 0502663495

Sugiero su aprobación y permita continuar con los trámites correspondientes.

Latacunga, 29 de Junio de 2017

.....
PhD. Héctor Luis Laurencio Alfonso
CC. I712813
TUTOR

Latacunga, 29 de Junio del 2017.

RESPONSABILIDAD POR LA AUTORÍA DE LA TESIS

El proyecto de tesis de maestría denominado “EVALUACIÓN DEL SISTEMA MOTRIZ DE LA PICO CENTRAL HIDROELÉCTRICA UBICADA EN EL PARQUE NACIONAL DE LOS LLANGANATES DEL CANTÓN SALCEDO Y SU INCIDENCIA EN LA GENERACIÓN ELÉCTRICA DURANTE EL AÑO 2016”. PROPUESTA DE UN PLAN DE MEJORA PARA INCREMENTAR LA CAPACIDAD ACTUAL DE GENERACIÓN ELÉCTRICA”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros conforme las citas que constan en las páginas correspondientes, cuya fuente se incorpora en la bibliografía.

Consecuentemente, este trabajo es de mi autoría.

En virtud de la declaración me responsabilizo del contenido, veracidad, alcance científico del proyecto de tesis, en mención.

Latacunga, 29 de Junio del 2017.

.....
Ing. Fanny Yajaira Mora Acosta
C.I 050266349-5

AGRADECIMIENTO

Como prioridad en mi vida agradezco a Dios por su infinita bondad, y por haber estado conmigo en los momentos que más lo necesitaba, por darme salud, fortaleza, responsabilidad y sabiduría, por haberme permitido culminar un peldaño más de mis metas, y porque tengo la certeza y el gozo de que siempre va a estar conmigo, quiero también agradecer a la Universidad Técnica de Cotopaxi, por sus excelentes colaboradores a los cuales siempre admiré por su calidad humana y conocimientos científicos que los fui adquiriendo a medida que finalizaba la Maestría en Gestión de Energías, así también a mi familia, hija y esposo por el apoyo incondicional y constante.

Un agradecimiento especial al PhD. Héctor Luis Laurencio Alfonso que ha sido un excelente mentor y maestro, sus enseñanzas y consejos hicieron posible la culminación de este proyecto de investigación.

Ing. Yajaira Mora Acosta

DEDICATORIA

A mi amado esposo José Luis que ha sido el impulso durante todo este tiempo y el pilar principal para la culminación de mi maestría, que con su apoyo constante y amor incondicional ha sido amigo y compañero inseparable, fuente de sabiduría, calma y consejo en todo momento.

A mi amada hija María José, para quien ningún sacrificio es suficiente, que con su luz ha iluminado mi vida y hace mi camino más claro.

A mis padres que con su amor y enseñanza han sembrado las virtudes que se necesitan para vivir con anhelo y felicidad, de manera especial a mi madre Fanny Acosta por el cuidado y paciencia que le ha brindado a mi hijita mientras estuve en el desarrollo de mi trabajo investigativo.

Ing. Yajaira Mora Acosta.

ÍNDICE GENERAL

CONTENIDOS

	Pág.
PORTADA	
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	1
CERTIFICACIÓN DE VALIDACIÓN DEL TUTOR.....	2
RESPONSABILIDAD POR LA AUTORÍA DE LA TESIS	3
AGRADECIMIENTO.....	4
DEDICATORIA	5
ÍNDICE GENERAL.....	6
ÍNDICE DE FIGURAS	12
ÍNDICE DE TABLAS	14
ANEXOS.....	16
RESUMEN.....	17
INTRODUCCIÓN	19
CAPÍTULO 1	25
1. MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO.....	25
1.1 Pico centrales hidráulicas.....	25
1.2 Clasificación de las turbinas hidráulicas	26
1.3 Generación eléctrica con pico centrales	26
1.4 Instalación de pico centrales hidroeléctricas.....	28
1.4.1 Componentes principales de la pico centra hidroeléctrica	28
1.4.1.1 Tanque de captación.....	28

1.4.1.2	Tubería de conducción	29
1.4.1.3	Inyectores	29
1.4.1.4	Rodete Pelton.....	31
1.4.1.5	Álabes del rodete Pelton.....	32
1.5	Rendimiento de la turbina Pelton.....	33
1.5.1	Pérdidas de rendimiento en la turbina Pelton	34
1.6	Fundamentación teórica de la investigación	35
1.6.1	Antecedentes de estudio	35
1.7	Fundamentación legal y ambiental.....	38
1.7.1	Fundamentación legal para el uso de energías alternativas.....	39
1.7.2	Ambiental - Sección segunda Ambiente sano	39
1.8	Bases teóricas de la investigación.....	40
1.8.1	Ubicación Satelital de la PCH.....	40
1.8.2	Instalaciones de la PCH.....	41
CAPÍTULO 2		42
2.	METODOLOGÍA	42
2.1	Modalidad de la investigación	42
2.1.1	De campo.....	42
2.1.2	Bibliográfica – Documental	42
2.1.3	Experimental.....	42
2.2	Tipos de investigación.....	42
2.2.1	Descriptiva.....	43
2.2.2	Exploratoria	43

2.2.3	Explicativa.....	43
2.3	Determinación de variables.....	43
2.3.1	Operacionalización de las variables	44
2.4	Metodología para el diseño de una PCH.....	45
2.4.1	Parámetros para la selección de la turbina Pelton	46
2.4.1.1	Altura disponible	46
2.4.1.2	Potencia hidráulica	47
2.4.1.3	Velocidad cinemática	48
2.4.1.4	Diagrama de velocidades.....	50
2.4.1.5	Velocidad óptima (C_1).....	51
2.4.1.6	Velocidad relativa del chorro (W_1).....	52
2.4.1.7	Rendimiento teórico	53
2.4.1.8	Diámetro del chorro.....	53
2.4.1.9	Geometría del rodete	54
2.4.1.10	Número de álabes	54
2.5	Diseño experimental para mejorar la capacidad de generación eléctrica ..	55
2.5.1	Instalación de manómetros a la entrada de cada inyector	55
2.6	Descripción metodológica del experimento.....	56
2.6.1	Dimensiones de la PCH.....	59
2.6.1.1	Dimensiones del rodete Pelton	59
2.6.1.2	Dimensiones de los álabes de la turbina.....	59
2.6.1.3	Dimensiones del inyector	60
2.6.2	Longitud de tubería.....	61

2.6.3	Verificar la selección de la turbina.....	61
CAPÍTULO 3		63
3.	RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN	63
3.1	Medición de caudal disponible	63
3.2	Altura neta	64
3.3	Medición de rev/min de la turbina y del inyector.....	64
3.4	Descripción del diseño hidráulico de la PCH	64
3.4.1	Cálculo de la potencia hidráulica de la turbina	65
3.4.2	Cálculo de la potencia eléctrica en los bornes del generador	65
3.4.3	Cálculo de la velocidad cinemática	66
3.4.4	Cálculo de la velocidad óptima C_1	66
3.4.5	Cálculo de la velocidad periférica del chorro de agua U_1	66
3.4.6	Cálculo de la altura relativa de chorro W_1	67
3.4.7	Cálculo de la velocidad absoluta C_2	67
3.4.8	Cálculo del diámetro del chorro	67
3.4.9	Cálculo de la geometría del rodete	67
3.4.10	Cálculo del número de alabes.....	67
3.5	Caracterización del diseño hidráulico de la PCH.....	68
3.6	Curvas de potencia eléctrica y rendimiento global de la PCH.....	69
3.6.1	Válvula del inyector abierta el 100%	69
3.6.2	Válvula del inyector abierta el 75%	70
3.6.3	Válvula del inyector abierta el 50%	72
3.6.4	Curvas de funcionamiento de la PCH	75

3.6.4.1	Rendimiento Vs apertura de la válvula	75
3.6.4.2	Presión Vs apertura de la válvula	76
3.6.4.3	Rendimiento Vs número de revoluciones.....	76
3.6.4.4	Número de revoluciones Vs apertura de la válvula.....	77
3.6.4.5	Potencia Vs caudal	78
3.6.4.6	Rendimiento Vs Potencia Eléctrica	78
3.6.4.7	Rendimiento Vs caudal.....	79
3.7	Verificación del diámetro del chorro a la salida del inyector	80
3.7.1	Mediciones del diámetro del chorro	80
3.8	Modelamiento de la PCH.....	83
3.8.1	Similitud de dimensiones hidráulicas de la PCH.....	85
CAPÍTULO 4		89
4	PROPUESTA.....	89
5.4	Título de la propuesta.....	89
	Justificación.....	89
5.5	Objetivos de la propuesta.....	90
5.6	Estructura de la propuesta	90
5.7	Desarrollo de la propuesta.....	90
5.7.1	Diseño hidráulico a mayor caudal	91
5.7.2	Evaluación del diámetro del chorro de agua	92
5.7.3	Costos de la modificación en el inyector.....	94
5.7.4	Uso de la demanda eléctrica	95
5.8	Evaluación socio-económico-ambiental de la propuesta	98

5.8.1 Económico.....	98
5.8.2 Ambiental	103
5.8.3 Social.....	103
CONCLUSIONES GENERALES	105
RECOMENDACIONES	106
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	107
ANEXOS.....	110

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Generación de electricidad con PCH.....	27
Figura 1.2 Esquema dimensional del inyector	30
Figura 1.3 Diámetros del rodete Pelton.....	31
Figura 1.4 Esquema dimensional del álabe.....	32
Figura 1.5 Ubicación satelital de la PCH Cordillera de los Llanganates	40
Figura 1.6 PCH vista frontal y lateral de los inyectores	41
Figura 2. 1 Potencia hidráulica de la turbina Pelton	47
Figura 2. 2 Diagrama de velocidades.....	50
Figura 2. 3 Manómetro al ingreso del inyector	56
Figura 2. 4 Diseño del experimento	57
Figura 2. 5 Dimensiones del rodete $D_p=274$ mm, $D=321$ mm.....	59
Figura 2. 6 Dimensiones de la cuchara	59
Figura 2. 7 Longitud total de tubería.....	61
Figura 2. 8 Selección de turbinas	62
Figura 3. 1 Rendimiento vs apertura de la válvula.....	75
Figura 3. 2 Presión vs apertura de la válvula	76
Figura 3. 3 Rendimiento vs número de revoluciones.....	76
Figura 3. 4 Número de revoluciones vs apertura de la válvula.....	77
Figura 3. 5 Potencia eléctrica vs caudal	78

Figura 3. 6 Rendimiento vs potencia eléctrica	79
Figura 3. 7 Rendimiento vs caudal.....	79
Figura 3. 8 Chorro de agua a la salida del inyector.....	80
Figura 3. 9 Medida del diámetro del chorro de agua (a) y apertura de la válvula del inyector (b)	81
Figura 3. 10 Dispersion del chorro a caudal máximo	81
Figura 3. 11 Diametro del chorro a la salida del inyector.....	82
Figura 3. 12 Diametro del chorro 27mm.....	82
Figura 3. 13 Posición de los inyectores respecto a los alabes	83
Figura 3. 14 Ingreso de datos (VODA).....	84
Figura 3. 15 Calculo de la potencia (VODA)	84
Figura 3. 16 Velocidades óptimas (VODA).....	84
Figura 3. 17 Dimensiones del inyector (VODA)	84
Figura 3. 18 Dimensiones de la cuchara (VODA)	85
Figura 4. 1 Boquilla del inyector.....	93
Figura 4. 2 Dimensionamiento de las cucharas para un diámetro de chorro de 30 mm.....	94
Figura 4. 3 Selección de turbina.....	96
Figura 4. 4 Caudal y altura neta (VODA)	97
Figura 4. 5 Potencia hidráulica (VODA)	97
Figura 4. 6 Dimensiones de la turbina Michell Banki (VODA)	98

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Clasificación de las centrales hidroeléctricas.....	25
Tabla 1.2 Dimensiones del Inyector.....	30
Tabla 1.3 Dimensiones del álabe	33
Tabla 1.4 Rendimiento de pequeños generadores.....	35
Tabla 2. 1 Variable Independiente	44
Tabla 2. 2 Variable Dependiente.....	45
Tabla 2. 3 Rango de aplicación de turbinas hidráulicas.....	49
Tabla 2. 4 Herramientas utilizadas en el experimento	58
Tabla 2. 5 Dimensiones de los álabes de la turbina	60
Tabla 2. 6 Dimensiones del inyector.....	60
Tabla 2. 7 Dimensiones del inyector.....	60
Tabla 3. 1 Caudal disponible.....	63
Tabla 3. 2 Caracterización del caudal disponible al ingreso de los inyectores.....	64
Tabla 3. 3 Número de toberas en función de N_s	66
Tabla 3. 4 Caracterización de la PCH	68
Tabla 3. 5 Medición de caudal y presión al 100%	69
Tabla 3. 6 Medición de potencia eléctrica con caudal al 100%	70
Tabla 3. 7 Medición de caudal y presión al 75%	71
Tabla 3. 8 Medición de caudal y presión al 75%	71
Tabla 3. 9 Medición de caudal y presión al 100%	72
Tabla 3. 10 Medición de caudal y presión al 50%	72

Tabla 3. 11 Mediciones obtenidas con caudal al 100% hasta 0%	74
Tabla 3. 12 Comparación potencia hidráulica.....	85
Tabla 3. 13 Comparación velocidad óptima	85
Tabla 3. 14 Comparación dimensiones de la cuchara	86
Tabla 3. 15 Comparación dimensiones de la cuchara	87
Tabla 4. 1 Potencia hidráulica con $Q=0.03$ m ³ /s	91
Tabla 4. 2 Dimensionamiento del inyector para un diámetro de chorro de 30 mm	92
Tabla 4. 3 Costo de la modificación del inyector.....	94
Tabla 4. 4 Consumo promedio de energía	95
Tabla 4. 5 Energía consumida en un mes.....	100
Tabla 4. 6 Flujo de caja interno en USD.....	101
Tabla 4. 7 Relación Beneficio - Costo $i = 7,74\%$	102
Tabla 4. 8 Calculo del VAN a una tasa pasiva del 7,74%.	102
Tabla 4. 9 Cálculo de la TIR	103

ANEXOS

Anexo 1 Características principales de turbinas hidráulicas.....	110
Anexo 2 Eficiencia del grupo de generación	111
Anexo 3 Rendimiento característico para una etapa de transmisiones	111
Anexo 4 Clasificación de las turbinas según el número específico de revoluciones	111
Anexo 5 Dimensiones del inyector	112
Anexo 6 Dimensiones del álabe de la turbina.....	112

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

UNIDAD DE POSGRADOS

MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS

“Evaluación del sistema motriz de la pico central hidroeléctrica ubicada en el parque Nacional de los Llanganates del Cantón Salcedo y su incidencia en la generación eléctrica durante el año 2016”. Propuesta de un plan de mejora para incrementar la capacidad actual de generación eléctrica”

Autor: Mora Acosta Fanny Yajaira

Tutor: PhD. Héctor Luis Laurencio Alfonso

RESUMEN

El presente proyecto de investigación busca una solución para la optimización de la generación eléctrica actual con las condiciones existentes en la pico central hidroeléctrica ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del cantón Salcedo. Se propone realizar el análisis del sistema motriz por medio de las velocidades a la salida del inyector, obtener las curvas de rendimiento de la turbina Pelton e identificar la posibilidad de un incremento de energía. Para el desarrollo de la investigación se realizaron mediciones de caudal al ingreso de cada inyector, se verificó el número de revoluciones de la turbina y del generador, se midió el diámetro del chorro a la salida del inyector. Finalmente se compararon los ensayos realizados en campo a diferente caudal con las condiciones de diseño, con esta comparación determinamos que el diámetro del chorro al impacto con los álabes de la turbina no era el correcto, se elaboró una propuesta para mejorar esta limitante e incrementar la capacidad de generación. Obteniendo un rendimiento de la turbina Pelton del 76% con un caudal de 23,64 lts/s y una capacidad de generación promedio de 2,9 kW.

DESCRIPTORES: Rendimiento de la turbina, potencia hidráulica, potencia eléctrica.

COTOPAXI TECHNICAL UNIVERSITY

POSTGRADUATE DEPARTMENT

MASTERS IN ENERGY MANAGEMENT

"Evaluation of the motor system in the highest central hydroelectric located in los Llanganates national park at Salcedo Canton and its incidence in the electric generation during the year 2016." proposal of an improvement plan to increase the current capacity of electricity generation"

Author: Mora Acosta Fanny Yajaira

Tutor: PhD. Héctor Luis Laurencio Alfonso

ABSTRACT

This researching project looks for a solution for the optimization of current electricity generation with the actual conditions in the highest central hydroelectric located in Los Llanganates National park at Salcedo Canton. It has proposed to perform the analysis of the motor system by means of the velocities at the exit of the injector, to obtain the performance curves of the Pelton turbine and to identify the possibility to increase the energy. For the development of this investigation, measurements were made of flow rate at each injector input, it was verified in the number of revolutions of the turbine and the generator, the diameter of the jet was measured at the exit of the injector. Finally we compared the field tests at different flow rate with the design conditions, with this comparison we determined that the diameter of the jet to the impact with the blades of the turbine was not the correct, one was elaborated a proposal to improve this limiting and to increase the capacity of generation. Delivering 76% Pelton turbine performance with a flow rate of 23.64 lts / sec and an average generation capacity of 2.9 kW.

DESCRIPTORS: Turbine performance, hydraulic power, electrical power.

INTRODUCCIÓN

Situación problemática

Pensar en un sistema de turbina en términos de rendimiento y fiabilidad, solo se da en un mundo perfecto, donde el rendimiento sería de un 100%. Toda la energía del agua se transforma en el eje giratorio. No habría ninguna turbulencia de aire o del agua, y no habría resistencia ni pérdida en las tuberías ni en los cojinetes. El segundo caso, sería en un sistema perfectamente equilibrado. Los signos de pérdida de energía (el calor, la vibración y el ruido) estarían ausentes. Por supuesto, la turbina perfecta nunca se rompería o no requeriría de mantenimiento. Es evidente que no existe un sistema perfecto de generación hidráulica ya que cualquier turbina de cualquier tipo o fabricación, nunca alcanzará ese grado de perfección. Pero es bueno tener estos objetivos en mente, porque el rendimiento y la fiabilidad se traducen en más potencia y en un menor costo por vatio. Éstas son sólo algunas de las cosas a considerar cuando se da la selección de un sistema hidráulico y de turbina (Canyon, 2014).

En Latinoamérica se han observado gran diversidad de instalaciones de pico centrales hidráulicas para generación eléctrica aislada. En un importante número de casos, la energía obtenida de estas instalaciones se encuentra limitada por las posibilidades técnicas y económicas imperantes en los diseños de los principales componentes de dichas máquinas hidráulicas, actualmente existe la necesidad de evaluar diseños hidráulicos existentes con tecnologías de selección y cálculo mejoradas para obtener un mayor rendimiento en un rango más amplio de variación del caudal circulante (Ramoska, 2009).

La predicción de rendimiento del sistema motriz de la PCH, tales como el rendimiento y el comportamiento dinámico bajo diferentes condiciones de operación, es de gran interés para los fabricantes. El diseño de turbinas Pelton, siempre ha sido más difícil que el de turbinas a reacción. De hecho, el flujo en una instalación de turbina de Pelton combina diferentes regímenes de flujo como es flujo estacionario en sentido ascendente, tuberías y distribuidor, inyectores,

transmisión a los álabes, dispersión de flujos en la carcasa, cada uno cuenta con diferentes características y velocidades de actuación dominadas igual por diferentes fuerzas (Perrig, 2006).

La pico central hidroeléctrica con turbina Pelton ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del cantón Salcedo en su diseño inicial genera 3.25kW, actualmente la demanda se ha incrementado incurriendo en la necesidad de incrementar la capacidad de generación, el presente estudio, aportará nuevos conocimientos para mejorar el desempeño del sistema motriz de la PCH.

La investigación facilitará alternativas de cambio para lograr un modelo energético más eficiente, aportando confiabilidad al sistema y un elevado rendimiento al momento de la conversión de la energía hidráulica. El propósito final de esta tendencia es mejorar la capacidad de generación eléctrica, además de procurar una elevación del conocimiento y tecnología local.

Justificación de la investigación

La micro generación hidroeléctrica se emplea como solución energética en zonas que carecen del servicio de energía eléctrica; sin embargo, poco se conoce sobre experiencias de diseño y fabricación de pico centrales hidroeléctricas para el aprovechamiento de un recurso hídrico específico. Por lo general, se emplean turbinas Pelton, Turgo y Michell Banki que han funcionado adecuadamente en un rango de valores de cabeza y caudal determinados, pero se desconoce su rendimiento de acuerdo a las condiciones de operación a las cuales están siendo sometidas (Coz, 1996).

A pesar de que la turbina Pelton tiene más de 100 años de invención, hay todavía una falta de conocimiento con respecto al flujo en el interior de la misma. Una comprensión más profunda de la influencia de diseño del grupo motriz, en el comportamiento de flujo es necesaria para permitir un mayor aumento de la eficiencia hidráulica y generación eléctrica (Larsen, 2015).

Actualmente la creciente demanda de energía hace necesaria la identificación del rendimiento máximo de nuestra turbina Pelton para aprovechar todo el caudal

circulante, conocer el sistema de transformación de energías óptimo en la PCH ubicada en la Parque Nacional de los Llanganates del Cantón Salcedo se plantea en esta investigación, por medio de la información que se obtenga, se buscarán propuestas y mejoras sostenibles para incrementar la capacidad de generación eléctrica con el caudal disponible.

El desarrollo de la presente investigación tiene todas las facilidades de acceso a la PCH, evaluación, información y pruebas que se requieran.

Objeto de estudio de la investigación

Sistema motriz de la pico central hidroeléctrica con turbina Pelton ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del cantón Salcedo.

La formulación del problema de investigación

Incidencia del comportamiento cinemático del sistema motriz en el rendimiento de la pico central hidroeléctrica ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del cantón Salcedo

Campo de acción del objeto de estudio

Eficiencia energética del sistema motriz de la pico central hidroeléctrica ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del cantón Salcedo

Objetivo general de la investigación

Evaluar el sistema motriz de la pico central hidroeléctrica ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del cantón Salcedo, mediante cálculos y mediciones en campo para el desarrollo de un plan de mejora que permita el incremento de la capacidad actual de generación eléctrica.

Objetivos específicos

- Calcular la energía cinética actual de la turbina en función del impacto del agua en los álabes y comparar con los parámetros de diseño.
- Realizar el análisis de rendimiento de la pico central, relacionando potencia hidráulica disponible con la potencia eléctrica generada.
- Identificar la posibilidad de un incremento de energía acometiendo el rediseño de la turbina.

Hipótesis

Si se establecen las principales características del sistema motriz de una turbina Pelton las expresiones y modelos matemáticos que describan el desempeño de una PCH; es posible obtener parámetros de rendimiento de generación eléctrica incluyendo variables tales como presión, caudal y velocidad.

Sistemas de tareas por objetivos

- Calcular la energía cinética actual de la turbina en función del impacto del agua en los alabes y comparar con los parámetros de diseño.

Verificar los datos de diseño y funcionamiento operacional de la pico central hidroeléctrica, analizar por medio de cálculos la velocidad a la salida del inyector y el diámetro del chorro al impactar con los álabes de la turbina Pelton, realizar comparación con datos de diseño y comportamiento actual para determinar la eficacia del impacto del chorro y diámetro del mismo en los álabes de la turbina.

- Realizar el análisis de eficiencia de la pico central, relacionando potencia hidráulica disponible con la potencia eléctrica generada.

Se realizarán variaciones de caudal al ingreso al inyector para determinar el mejor rendimiento de la turbina a caudal máximo, se verificaran las presiones de ingreso a los dos inyectores por medio de la implementación de manómetros, estas

mediciones cuantificarán el potencial energético que se puede obtener, se utilizará la aplicación Excel para modelar las gráficas de rendimiento de una turbina Pelton.

- Identificar la posibilidad de un incremento de energía acometiendo el rediseño de la turbina.

Establecer un modelo de PCH que se acoja a nuevas condiciones de funcionamiento con los recursos hídricos disponibles utilizando simuladores en Excel.

Paradigma o enfoque epistemológico

En esta investigación se utilizarán dos enfoques, el Cuantitativo y Cualitativo. Se evaluarán y observarán los fenómenos que ocurren, se plantean suposiciones o ideas, se probará su comportamiento en base a pruebas o el análisis de las mediciones obtenidas, y se formularán nuevas observaciones y evaluaciones para esclarecer, modificar, cimentar y/o fundamentar suposiciones o ideas o incluso generar otras.

Se realizarán observaciones y descripciones de las causas y efectos del problema de investigación para descubrir mejoras a la capacidad de generación actual; además se recolectará y analizará la información para determinar el potencial energético que existe en la pico central hidroeléctrica ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del cantón Salcedo, con el cual se podrán sugerir mejoras en el sistema de generación actual con las mismas condiciones de diseño disponibles a través de la medición, la caracterización y la proyección, permitiendo conocer con exactitud los patrones de comportamiento de las variables dependientes e independientes.

Alcance de la investigación

El alcance de la investigación consiste en determinar una mejora al potencial de generación eléctrica que existe en la pico central hidroeléctrica ubicada en el

Parque Nacional de los Llanganates del cantón Salcedo, realizando mediciones de caudal, velocidad y diámetro del chorro de agua a la salida del inyector para determinar la capacidad de generación eléctrica que se puede obtener con la variación de parámetros de caudal y con ello brindar una propuesta de mejora a la capacidad de generación eléctrica, además se presentarán las curvas de rendimiento de la turbina Pelton y a futuro proyectar las limitaciones o capacidades de funcionamiento de la PCH.

A continuación en forma general se describe el contenido de cada uno de los capítulos de los que está compuesta la presente investigación

En el capítulo 1 se describe el marco contextual y teórico que soporta la investigación, haciendo referencia a las variables dependientes e independientes.

En el capítulo 2 se detalla la metodología aplicada, es decir el diseño de la investigación, las modalidades, tipos y las variables dependiente e independiente.

En el Capítulo 3 se presentan los resultados obtenidos producto del análisis, medición y modelación para determinar el potencial energético de la PCH

En el Capítulo 4 se exponen las propuestas para mejorar la capacidad actual de generación eléctrica.

CAPÍTULO 1

1. MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO

Se ha realizado una caracterización detallada del objeto de estudio, exponiendo los conceptos más relevantes que permitirán brindar un mejor entendimiento al proceso y variables de la investigación, puntualizando aspectos sobre pico centrales hidroeléctricas y su aprovechamiento, además generalidades acerca de curvas de eficiencia, funcionamiento, conceptualizando la capacidad de generación eléctrica.

1.1 Pico centrales hidráulicas

La PCH es una instalación donde se utiliza la energía hidráulica para generar cantidades reducidas de electricidad por medio de uno o más grupos de turbina generador.

La mayoría de las pequeñas centrales hidroeléctricas son por medio de "corrientes de río", la energía se genera sólo cuando se dispone de suficiente agua del río o arroyo cuando el flujo de la corriente o río disminuye por debajo del valor del flujo de diseño, la generación cesa cuando el agua no fluye a través de la estructura de admisión en las turbinas.

Las pequeñas plantas hidroeléctricas pueden ser sistemas autónomos en áreas o sitios aislados, pero también pueden ser conectados a la red (ya sea redes locales o redes regionales y nacionales) (Singh, 2009).

Tabla 1.1 Clasificación de las centrales hidroeléctricas

TIPO	CAPACIDAD
Grandes hidroeléctricas	Más de 100 MW alimentan a una gran red eléctrica
Medianas hidroeléctricas	De 15 - 100 MW - por lo general la alimentación de una red
Pequeñas hidroeléctricas	De 1 a 15 MW - por lo general se alimenta en una rejilla

Continuación Tabla 1.1

Mini hidroeléctrica	Superior a 100 kW, pero inferior a 1 MW; Ya sea con planes independientes o con más frecuencia para alimentación de una red.
Micro hidroeléctrica	De 5kW hasta 100 kW; Por lo general provee energía para una pequeña comunidad o la industria rural en zonas remotas alejadas de la red
Pico hidroeléctrica	Desde 1 kW hasta 5kW

Fuente: (Singh, 2009)

1.2 Clasificación de las turbinas hidráulicas

Según (ESHA, Guía para el desarrollo de una pequeña central hidroeléctrica, 2006) las turbinas hidráulicas se clasifican en:

- **Acción**

La energía potencial se transforma en energía cinética, mediante un chorro de agua a gran velocidad, que es proyectado contra los álabes de un rodete.

- **Reacción**

La presión del agua actúa directamente sobre los álabes del rodete, disminuyendo de valor a medida que avanza en su recorrido. Al estar el rodete completamente sumergido y sometido a la presión del agua, la carcasa que lo envuelve tiene que ser suficientemente robusta para poder resistirla.

1.3 Generación eléctrica con pico centrales

El alto grado de rendimiento que se obtiene en la transformación de la energía en electricidad, contenida en los ríos y cauces de agua, es muy alto. Por eso la energía hidráulica como fuente de energía sustentable se utiliza casi exclusivamente en la producción de electricidad. Las mini centrales hidroeléctricas tienen aplicaciones muy diferentes según las necesidades energéticas que existan en la zona donde se instala, aunque fundamentalmente se emplean en la generación de electricidad (Castro, 2006).

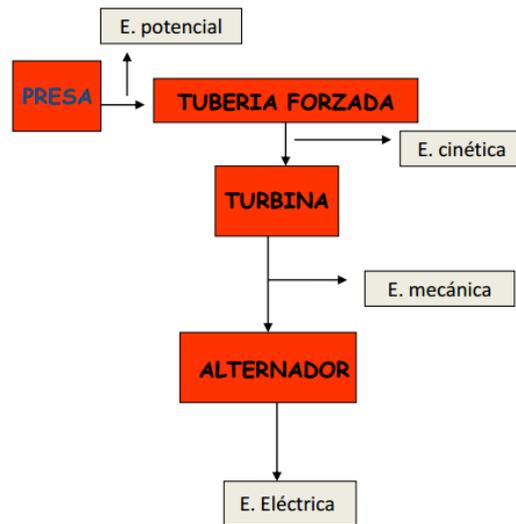


Figura 1.1 Generación de electricidad con PCH
 Fuente: (Rojas A. , 2014)

Los modelos comerciales de turbinas hidráulicas responden a diferentes variables de diseño, dependiendo de las características de cada central y esencialmente del salto que aprovechan. En este sentido las centrales hidroeléctricas se equipan con turbinas tipo Pelton para altas caídas de agua (Energia, 2008).

En algunos países se han instalado centrales pequeñas, con capacidad para generar entre un kilovatio y un megavatio. En muchas regiones de China, por ejemplo, estas pequeñas presas son la principal fuente de electricidad. Otras naciones en vías de desarrollo están utilizando este sistema con buenos resultados. En Euskadi, debido a que los ríos son de curso corto y no conducen caudales importantes, existen bastantes mini centrales hidráulicas. En el resto de España hay problemas de escasez de agua y se han construido presas para riego. Posteriormente han sido aprovechadas para generar energía, y actualmente tenemos una fracción importante de energía hidroeléctrica instalada. (Quintero, 2010).

1.4 Instalación de pico centrales hidroeléctricas

Las pequeñas centrales hidroeléctricas empezaron su expansión a principios del siglo XX, caracterizándose por ser tecnologías sencillas, de fácil adaptación e instalación, reducido costo de operación y mantenimiento (Ortiz, 2013).

Las pequeñas centrales hidroeléctricas son alternativas de solución para la dotación de energía eléctrica a largo plazo porque reducen la dependencia y diversifican la demanda energética reduciendo la utilización de fuentes de energía distintas del petróleo y la interconexión nacional, aprovechando los abundantes recursos hídricos en el Ecuador (Fante, 2007).

1.4.1 Componentes principales de la pico central hidroeléctrica

En estas centrales el agua originalmente es retenida o almacenada y posteriormente encauzada y controlada; y debido a la energía cinética desarrollada en su descenso, o a la energía de presión; acciona directamente las máquinas motrices que, en éstas centrales, reciben el nombre de **turbinas hidráulicas** (Rojas, 2009).

1.4.1.1 Tanque de captación

Según (Torres, 2006), en una micro central hidroeléctrica el agua se canaliza hacia la cámara de carga colocada en el nivel superior desde este punto, a través de conductos forzados, el agua se canaliza hacia la turbina que se encuentra más abajo en la casa de máquinas. La energía del agua pasando a través de la turbina, determina la rotación de la turbina misma. La potencia eléctrica que se puede obtener de una central eléctrica depende de la cantidad de agua canalizada en la turbina, los elementos que la componen son:

- Bocatoma.
- Obra de conducción.
- Desarenador.
- Tanque de presión.

- Tubería de presión.
- Aliviadero.
- Casa de máquinas.

1.4.1.2 Tubería de conducción

Las tuberías de presión o tuberías forzadas tienen por objeto conducir el agua desde la cámara de presión a las turbinas, de acuerdo a (Torres, 2006) las pautas para seleccionar la tubería de presión son:

- Considerar las diferentes clases de material disponible y tipos de uniones.
- El diámetro de tubería tratando de obtener menores pérdidas de energía.
- El espesor se determina de acuerdo a los esfuerzos generados por el peso de agua y la tubería.
- Presión de diseño.

1.4.1.3 Inyectores

Según (Solano, 2015), se considera el dimensionamiento del inyector estableciendo su proporcionalidad con la turbina Pelton. Para esto se dimensiona la tobera en función del diámetro del chorro.

- Velocidad del chorro a la salida del inyector CI ; m/s .
- Diámetro del chorro Do ; mm .

Las principales medidas del inyector se establecen:

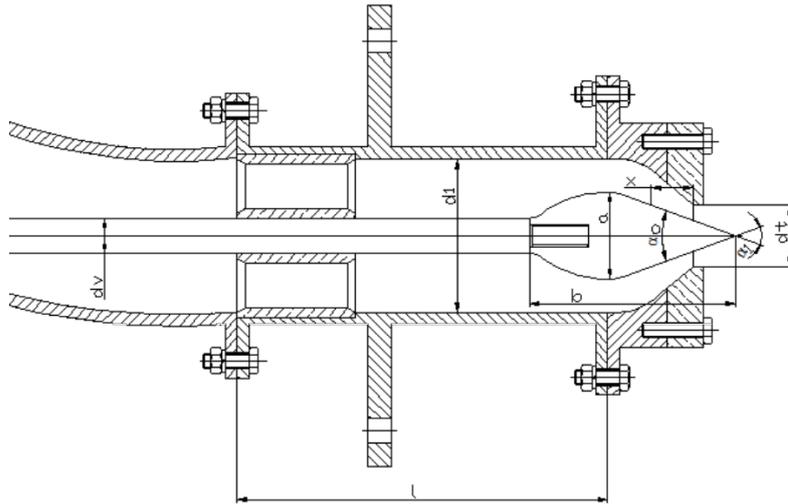


Figura 1.2 Esquema dimensional del inyector

Fuente: (OLADE, Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas – Turbinas Pelton, 1988)

Tabla 1.2 Dimensiones del Inyector

Descripción	Rango
a = Diámetro máximo de la aguja	1,42d a 1,62d
α_0 = Ángulo de la punta de la aguja	40° a 60°
α_1 = Ángulo de la punta del inyector	60° a 90°
dt = Diámetro de la punta del inyector	1,1d a 1,4d
x = Recorrido máximo de la aguja	0,5d a 1,16d
dv = Diámetro del vástago de la aguja	0,58d a 1,16d
b = Longitud de la aguja	3,25d a 3,7d
d₂ = Diámetro mayor en la curvatura del inyector	4,5d a 4,6d
l = Longitud del tramo recto del inyector	6,0d a 12,1d
r = Radio de curvatura del inyector	15d a 25d
d₁ = Diámetro del tramo recto del inyector	2,5d a 4d

Fuente: (OLADE, Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas – Turbinas Pelton, 1988)

De esta manera de acuerdo a (Tenorio, 2005) la tubería de presión entrega el agua a una turbina Pelton que termina en un inyector en forma de tobera convergente, con aguja de cierre cónica, que cumple las funciones de alimentador, regulador de caudal y principalmente convertir la energía potencial del agua en energía cinética para que la turbina gire.

1.4.1.4 Rodete Pelton

El rodete de las turbinas de acción está compuesto por la rueda Pelton y un conjunto de álabes, el autor (Alvarez, 2012), manifiesta que cada cuchara queda dividida simétricamente en dos partes por una arista central. Cortando por un plano radial cada parte de la cuchara, tiene aproximadamente la forma de una elipse. El chorro que incide en la mitad de la arista queda sub dividido en dos partes.

La geometría del rodete de la Turbina Pelton depende de factores como la relación que existe entre el diámetro de paso de la turbina también llamado diámetro Pelton y el diámetro de la sección transversal del chorro que a su vez define el número específico de revoluciones Nq .

Geometría del rodete Pelton:

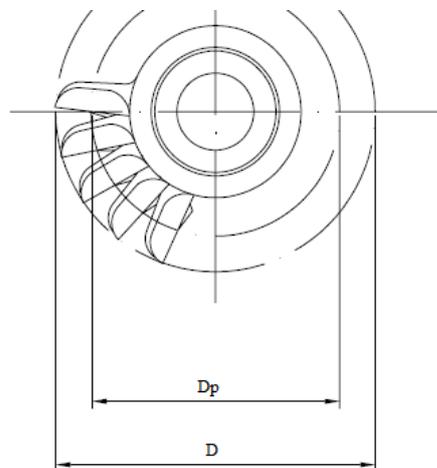


Figura 1.3 Diámetros del rodete Pelton
Fuente: (Solano, 2015)

- **D_p** Diámetro de paso del rodete.
- **D** Diámetro de la circunferencia que describe la arista al rotar el rodete.

1.4.1.5 Álabes del rodete Pelton

Plantea (Ferrada, 2012), el elemento más importante del rodete es la cuchara, es éste el que transmite la energía cinética del agua al rodete, y donde se encuentra todo el fluido dinámico.

De acuerdo a (Renedo, 2010), cada álabe lleva en su extremo periférico una escotadura centrada en forma de **w**, con ello se consigue que las cazoletas no reciban el chorro de agua hasta que su arista se encuentre en la posición perpendicular respecto al eje del chorro, aprovechando al máximo el caudal y el impulso que éste le proporciona al acompañarle durante un corto trayecto.

Las principales consideraciones para su diseño son:

- *Para rodetes lentos $Ns \approx 3,5$.*
- *Para rodetes rápidos $Ns \approx 35$.*

Las principales medidas de la cuchara son:

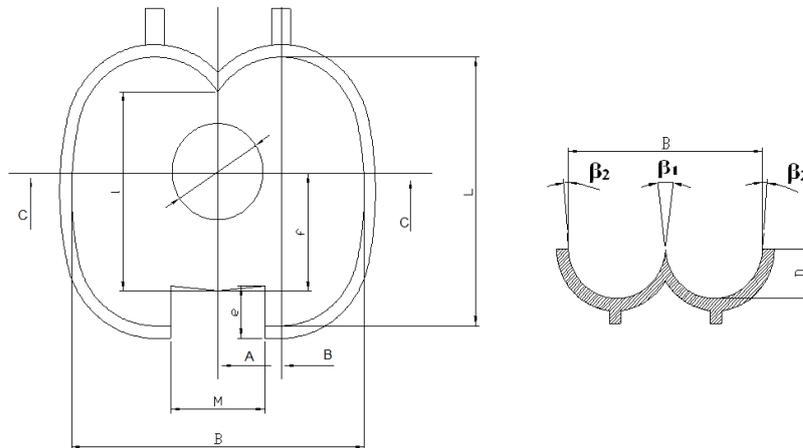


Figura 1.4 Esquema dimensional del álabe

Fuente: (OLADE, Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas – Turbinas Pelton, 1988)

Tabla 1.3 Dimensiones del álabe

Descripción	Rango
B = Ancho de la cuchara	2,5d a 4,0d
L = Longitud de la cuchara	2,5d a 3,5d
D = Profundidad de la cuchara	0,85d a 1,3d
f = Longitud desde el corte hasta el centro del chorro	0,8d a 1,1d
M = Ancho de corte de la cuchara	1,0d a 1,2d
e = Longitud radial del corte de la cuchara	0,3d a 0,6d
l = Longitud de la cuchara en la mitad de la misma	1,6d a 1,7d
β_1 = Ángulo de entrada del agua a la cuchara	10° a 30°
β_2 = Ángulo de salida del agua a la cuchara	4° a 20°

Fuente: (OLADE, Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas – Turbinas Pelton, 1988)

1.5 Rendimiento de la turbina Pelton

El autor (Penche, 2004), describe que un rendimiento medio significa que el diseño hidráulico no es óptimo y que algunos problemas importantes pueden ocurrir (como por ejemplo cavitación, vibración, etc.) que pueden reducir fuertemente la producción anual de energía y dañar la turbina.

El rendimiento garantizado por los fabricantes de turbinas es el que puede ser verificado de acuerdo con el "Código Internacional para las pruebas de aceptación en campo de las turbinas hidráulicas" (publicación IEC 60041) o, si se aplica, de acuerdo con el "Código Internacional para pruebas de aceptación de modelos" (Publicación IEC 60193). Se define como la relación de potencia suministrada por la turbina (potencia mecánica transmitida por el eje de la turbina) a la potencia hidráulica.

De acuerdo a (ESHA, Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant, 2004) el rendimiento garantizado de una turbina Pelton se logra con:

- ***Pruebas in situ***

Después de poner la turbina en servicio con el fin de obtener una precisión de medición adecuada, se recurren a métodos y pruebas de velocidad y desempeño por medio de control de caudal y parámetros de diseño cuyos resultados son siempre cuestionables.

Si las pruebas demuestran que no se logra el rendimiento garantizado, suele ser demasiado tarde para mejorar la máquina.

- ***Pruebas de laboratorio***

Sobre turbinas geoméricamente similares a los prototipos industriales. En el caso de pequeñas centrales hidroeléctricas, el tamaño de los modelos que se están probando es a menudo bastante próximo al de las máquinas reales. El comportamiento hidráulico de la turbina se puede observar en toda la extensión de su rango de operación. Por lo tanto, es posible corregir cualquier posible defecto antes de que la máquina sea realmente construida.

1.5.1 Pérdidas de rendimiento en la turbina Pelton

En la publicación de (Renedo, 2010) se describe que durante la conversión de energía (energía hidráulica a energía mecánica o viceversa) se producen algunas pérdidas. Pueden estar en muchas formas y las principales causas de ellas son fricción, separación y fugas las cuales se describirán a continuación:

- ***Pérdidas Hidráulicas***

Debido a rozamiento y choques.

- ***Pérdidas Volumétricas***

Debido a fugas en el trayecto de conducción del agua hasta la entrada al inyector.

- ***Pérdidas mecánicas***

Debido a rozamientos mecánicos.

La turbina Pelton se acopla a un generador para producir electricidad. Por lo tanto, es importante conocer el rendimiento del generador en su aporte de generar electricidad.

Tabla 1.4 Rendimiento de pequeños generadores

Rater power (kw)	10	50	100	250	500	1000
Best efficiency	0,910	0,940	0,950	0,955	0,960	0,970

Fuente: (Penche, 2004)

1.6 Fundamentación teórica de la investigación

Existen varias investigaciones realizadas en varios países sobre la temática planteada, de los cuales se citarán a los de mayor relevancia.

1.6.1 Antecedentes de estudio

Existen varios estudios realizados sobre el comportamiento del chorro de agua en una turbina Pelton, con distintos tipos de aplicaciones y sobre todo haciendo énfasis en mejorar el rendimiento de la turbina.

En su investigación (Bjorn, 2015), realizó en el laboratorio de hidráulica de la Universidad de Noruega la modelación del chorro de agua en una Turbina Pelton, el cual expresa.

Mediante una cámara de precisión observó que el diámetro del chorro no impactaba en el centro de la arista del álabe ni tampoco era tangencial al eje de la turbina de esta manera analizó la posición de la boquilla y el ancho del chorro, de acuerdo a las características de diseño comprobó que el chorro de agua no tenía el ancho que presentaba en los cálculos de diseño, influenciando directamente en la transformación de

energía. Determinó que un mal montaje de los inyectores y la regulación de caudal están directamente ligados al rendimiento de la turbina.

En su estudio (Corvis, 2016) realiza la modelación de una turbina de flujo cruzado, en el laboratorio de hidráulica de la Universidad de Indonesia Brawijaya donde afirma:

La implementación de dos inyectores aumenta la potencia de salida y mejora el rendimiento de la turbina, la capacidad de generación se incrementó a 4,038 vatios con un rendimiento del sistema de 52,72%, mientras que con solo un inyector generó 3,46 vatios y un rendimiento del sistema de 45,97%. Se concluyó que el rendimiento del sistema mejora con doble inyector en la turbina ya que distribuyen mejor la potencia del agua por medio del chorro en los álabes.

La evaluación del rendimiento de una turbina Pelton por (Kapooria, 2009) en el Instituto Nacional de Tecnología Kurukshetra, India y Facultad Talleres Mecánicos Afiliados Universidad de M. D. Rohtak, India expresa que:

Los golpes de chorro de agua en el perfil convexo de cada álabe se dividen en dos mitades. Cada mitad es expulsada de la cuchara formando un ángulo casi de 180° en algunos diseños puede variar este ángulo entre 165° y 170°, en el experimento notó que el chorro de agua no impulsa el movimiento al siguiente álabe esto sucedía en PCH con altura de cabeza muy baja y caudales con descargas de agua considerables, se modificó a la turbina Pelton ahora el rodete tiene una extensión en su propio álabe de esta manera el chorro de agua que no alcanza hacer contacto con el primer álabe ya no es expulsado ahora ingresa a la extensión del

álabe, cuando la conversión de energía ocurre de la energía potencial a la energía cinética por medio de un mecanismo hidráulico adicional en la turbina Pelton convirtiéndose en eficaz para cabezas bajas y caudales grandes.

En su estudio (Zidonis, 2015), explora el desarrollo del diseño hidráulico de turbinas Pelton aporte que se lo entregó en el 2015 para la universidad de Lancaster indica que:

Por medio del software CFD simulación de fluidos donde se interactúa en tiempo real los posibles diseños y rendimientos de turbinas Pelton, antes de su construcción y montaje se garantiza su funcionalidad al 100% demostró que se puede acortar el tiempo de análisis en campo mejora el post diseño y garantiza el aprovechamiento total del flujo de agua en los álabes de la turbina.

En su documento (Lucerne, 2004). Visualización del flujo y herramientas para el diagnóstico de turbinas Pelton realizado en el laboratorio ANDRITZ HYDRO en Kriens comenta:

Por medio de una serie de imágenes tomadas dentro de la turbina Pelton de Moccasin en California se analizó cuantitativamente el flujo de chorro teórico con el chorro de funcionamiento los resultados mostraron una gran divergencia del chorro antes de entrar en los cubos del rodete Pelton, se identificó que la pobre calidad del flujo se debía al diseño del inyector y de la boquilla, modificando su geometría mejoró el rendimiento de la turbina corroborando las medidas adoptadas para mejorar la calidad del chorro.

En su investigación (Alnakhilani, 2015) realizada en el laboratorio de Conversión de Energías de la Universidad Sebelas Maret habla acerca del efecto de las

dimensiones del cubo y de la boquilla sobre el rendimiento de una turbina Pelton y detalla que:

Para obtener el mayor rendimiento en las turbinas Pelton se realiza una modificación en el ángulo de ataque de la cuchara, a la boquilla del inyector y la aguja que modifican el diámetro del chorro en el estudio entre los diferentes parámetros muestra que el valor de máximo rendimiento fue del 21,26% obtenido con un ángulo de la boquilla de 90° y en la punta de la aguja 45° con un tamaño de cubo +15% esta eficiencia se obtuvo debido al 15% aumentado del cubo en comparación del cubo estándar asegurando que el chorro de agua abarque mayor superficie del cubo, lo que aumentó la velocidad en el eje de la turbina se espera realizar este tipo de modificaciones a futuro y fabricarlos comercialmente para lograr un mayor rendimiento de la turbina Pelton.

Todos estos estudios y propuestas para mejorar el rendimiento de la PCH, nos indican que existe gran interés y debemos realizar varias pruebas en laboratorios y software de animación para que resulten factibles económicamente, irnos más allá de estas ventajas supone el rediseño total de la PCH.

En nuestro país la generación eléctrica a pequeña escala en modo isla tiene sus inicios con proyectos turísticos y necesidades en regiones remotas donde no es posible acceder a la energía eléctrica del sistema nacional interconectado, hasta ahora no ha existido un aporte investigativo de ninguna institución de gobierno a este tipo de energía renovable para saber qué tan factibles son los proyectos a pequeña escala.

1.7 Fundamentación legal y ambiental

Existen varias leyes y reglamentos que sustentan la investigación entre las más importantes se citarán:

1.7.1 Fundamentación legal para el uso de energías alternativas

TITULO VII REGIMEN DEL BUEN VIVIR

Sección séptima

Biosfera, ecología urbana y energías alternativas

Art. 413.- El Estado promoverá la eficiencia energética, el desarrollo y uso de prácticas y tecnologías ambientalmente limpias y sanas, así como de energías renovables, diversificadas, de bajo impacto y que no pongan en riesgo la soberanía alimentaria, el equilibrio ecológico de los ecosistemas ni el derecho al agua.

Art. 414.- El Estado adoptará medidas adecuadas y transversales para la mitigación del cambio climático, mediante la limitación de las emisiones de gases de efecto invernadero, de la deforestación y de la contaminación atmosférica; tomará medidas para la conservación de los bosques y la vegetación, y protegerá a la población en riesgo.

Art. 415.- El Estado central y los gobiernos autónomos descentralizados adoptarán políticas integrales y participativas de ordenamiento territorial urbano y de uso del suelo, que permitan regular el crecimiento urbano, el manejo de la fauna urbana e incentiven el establecimiento de zonas verdes. Los gobiernos autónomos descentralizados desarrollarán programas de uso racional del agua, y de reducción reciclaje y tratamiento adecuado de desechos sólidos y líquidos (Asamblea Constituyente, 2008).

1.7.2 Ambiental - Sección segunda Ambiente sano

Art. 14.- Se reconoce el derecho de la población a vivir en un ambiente sano y ecológicamente equilibrado, que garantice la sostenibilidad y el buen vivir, *sumak kawsay*. Se declara de interés público la preservación del ambiente, la conservación de los ecosistemas, la biodiversidad y la integridad del patrimonio

genético del país, la prevención del daño ambiental y la recuperación de los espacios naturales degradados.

Art. 15.- El Estado promoverá, en el sector público y privado, el uso de tecnologías ambientalmente limpias y de energías alternativas no contaminantes y de bajo impacto. La soberanía energética no se alcanzará en detrimento de la soberanía alimentaria, ni afectará el derecho al agua. Se prohíbe el desarrollo, producción, tenencia, comercialización, importación, transporte, almacenamiento y uso de armas químicas, biológicas y nucleares, de contaminantes orgánicos persistentes altamente tóxicos, agroquímicos internacionalmente prohibidos, y las tecnologías y agentes biológicos experimentales nocivos y organismos genéticamente modificados perjudiciales para la salud humana o que atenten contra la soberanía alimentaria o los ecosistemas, así como la introducción de residuos nucleares y desechos tóxicos al territorio nacional (Asamblea Constituyente, 2008).

1.8 Bases teóricas de la investigación

1.8.1 Ubicación Satelital de la PCH

La PCH se ubica en el Parque Nacional de los Llanganates, vía a Cumbijín hasta llegar al control del ingreso al Parque, se recorre una distancia de 60 km hasta llegar al final del camino de la vía conocida como Salcedo Tena ubicación centro sur del país.



Figura 1.5 Ubicación satelital de la PCH Cordillera de los Llanganates.

Fuente: www.google.com

1.8.2 Instalaciones de la PCH

La PCH de acuerdo a los datos de (López, 2010) funciona con un caudal de [23,75 lts/s] a una altura neta de [22 m] y longitud de tubería de [103 m] la turbina instalada es Pelton de eje horizontal con dos inyectores dispuestos en la parte superior e inferior del rodete en lados opuestos, el diámetro de paso del rodete es de [274 mm] y tiene [19] álabes, por medio de un sistema de transmisión de doble banda mueve el eje de la turbina a [650 rev/min] y al generador síncrono a [3600 rev/min] de esta manera se produce 3,25 kW nominales.



Figura 1.6 PCH vista frontal y lateral de los inyectores
Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

En este capítulo se presenta la metodología que se utilizará en la investigación y las técnicas e instrumentos a utilizar.

2.1 Modalidad de la investigación

Para la investigación se han aplicado ciertas modalidades que han permitido su desarrollo entre las cuales se citarán a continuación:

2.1.1 De campo

Se realizarán las mediciones de caudal disponible y las dimensiones de la PCH como son: inyectores, rodete, diámetro del chorro de agua.

2.1.2 Bibliográfica – Documental

Se analizará la bibliografía del diseño de la Pico central hidroeléctrica ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del cantón Salcedo además utilizaremos publicaciones relacionadas al tema y apartados linkográficos.

2.1.3 Experimental

Por medio de variación de caudal a la entrada del inyector y cálculos se determinará la velocidad óptima y el diámetro del chorro de agua, para realizar comparaciones con valores obtenidos de diseño.

2.2 Tipos de investigación

Se detallan los tipos de investigación utilizados:

2.2.1 Descriptiva

Al recolectar la información relacionada con las mediciones de presión y caudal en el inyector y el comportamiento de la velocidad óptima del chorro a la salida del inyector.

2.2.2 Exploratoria

Por medio de la variación de caudal circulante obtener el mejor rendimiento de la PCH con la velocidad de agua a la salida del inyector y el diámetro del chorro de agua.

2.2.3 Explicativa

Concluirá con la comprobación de la hipótesis para determinar el incremento en la capacidad de generación eléctrica por medio del análisis del sistema motriz de la PCH ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del Cantón Salcedo, permitirá valorar y proponer alternativas viables sin la afectación de sus condiciones actuales de diseño hidráulico.

2.3 Determinación de variables

Al inspeccionar la PCH ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del Cantón Salcedo se pueden citar las variables más importantes:

- No existe una cuantificación del rendimiento en el sistema motriz, al no tener curvas de rendimiento de la turbina no es posible determinar la capacidad máxima de generación de la PCH.
- Determinar la posibilidad de mejorar la capacidad de generación eléctrica de la PCH, implica que este recurso renovable alcance su propósito.
- La limitación de generación eléctrica en el lugar provoca bajo desarrollo de actividades diarias y poco interés en la capacitación de proyectos independientes de generación eléctrica.

VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN.

Independiente: Capacidad de generación eléctrica.

Dependiente: Sistema motriz de la PCH.

2.3.1 Operacionalización de las variables

Analizando las variables descritas se encuentra que la causa de no poder optimizar la capacidad de generación eléctrica es no saber el rendimiento global de la PCH.

Tabla 2. 1 Variable Independiente

Variable Independiente	Capacidad de generación eléctrica			
Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e instrumentos
Capacidad de generación.- se refiere a las condiciones de una central eléctrica para generar electricidad. En la realidad, esa prestación puede ser superada o no alcanzada.	Potencia en el eje de la turbina Pelton	Presión	psi	Medición / manómetro
		Caudal	m ³ /s	Medición / método volumen conocido
		Velocidad del fluido	m/s	Ecuaciones
	Velocidad de la turbina Pelton	Velocidad óptima del chorro de agua	m/s	Ecuaciones
		Potencia hidráulica	kW	Ecuaciones

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

En la variable independiente obtendremos los indicadores de la capacidad de generación eléctrica para estos indicadores utilizaremos mediciones de caudal por medio de la apertura de la válvula de control 100% abierta.

Tabla 2. 2 Variable Dependiente

Variable Dependiente	Sistema motriz de la PCH			
Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e instrumentos
Sistema motriz.- Recibe la energía cinética de entrada la cual será transformada o transmitida en energía mecánica.	Portador energético	Evaluación del rodete Pelton	mm	Mediciones de diseño y comparaciones
		Evaluación de los inyectores	mm	Mediciones de diseño y comparaciones
		Rendimiento de la turbina Pelton	%	Medición capacidad de generación eléctrica / multímetro

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

En la variable dependiente obtendremos los indicadores de la cantidad de energía eléctrica entregada por los bornes del generador y la comparación de dimensiones de diseño con las calculadas en las ecuaciones al final obtendremos las curvas de rendimiento de la PCH.

2.4 Metodología para el diseño de una PCH

En su estudio de modelación (Chukwuneke, 2014) “El aumento de presión a la salida del inyector mejora el rendimiento de la turbina, mejora el chorro de agua a la salida del inyector y la velocidad del rodete luego de varias pruebas determinó que la velocidad específica de la turbina aumenta a medida que la altura neta sea mayor, para mejorar el rendimiento de la turbina se deben diseñar las PCH con

alta diferencia de altura y caudales bajos pero con alto incremento de presión, para poder transmitir la energía necesaria al eje de la turbina”.

En su investigación menciona (Ramoska, 2009) “Concentra la optimización de pico turbinas hidráulicas existentes: Diseño y fabricación de componentes principales desarrollado en la Facultad de Ingeniería de la Universidad del Rio Cuarto en Argentina ha demostrado que una solución viable para la optimización de instalaciones existentes es reemplazar los componentes principales, el rotor y el distribuidor a fin de obtener un mayor rendimiento con las condiciones de altura y salto hidráulico, para el diseño de ambos componentes se aborda la selección de perfiles hidrodinámicos basados en los coeficientes de sustentación y de arrastre. Compara por medio de simulaciones dos turbinas el diseño actual y el mejor rendimiento que se pueda obtener.

2.4.1 Parámetros para la selección de la turbina Pelton

Se detallan los parámetros más importantes al momento de realizar los cálculos de diseño:

2.4.1.1 Altura disponible

La altura neta H_n es aquella energía aprovechada en forma de presión y resulta del cálculo entre la altura bruta menos las pérdidas H_r que se producen en la tubería de presión y demás accesorios.

Para el cálculo de la altura neta se utiliza la siguiente ecuación:

$$H_n = H_b - H_r \quad (1)$$

Dónde:

H_b = Altura bruta o disponible; m.

H_r = Pérdidas en tuberías; m.

Las pérdidas de carga en la tubería resultan de la suma de los dos tipos de pérdidas que se presentan en estas, como son las pérdidas primarias y las pérdidas secundarias.

H_{rp} = Pérdidas primarias en la tubería; m.

H_{rs} = Pérdidas secundarias en los accesorios; m.

2.4.1.2 Potencia hidráulica

De acuerdo al esquema de una P.C.H. mostrada en la figura 2.1, la potencia generada se obtiene de las siguientes ecuaciones:

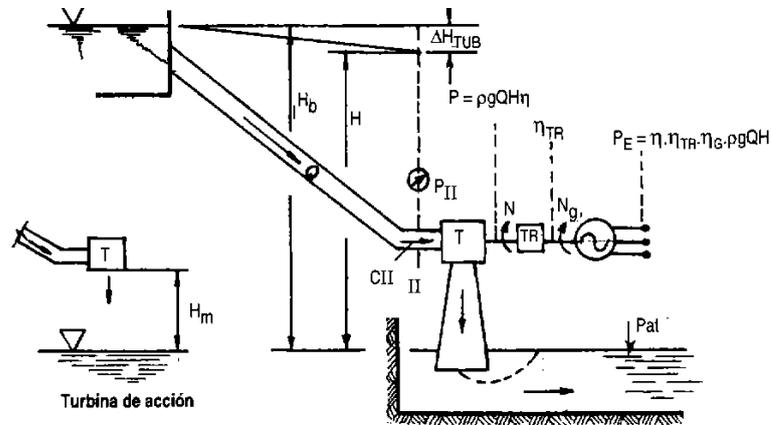


Figura 2. 1 Potencia hidráulica de la turbina Pelton

Fuente: (ITDG, 1995)

Con la siguiente ecuación podremos calcular la potencia eléctrica en los bornes del generador:

$$P_E = P \cdot \eta_{TR} \cdot \eta_G \quad (2)$$

Las siguientes ecuaciones nos permitirán realizar el cálculo de la potencia al eje de la turbina:

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \cdot \eta}{K} \quad (3)$$

La ecuación que escribimos a continuación nos permitirá calcular el rendimiento del grupo de generación:

$$\eta_{GR} = \eta \cdot \eta_{TR} \cdot \eta_G \quad (4)$$

Dónde:

P_E = potencia eléctrica en los bornes del generador, kW.

P = potencia al eje de la turbina; kW.

Q = caudal de la turbina; m³/s.

H_n = altura neta; m.

ρ = densidad del agua; kg/m.³

η = rendimiento de la turbina; adimensional.

η_{TR} = rendimiento de la transmisión; adimensional.

η_G = rendimiento del generador; adimensional.

η_{GR} = rendimiento del grupo de generación; adimensional.

K = constante; K=1000 W/kW.

g = gravedad; (kg.m)/ s.²

2.4.1.3 Velocidad cinemática

Uno de los principales criterios que se deben manejar a la hora de seleccionar el tipo de turbina que se va a utilizar en una pico central, es la velocidad específica cinemática (Ns) estos valores se obtienen a partir de la siguiente ecuación:

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{P}}{\sqrt[4]{H_n^5}} \quad (5)$$

Dónde:

P = Potencia al eje de la turbina; C.V.

N = Velocidad de giro de turbina; (rev/min).

Existen dos maneras para definir el número de revoluciones de la turbina:

- La primera, consiste en considerar que la turbina se va a acoplar directamente al eje del generador y por lo tanto su velocidad será una de las velocidades síncronas.
- La segunda forma consiste en asumir un diámetro de paso, este método se emplea para un sistema de transmisión por bandas o engranajes entre la turbina y el generador, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$N = \frac{84,54 \cdot Ku \cdot \sqrt{H_n}}{Dp} \quad (6)$$

Dónde:

Dp = diámetro de paso del rodete; cm.

Ku = coeficiente de velocidad de rotación, su valor se estima en 0,44.

Con los valores de N_s, se selecciona el tipo de turbina en la tabla 2.3 se puede observar el rango de aplicación de las turbinas hidráulicas según su tipo. En ellas también se puede determinar el número de toberas de la turbina.

Tabla 2. 3 Rango de aplicación de turbinas hidráulicas

TIPO DE TURBINA	N _s
Turbina Pelton de 1 Tobera	hasta 10

Continuación Tabla 2.3

Turbina Pelton de 2 Toberas	14 a 42
Turbina Pelton de 3 Tobera o más	17 a 73
Turbina Michell – Banky	60 a 200
Turbina Francis Lenta	69 a 125
Turbina Francis Normal	125 a 225
Turbina Francis Rápida	225 a 450
Turbina Axial	350 a 1000

Fuente: (ITDG, 1995)

2.4.1.4 Diagrama de velocidades

La geometría de una turbina Pelton, se define a través del análisis del triángulo de velocidades en el punto donde el chorro toma contacto con la cuchara y en el punto donde la abandona, luego de transmitir su energía al rodete.

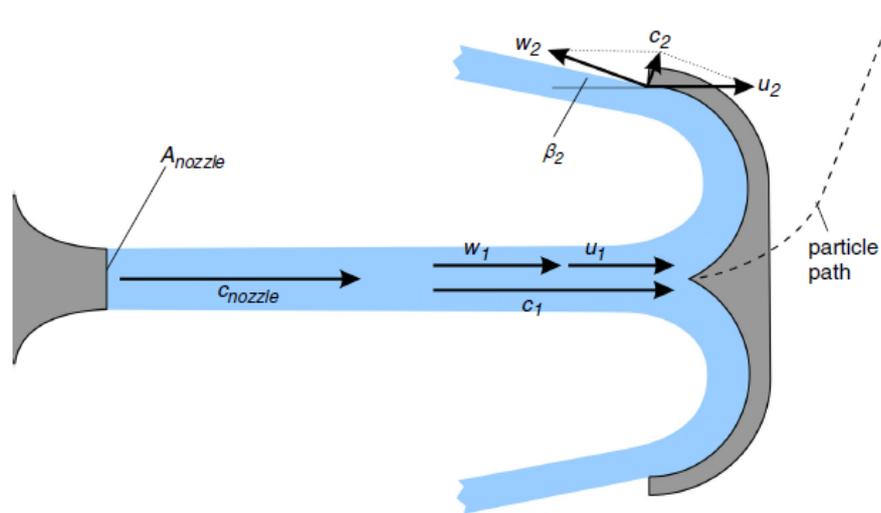


Figura 2. 2Diagrama de velocidades

Fuente: (HAMBURG, 2013)

El ángulo de ataque β_1 de la arista oscila entre 4° y 20° .

El ángulo de descarga β_2 , permite tener una desviación del chorro de agua y evitar que choque con los estriados del álabe, lo cual produciría un freno de agua y disminuirá su rendimiento. El valor de β_2 está entre 10° y 30° .

La trayectoria de una partícula de agua en la cuchara es tangencial, de manera que en las turbinas Pelton se verifica siempre:

$$U_1 = U_2 = U \quad \text{por lo tanto } U \text{ es constante.}$$

Del polígono de velocidades de la figura 2.2 se genera la siguiente expresión vectorial:

$$U_1 + W_1 = V_1 \quad (7)$$

Dónde:

U_1 = Velocidad periférica del chorro; m/s (entrada).

W_1 = Velocidad relativa del chorro; m/s (entrada).

$V_1 = C_1$ = Velocidad del chorro del agua a la salida del inyector y a la entrada de la cuchara; m/s.

2.4.1.5 Velocidad óptima (C_1)

Esta velocidad se refiere a la del chorro del agua a la salida del inyector y a la entrada de la cuchara y está determinada por la ecuación.

$$C_1 = K_c \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (8)$$

Dónde:

K_c = Este coeficiente de velocidad se puede estimar entre 0,97 y 0,98.

Idealmente se demuestra que la turbina Pelton alcanza su rendimiento óptimo cuando $U_1 = 0,5 \cdot C_1$, pero prácticamente el rendimiento óptimo suele alcanzarse para una velocidad un poco más baja, que en este caso se puede definir así:

$$U_1 = K_u \cdot C_1 \quad (9)$$

Dónde:

K_u = Coeficiente de la velocidad tangencial y su valor varia de 0,44 a 0,48.

U_1 = Velocidad periférica del chorro; m/s (entrada).

2.4.1.6 Velocidad relativa del chorro (W_1)

A la salida del inyector:

$$W_1 = V_1 - U_1 \quad (10)$$

Si no hay rozamiento, idealmente la velocidad relativa a la salida de la cuchara sería $W_2 = W_1$, pero en la práctica W_2 es algo menor que W_1 , es así que la velocidad relativa a la salida de la cuchara queda de la siguiente manera:

$$W_2 = \psi \cdot W_1 \quad (11)$$

Dónde:

Ψ = Constante de reducción y que es aproximadamente $\approx 0,98$; Anexo 1.

La velocidad absoluta V_2 o C_2 a la salida de la cuchara se analiza por medio del triángulo de velocidades a la salida de la cuchara y con el ángulo de β_2 .

Para poder encontrar V_2 utilizamos la Ley de los Cosenos.

$$V_2^2 = U_2^2 + W_2^2 - 2 \cdot U_2 \cdot W_2 \cdot \cos\beta \quad (12)$$

2.4.1.7 Rendimiento teórico

Para el cálculo de la altura teórica se encuentra la ecuación:

$$H_u = \left[\frac{(U_1^2 - U_2^2 + W_2^2 - W_1^2 + C_1^2 - C_2^2)}{2g} \right] \quad (13)$$

Con este valor se puede determinar el rendimiento teórico, el cual da una orientación clara de que todo el proceso de cálculos se elaboró correctamente.

$$\eta_{TEÓRICO} = \frac{H_u}{H_n} \cdot 100\% \quad (14)$$

2.4.1.8 Diámetro del chorro

El cálculo del diámetro del chorro o la sección de salida en el inyector queda determinado mediante la siguiente ecuación:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{Q}{i}}{\pi \cdot C_1}} \quad (15)$$

Dónde:

i = Número de inyectores.

d = Diámetro del chorro; mm.

2.4.1.9 Geometría del rodete

La geometría del rodete de la turbina Pelton depende principalmente de la relación que existe entre el diámetro Pelton (D_p) y el diámetro de la sección transversal del chorro (d), que a su vez define el número de revoluciones.

El diámetro de paso es un valor referencial de diseño el cual es calculado como se indica en la siguiente ecuación:

$$D_p = \frac{60 \cdot U_1}{\pi \cdot N} \quad (16)$$

2.4.1.10 Número de álabes

Del análisis científico se determina que el número de cucharas se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$Z = \frac{2\pi}{K_p \left(\theta - 2 \left(\frac{D_a}{D_p} \right) K_u \text{Sen} \left(\frac{\theta}{2} \right) \right)} \quad (17)$$

Dónde

Z = Es el número de cucharas.

K_p = Es un factor práctico que define el paso real de la cuchara y se toma dentro del rango comprendido entre 0,65 y 0,95.

θ = Es un ángulo en radianes que se obtiene con la siguiente expresión:

$$\theta = 2 \text{Cos}^{-1} \left(\frac{D_p + d}{D} \right) \quad (18)$$

D_p = Es el diámetro del rodete; m.

D = Es el diámetro de la circunferencia que describe la punta de la arista al rotar el rodete; m.

Se puede determinar aproximadamente con la fórmula:

$$D_a = D_p + 2 \cdot f \quad (19)$$

f = Dimensión de la cuchara desde el eje del corro de agua hasta el corte de la misma; m.

2.5 Diseño experimental para mejorar la capacidad de generación eléctrica

Para realizar las curvas de rendimiento de la turbina Pelton y poder mejorar su capacidad de generación se requiere información como:

- Cantidad de caudal disponible.
- Demanda energética actual.

De la PCH, se utilizará la base de datos existente de su diseño hidráulico.

2.5.1 Instalación de manómetros a la entrada de cada inyector

Para determinar la presión máxima a la descarga de cada inyector cuando tengamos la apertura de válvula de caudal abierta completamente instalamos manómetros de 0 a 100 psi en cada inyector, estas mediciones ayudarán a futuro a verificar si por desgaste interno de la tubería y accesorios la presión disminuye.

La presión en cada inyector no tiene que ser diferente, de serlo hay que regular la presión en el inyector que presente menor presión.



Figura 2. 3 Manómetro al ingreso del inyector

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

2.6 Descripción metodológica del experimento

Se midió la presión en cada inyector, verificamos que las presiones sean las mismas al estabilizar la presión medimos el diámetro del chorro de agua a la salida de los inyectores.

Realizamos pruebas de desempeño de la PCH a plena carga por medio del regulador de velocidad de cada inyector: totalmente abierto 100%, luego cerrando dos vueltas equivalente al 75 % y cuatro vueltas equivalente al 50 % de apertura de la válvula.

Para mayor exactitud en las pruebas se varió el caudal cerrando una vuelta los reguladores y tomando todos los datos necesarios hasta que la válvula este cerrada completamente.

Se midió el número de revoluciones en el eje de la turbina y del generador, dimensiones de rodete/álabes, inyector cotejamos las dimensiones de diseño para comprobar su similitud.

Graficamos las curvas de rendimiento de la turbina Pelton para el caudal y altura disponibles.

En la figura 2.4 se presenta la dinámica del experimento.

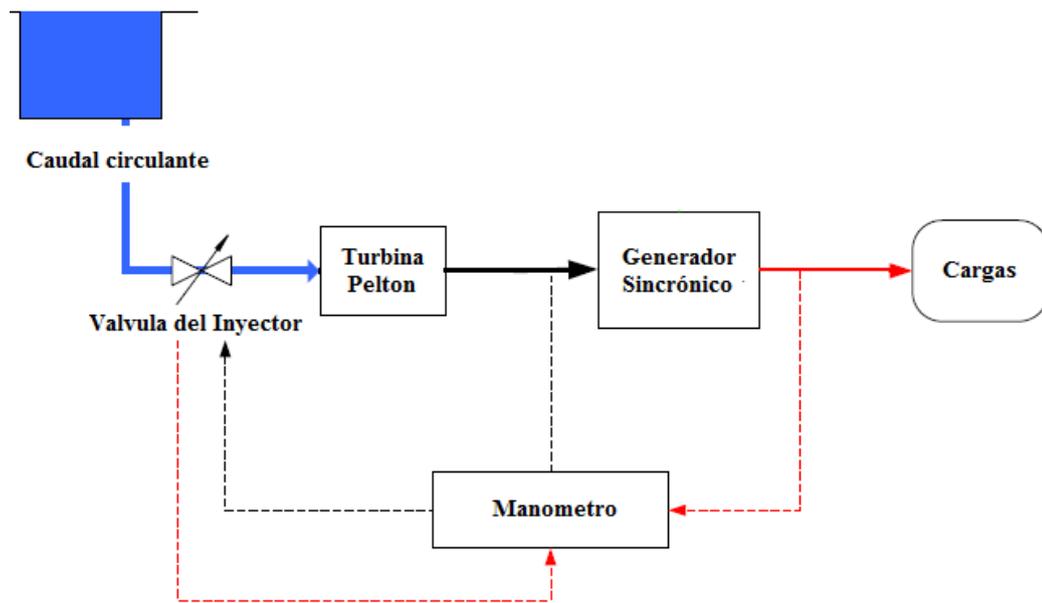


Figura 2. 4 Diseño del experimento

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Los equipos que se utilizarán en la investigación son:

Tabla 2. 4 Herramientas utilizadas en el experimento

DETALLE	INSTRUMENTO	DETALLE
Manómetro		Instrumento de medición para la presión de fluidos contenidos en recipientes cerrados. Se distinguen dos tipos de manómetros, según se empleen para medir la presión de líquidos o de gases.
Altímetro		Instrumento de medición que indica la diferencia de altitud entre el punto donde se encuentra localizado y un punto de referencia; habitualmente se utiliza para conocer la altura sobre el nivel del mar de un punto.
Calibrador Pie de rey		Instrumento de medición de diámetros exteriores, interiores y profundidades.
Tacómetro digital		Extech 461920 Mini Laser Photo Tachometer Counter Este tacómetro permite tomar medidas de rev/min y cuenta de revoluciones sin contacto. El haz del puntero láser facilita apuntar con precisión a gran distancia para tomar medidas con él foto tacómetro.

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

2.6.1 Dimensiones de la PCH

Se realizaron las mediciones de los componentes principales que a continuación se detallan:

2.6.1.1 Dimensiones del rodete Pelton

Las dimensiones del rodete Pelton son:

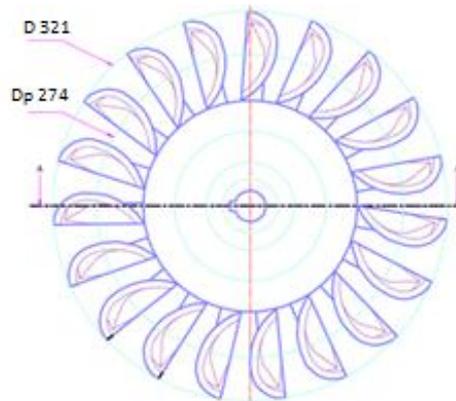


Figura 2. 5 Dimensiones del rodete $D_p=274$ mm, $D=321$ mm

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

2.6.1.2 Dimensiones de los álabes de la turbina

Las dimensiones de los álabes del rodete Pelton son:

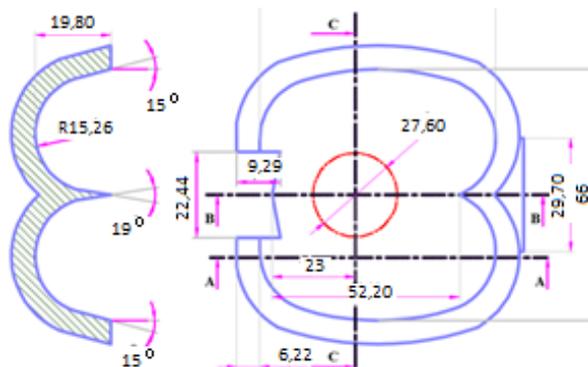


Figura 2. 6 Dimensiones de la cuchara

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Tabla 2. 5 Dimensiones de los álabes de la turbina

Símbolo	Valor
b	66 mm
h	61,6 mm
f	19,8 mm
β_1	19°
β_2	15°

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

2.6.1.3 Dimensiones del inyector

Su configuración tiene las siguientes dimensiones:

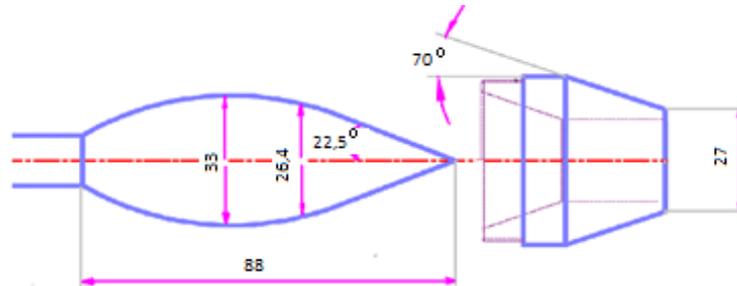


Tabla 2. 6 Dimensiones del inyector

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Tabla 2. 7 Dimensiones del inyector

Símbolo	Valor
α	45°
β	70°
De	120 mm
Ca	33 mm
do	27,60 mm
Lb	88 mm
L	150 mm

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

2.6.2 Longitud de tubería

La longitud de la tubería de presión fue medida desde la toma del tanque de presión hasta el ingreso a los inyectores. La medición se realizó con una cinta graduada de 200 metros, lo que arrojó una distancia entre los puntos de 103 metros.



Figura 2. 7 Longitud total de tubería

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

2.6.3 Verificar la selección de la turbina

Por medio de los datos de altura neta y caudal se procede a verificar si la selección de turbina es correcta.

Del gráfico entre caudal y altura los valores intersectan en el área de selección Pelton como mejor opción, sin embargo no se descarta la posibilidad de seleccionar una turbina Turgo o Michell Banki que podrían ser aplicables para el rango de altura y caudal que se tiene en este proyecto de investigación.

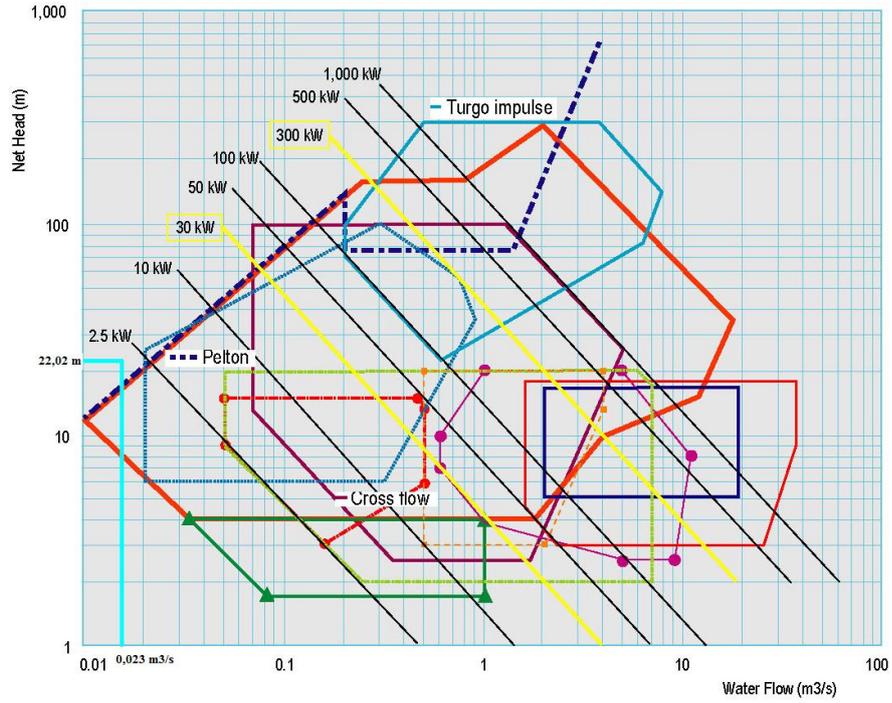


Figura 2. 8 Selección de turbinas

Fuente: (Energy, 2009)

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN

En este capítulo se describe el análisis y la información obtenida durante el proceso de investigación en la pico central hidroeléctrica ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del Cantón Salcedo.

3.1 Medición de caudal disponible

Para saber la cantidad de caudal que disponemos y generar electricidad, se realizaron mediciones en campo a la entrada de cada inyector, por medio del método de caudal conocido en función del tiempo que demora en llenar un recipiente de 20 litros, se presentan los datos obtenidos en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Caudal disponible

CAUDAL DISPONIBLE [Q]	
Volumen [lts]	Tiempo [s]
20	0,83
20	0,81
20	0,80
20	0,85
20	0,77
20	0,78
20	0,79
20	0,82
20	0,81
20	0,80
Media: 20	Media:0,846

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

El caudal disponible con el cual trabaja la PCH diariamente resulta de la división de volumen con el tiempo, $Q= 23,64$ lts/s.

3.2 Altura neta

En este punto tomaremos como referencia los cálculos obtenidos en su diseño inicial por (López, 2010).

Por medio del instrumento de medición alímetro determinamos que la altura bruta desde el tanque de captación hasta los inyectores es de 26,66 m.

De la bibliografía de diseño las pérdidas primarias y secundarias equivalen a 4,64 metros, aplicando la ecuación (1) tenemos: $H_n=22,36m$.

3.3 Medición de rev/min de la turbina y del inyector

Para determinar el número de revoluciones al que gira la turbina y el generador, utilizamos un tacómetro digital Extech 461920 Mini Laser Photo Tachometer Counter se realizaron cinco lecturas a plena carga 2,9 kW obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 3. 2 Caracterización del caudal disponible al ingreso de los inyectores

Número de revoluciones	
Eje de la turbina	Generador
645	3600
648	3605
650	3596
651	3590
652	3610
Media: 649,2	Media: 3600,2

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

3.4 Descripción del diseño hidráulico de la PCH

En base a las mediciones de caudal disponible, altura y longitud de tubería realizamos los cálculos de potencia hidráulica y rendimiento de la turbina:

3.4.1 Cálculo de la potencia hidráulica de la turbina

Por medio de la ecuación (4) obtenemos la potencia hidráulica en el eje de la turbina: $P = 4,54kW$

Para el cálculo asumimos un rendimiento del $\eta=90\%$ de la turbina. Ver Anexo 1.

3.4.2 Cálculo de la potencia eléctrica en los bornes del generador

Con la ecuación (2) obtenemos la potencia eléctrica entregada en los bornes del generador.

Sabemos que el rendimiento del grupo de generación η_{GR} está en un rango del 58 al 65%, tomamos un rendimiento del grupo de generación del 65%. Ver Anexo 2.

De la ecuación (5) despejamos para obtener el rendimiento de la transmisión y del generador: $\eta_{TR}.\eta_G=72\%$.

Tenemos una potencia eléctrica en los bornes del generador de: $P_E = 3,39kW$.

Sin embargo la diferencia de energía al momento de transmitir del eje de la turbina al del generador se reduce $1,35 kW$ del análisis en campo es poco probable que esta energía se pierda en el sistema de transmisión, más bien el rendimiento de la turbina es muy alto ya que la potencia entregada por los bornes del generador si se encuentra en un rango de 3 kW/h.

Aplicando un rendimiento de la turbina más bajo del $\eta=76\%$ obtuvimos la potencia eléctrica en el eje de la turbina de: $P = 3,93kW[\eta = 76\%]$.

El rendimiento del grupo de transmisión y generador mejoró en un $\eta_{TR}.\eta_G=85\%$ esto es sustentable ya que el rendimiento de la transmisión por correa plana oscila entre el 95 y 97% y del generador en un 95%. Ver Anexo 3.

La potencia eléctrica al cambiar los rendimientos ahora es de: $P_E = 3,34kW$.

Se comprobó que el rendimiento real de la turbina es bajo ya que la diferencia ahora entre la potencia hidráulica y la potencia eléctrica es de **590W** y la potencia eléctrica no cambia significativamente al variar el rendimiento de la turbina.

3.4.3 Cálculo de la velocidad cinemática

El número de rev/min en el eje de la turbina por medio de la lectura con el tacómetro digital es de 650 rev/min, aplicamos la ecuación (6) la potencia eléctrica la transformamos de unidades kW a CV, $P_E=4.55$ CV obtenemos:

$$N_s = 28,21$$

Se considera con una turbina rápida. Ver Anexo 4.

Por medio de la tabla 3.3 comprobamos que la PCH fue diseñada para dos toberas.

Tabla 3. 3 Número de toberas en función de N_s

TIPO DE TURBINA	N_q	N_s
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta — 9	Hasta — 30
Turbina Pelton de 2 toberas	4 — 13	14 — 42
Turbina Pelton de 3 toberas o más	5 — 22	17 — 73
Turbina Michell - Banki	18 — 50	59 — 165
Turbina Francis Lenta	18 — 38	60 — 125
Turbina Francis Normal	38 — 68	125 — 225
Turbina Francis Rápida	68 — 135	225 — 450
Turbinas axiales	105 — 300	350 — 1000

Fuente: (OLADE, Manual de diseño de pequeñas centrales hidroeléctricas, 1985)

3.4.4 Cálculo de la velocidad óptima C_1

La velocidad del agua a la salida del inyector se calculó con la ecuación (9) asumimos un coeficiente de velocidad $K_c=0,97$ donde: $C_1 = 20,30m/s$.

3.4.5 Cálculo de la velocidad periférica del chorro de agua U_1

Calculamos la velocidad periférica con la ecuación (10) asumimos un coeficiente de velocidad tangencial de $K_u=0,45$ donde: $U_1 = 9,14m/s$.

3.4.6 Cálculo de la altura relativa de chorro W_1

Calculamos la velocidad relativa a la salida del inyector con la ecuación (11) donde: $W_1 = 11,16m/s$.

La velocidad relativa W_2 es menor debido al rozamiento del agua con las paredes del álabe así que asumimos un coeficiente de rozamiento del 0,98 por medio de la ecuación (12) tenemos: $W_2 = 10,94m/s$.

3.4.7 Cálculo de la velocidad absoluta C_2

Para el cálculo de la velocidad del chorro de agua a la salida del álabe utilizamos la ecuación (13) y el ángulo β_2 que de acuerdo a los planos de (López, 2010) es igual a 15° , por lo tanto obtenemos: $C_2 = 3,17m/s$.

3.4.8 Cálculo del diámetro del chorro

Por medio de la ecuación (16) calculamos el diámetro del chorro a la salida del inyector entregando el siguiente resultado: $d = 26mm$.

3.4.9 Cálculo de la geometría del rodete

Por medio de la ecuación (17) comprobamos que el diámetro de paso tenga similitud con el de diseño. $D_p = 268mm$, con esto queda demostrado que el diámetro de paso que medidos en campo igual a 274mm tiene similares dimensiones al calculado que es de 268mm.

3.4.10 Cálculo del número de alabes

Para obtener el paso máximo de cucharas θ sabemos por medio de las mediciones en campo el diámetro del rodete es de 321mm entonces: $\theta = 41,3^\circ$, $\theta = 0,73rad$.

Utilizamos la ecuación (18) y tomamos un factor de paso del 0,93 entonces: $Z = 19,35$.

Podemos concluir de este proceso experimental de cálculos que el rendimiento de la turbina no es el adecuado para su diseño original como se demostró con la ecuación (2) y (4), Los cálculos obtenidos han sido verificados con las dimensiones hidráulicas en campo de la PCH, sin existir mayor alteración con el rendimiento de la turbina.

3.5 Caracterización del diseño hidráulico de la PCH

Con un rendimiento de la turbina del 76% la pico central hidroeléctrica ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates tiene el siguiente dimensionamiento hidráulico y eléctrico.

Tabla 3. 4 Caracterización de la PCH

CARACTERIZACIÓN HIDRÁULICA	
Símbolo	Valor
H_n	22,36 m
Q	0,02364 m ³ /s
D	26 mm
C_1	20,30 m/s
w_1	11,16 m/s
U_1	9,14 m/s
C_2	3,17 m/s
W_2	10,94 m/s
Z	19
D_p	268 mm
D_a	321 mm
P	3,93 kW
P_E	3,34 kW

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

3.6 Curvas de potencia eléctrica y rendimiento global de la PCH

Se obtuvieron las curvas de rendimiento de la pico central hidroeléctrica, considerando el caudal máximo por medio del regulador de velocidad de cada inyector.

Se realizaron mediciones con el regulador de velocidad abierto al 100%, 75% y 50% en total doce lecturas una cada hora.

3.6.1 Válvula del inyector abierta el 100%

Lecturas tomadas cuando el regulador de velocidad del inyector está abierto totalmente, se estabilizan las variables de presión y caudal.

Se tomaron las siguientes mediciones:

Tabla 3. 5 Medición de caudal y presión al 100%

Lecturas	Caudal tobera 1	Caudal tobera 2	Caudal total	Presión inyector 1	Presión inyector 1
N°	lts/s	lts/s	lts/s	Psi	Psi
1	11	12	23	35	34
2	12	11	23	34	34
3	11	12	23	35	35
4	12	11	23	34	34
5	12	11	23	34	34
6	11	12	23	35	34
7	11	12	23	33	34
8	11	11	22	34	35
9	12	11	23	35	35
10	11	12	23	35	34
11	12	11	23	33	35
12	11	12	23	34	33

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

En la tabla 3.6 se muestran las mediciones de potencia eléctrica.

Tabla 3. 6 Medición de potencia eléctrica con caudal al 100%

Lecturas	Turbina	Generador	Corriente	Voltaje	Frecuencia	Pot. Eléctrica medida	Rendimiento de la turbina
N°	rev/min	rev/min	A	V	Hz	W	%
1	648	3600	25,2	117	59,2	2948,4	74
2	652	3597	26,2	116	59.5	3039,2	76
3	650	3598	27	117	59.4	3159	76
4	647	3605	26,1	115	59.2	3001,5	75
5	649	3600	24	115	59.4	2760	69
6	651	3600	25,9	114	59.8	2952,6	74
7	651	3604	25,8	116	59.9	2992,8	75
8	651	3590	25	117	59.7	2925	73
9	650	3610	24	115	59.7	2760	69
10	653	3608	26	116	59.6	3016	75
11	655	3605	24,6	116	59.4	2853,6	71
12	653	3602	25,5	117	59.5	2983,5	75

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

3.6.2 Válvula del inyector abierta el 75%

Lecturas tomadas cuando el regulador de velocidad del inyector está abierto un 75%, se estabilizan los variables de presión y caudal.

Se tomaron las siguientes mediciones:

Tabla 3. 7 Medición de caudal y presión al 75%

Lecturas	Caudal tobera 1	Caudal tobera 2	Caudal total	Presión inyector 1	Presión inyector 1
N°	lts/s	lts/s	lts/s	psi	Psi
1	9	10	19	28	28
2	9	10	19	27	28
3	9	10	19	29	29
4	10	9	19	28	29
5	8	10	18	27	28
6	9	9	18	28	28
7	10	9	19	28	29
8	10	9	19	27	27
9	9	9	18	29	28
10	9	9	18	28	28
11	10	9	19	28	29
12	9	9	18	28	28

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

En la tabla 3.8 se muestran las mediciones de potencia eléctrica.

Tabla 3. 8 Medición de caudal y presión al 75%

Lecturas	Turbina	Generador	Corriente	Voltaje	Frecuencia	Pot. Eléctrica medida	Rendimiento de la turbina
N°	rev/min	rev/min	A	V	Hz	W	%
1	652	3602	23,1	116	59,4	2679,6	67
2	648	3599	22,6	117	59,3	2644,2	66
3	651	3597	23	115	59,2	2645	66
4	650	3601	22,7	116	59,1	2633,2	66
5	649	3597	21,9	116	59,5	2540,4	63
6	650	3596	22,3	115	59,7	2564,5	64
7	648	3600	23	115	59,6	2645	66
8	648	3595	22,8	116	59,4	2644,8	66
9	649	3602	22,7	117	59,6	2655,9	66
10	650	3607	23	115	59,5	2645	66
11	650	3599	23,6	115	59,3	2714	68
12	647	3600	22,5	116	59,6	2610	65

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

3.6.3 Válvula del inyector abierta el 50%

Lecturas tomadas cuando el regulador de velocidad del inyector está abierto un 50%, se estabilizan los variables de presión y caudal.

Se tomaron las siguientes mediciones:

Tabla 3. 9 Medición de caudal y presión al 100%

Lecturas	Caudal tobera 1	Caudal tobera 2	Caudal total	Presión inyector 1	Presión inyector 1
N°	lts/s	lts/s	lts/s	psi	Psi
1	7	8	15	30	31
2	8	8	16	29	30
3	7	7	14	29	30
4	7	8	15	30	29
5	6	8	14	31	29
6	7	9	16	31	30
7	7	7	14	30	30
8	8	8	16	31	31
9	8	7	15	30	31
10	7	8	15	31	32
11	7	7	14	29	31
12	6	8	14	29	31

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

En la tabla 3.10 se muestran las mediciones de potencia eléctrica.

Tabla 3. 10 Medición de caudal y presión al 50%

Lecturas	Turbina	Generador	Corriente	Voltaje	Frecuencia	Pot. Eléctrica medida	Rendimiento de la turbina
N°	rev/min	rev/min	A	V	Hz	W	%
1	645	3550	16	115	58,6	1840	46
2	646	3555	17	114	58,4	1938	48
3	642	3540	16	114	57,9	1824	46
4	643	3570	17	113	57,8	1921	48
5	645	3580	15	115	58	1725	46
6	647	3590	16	114	57	1824	48
7	642	3580	17	113	58	1921	48
8	640	3580	15	116	57,8	1740	43
9	642	3570	18	114	58	2052	51
10	643	3550	17	115	58,5	1955	49
11	645	3560	16	116	58	1856	46
12	642	3560	15	115	57,5	1725	43

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Se observa a medida que la válvula reguladora de velocidad de los inyectores se cierra las condiciones de rendimiento disminuyen y el sistema empieza a tener dificultad en mantener las condiciones eléctricas de operación.

Se realizaron mediciones eléctricas con la válvula reguladora de velocidad abierta completamente 8 (vueltas) hasta que se cierra completamente para poder observar hasta qué punto el rendimiento de la PCH es aceptable.

Tabla 3. 11 Mediciones obtenidas con caudal al 100% hasta 0%

Nº Vueltas	Q Caudal	N Turbina	N Generador	I Corriente	V Voltaje	F Frecuencia	Presión Tub 1	Presión Tub 2	Pot Elec Medida	Rendimiento n
	(lts/s)	rev/min	rev/min	(Amp)	(volts)	(Hz)	(Psi)	(Psi)	(Watts)	(%)
Totalmente abierto	23	651	3600	26	117	60	27	27,5	3042	76
Cerrado 1 vuelta	20	648	3598	24	116	58,9	27,5	28	2784	70
Cerrado 2 vueltas	19	648	3597	16	115	57,6	28	28,5	1840	46
Cerrado 3 vueltas	16	643	3595	14	110	50	29	29	1540	38
Cerrado 4 vueltas	12	600	3200	10	80	42,6	30	30	800	20
Cerrado 5 vueltas	10	450	2800	8	60	35,3	30,5	31	480	12
Cerrado 6 vueltas	8	300	2200	6	50	30,1	31	32	300	7
Cerrado 7 vueltas	4	200	1000	5	30	25,5	33	32,5	150	4
Totalmente cerrado	0	0	0	0	0	0	34	33,5	0	0

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

3.6.4 Curvas de funcionamiento de la PCH

Por medio de estas lecturas vamos a realizar las curvas de rendimiento de la PCH.

3.6.4.1 Rendimiento Vs apertura de la válvula

Gráfica realizada en Excel para verificar el comportamiento de la curva al realizar el cálculo entre el rendimiento y la apertura de la válvula.

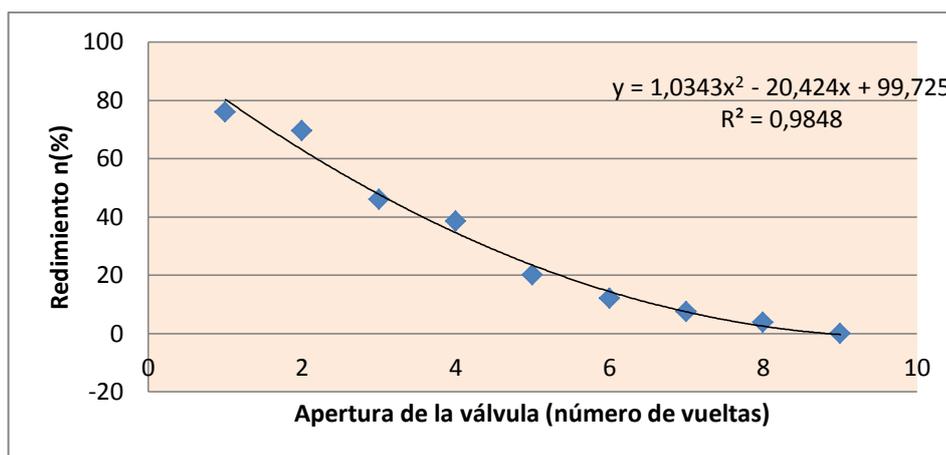


Figura 3. 1 Rendimiento vs apertura de la válvula

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

En la figura 3.1 se muestra el rendimiento máximo en función de la apertura de la válvula, como podemos observar con la apertura de la válvula al 50% (4 vueltas), existe una caída en el rendimiento de la turbina y los márgenes de potencia eléctrica generada son muy bajos cerca de 800 vatios, el aprovechamiento de la energía que se genera es de 1900 vatios menos de este valor no es factible la generación eléctrica.

Se realizó un ajuste polinomial para observar claramente el comportamiento de la curva.

3.6.4.2 Presión Vs apertura de la válvula

Gráfica realizada en Excel para comprobar el comportamiento que presenta la presión en función de la apertura de la válvula.

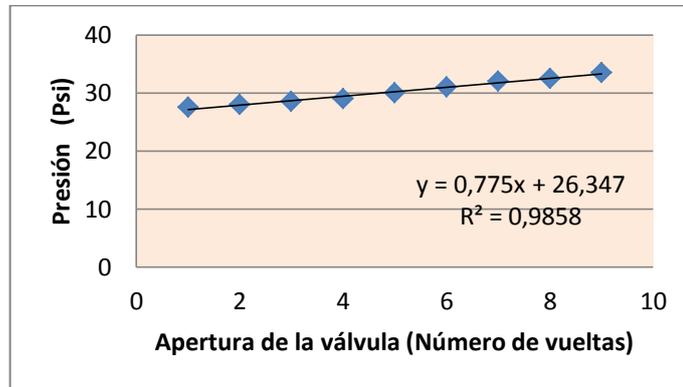


Figura 3. 2 Presión vs apertura de la válvula

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

En la gráfica 3.2 de presión vs. apertura de la válvula se observa como varía la presión del líquido, que es mayor cuando el inyector se encuentra totalmente cerrado.

3.6.4.3 Rendimiento Vs número de revoluciones

Gráfica realizada en Excel con el fin de determinar el comportamiento que tiene la curva en función del rendimiento con el número de revoluciones.

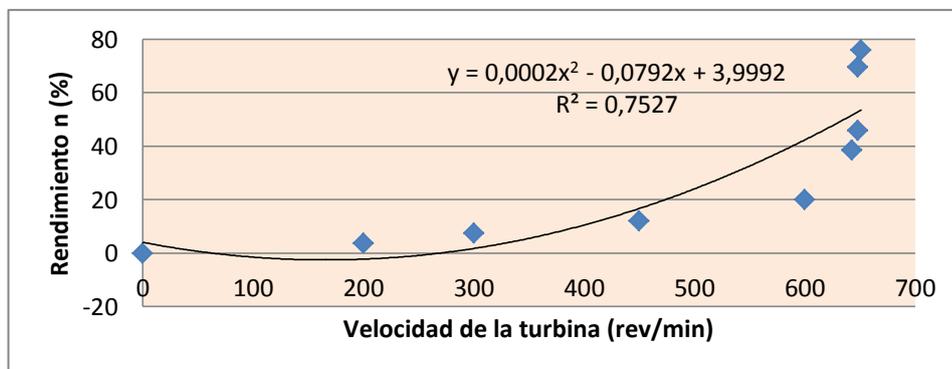


Figura 3. 3 Rendimiento vs número de revoluciones

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

En la figura 3.3 se muestra el rendimiento máximo en función de la velocidad de la turbina, a medida que aumenta la velocidad el pico se desplaza hacia la derecha donde la turbina presenta mayor velocidad. Las líneas de tendencia polinómicas se utilizan para explicar claramente el máximo rendimiento.

La relación de velocidad se utiliza para no dimensionar la velocidad de la turbina, en este gráfico observamos que el rendimiento cayó drásticamente con un rango de velocidad 400 rev/min.

3.6.4.4 Número de revoluciones Vs apertura de la válvula

Gráfica realizada en Excel para observar el comportamiento de la curva entre el número de revoluciones y la apertura de la válvula.

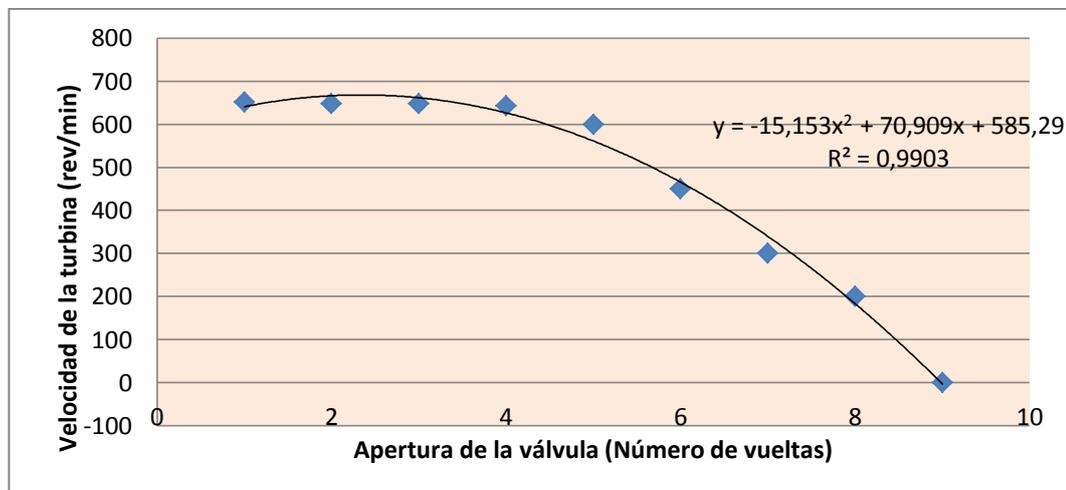


Figura 3. 4 Número de revoluciones vs apertura de la válvula

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

La apertura de la válvula al 100% permite alcanzar el máximo de revoluciones en el eje de la turbina, la velocidad del chorro disminuirá al cerrar la válvula paulatinamente, si cerramos más del 75% (8 vueltas) la velocidad del chorro de agua no podrá impactar con fuerza los álabes de la turbina y no habrá movimiento del rodete Pelton.

3.6.4.5 Potencia Vs caudal

Gráfica realizada en Excel para identificar el comportamiento de la curva entre la potencia eléctrica y el caudal.

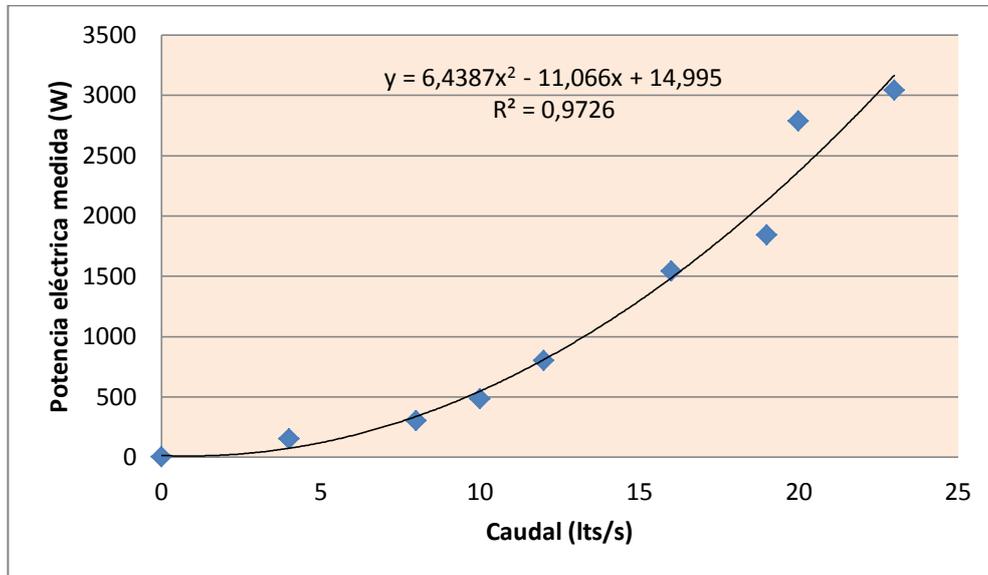


Figura 3. 5 Potencia eléctrica vs caudal

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

El incremento de Potencia eléctrica es directamente proporcional al caudal que ingresa a los inyectores y a la velocidad de salida del chorro de agua, la dispersión de partículas de agua al máximo caudal disponible es menor lo que será aprovechado para transmitir mayor energía al eje de la turbina manteniendo las 650 rev/min necesarias para mantener el voltaje y la frecuencia en el generador a los estándares del sistema nacional de electrificación.

3.6.4.6 Rendimiento Vs Potencia Eléctrica

Gráfica realizada en Excel con el fin de determinar el comportamiento de la curva en función del rendimiento con la potencia eléctrica generada.

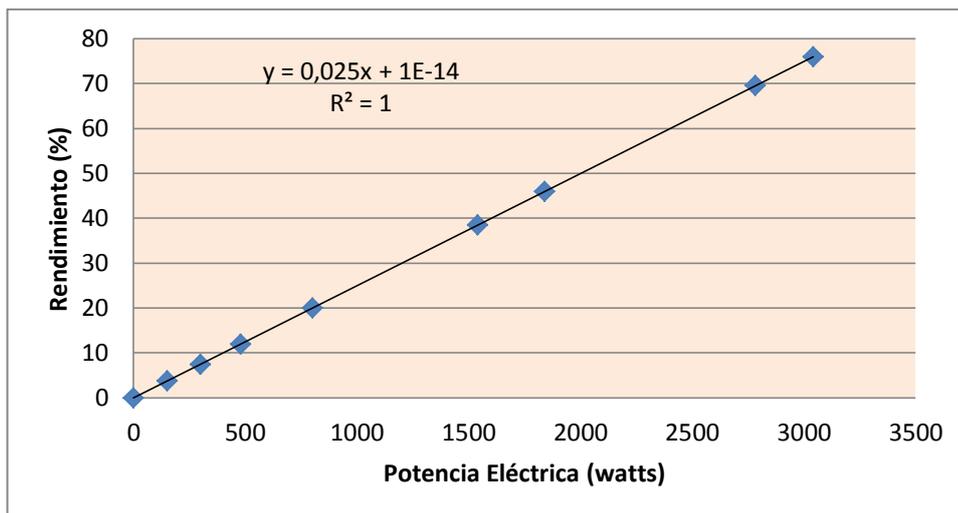


Figura 3. 6 Rendimiento vs potencia eléctrica

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

3.6.4.7 Rendimiento Vs caudal

Gráfica realizada en Excel para para identificar el comportamiento de la curva en función del rendimiento y el caudal.

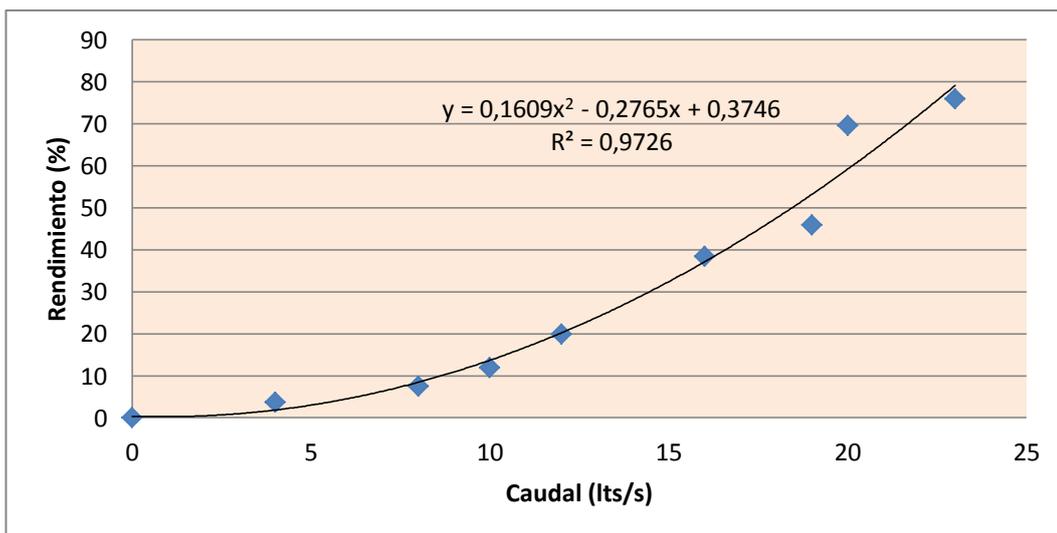


Figura 3. 7 Rendimiento vs caudal

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Mediante la figura 3.7 se comprueba que el rendimiento óptimo de la turbina será siempre con el caudal máximo disponible, entre mayor caudal se tenga la eficiencia de la turbina se incrementa, para nuestra investigación caudales de 20 litros por segundo serían mínimos para que el rendimiento de mantenga en 70%.

3.7 Verificación del diámetro del chorro a la salida del inyector

Para la medición del diámetro del chorro se abrió la válvula reguladora de cada inyector y se verificó que el diámetro del chorro concuerde con los datos del diseño hidráulico, se tomaron fotografías y se analizó la variación del chorro a medida que la aguja se desplazaba en el interior del inyector.

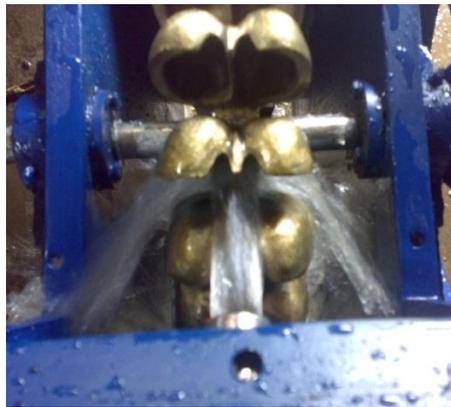


Figura 3. 8 Chorro de agua a la salida del inyector

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

3.7.1 Mediciones del diámetro del chorro

La medición del diámetro del chorro solo fue posible hacerla con la apertura de la válvula de cada inyector al mínimo debido a la dispersión del agua al hacer contacto con los álabes de la turbina dificultando la medición con la apertura de la válvula totalmente abierta.

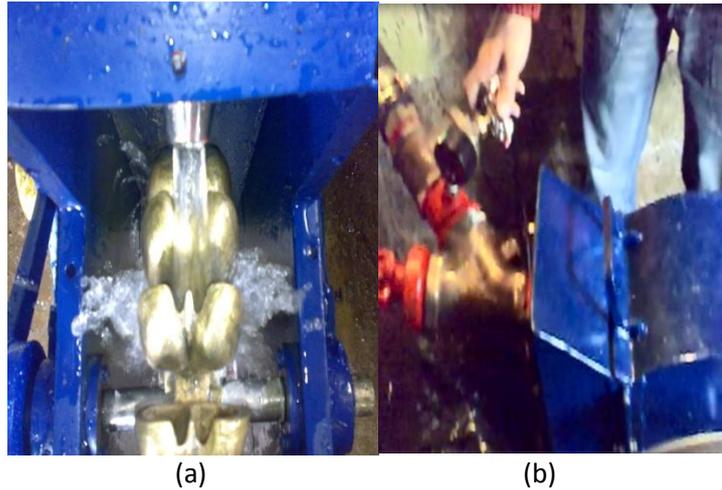


Figura 3. 9 Medida del diámetro del chorro de agua (a) y apertura de la válvula del inyector (b)

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta



Figura 3. 10 Dispersión del chorro a caudal máximo

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

En la figura 3.10 se observa la manera como se midió el diámetro del chorro a la salida del inyector, para poder verificar con el diámetro del chorro de diseño que es de 26mm.

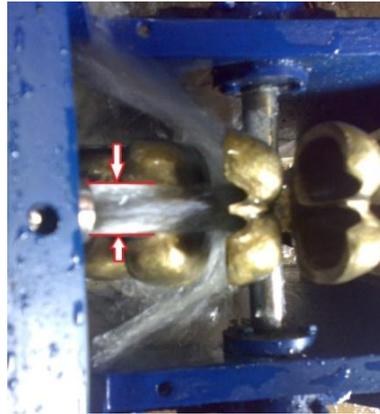


Figura 3. 11 Diámetro del chorro a la salida del inyector

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Se pudo analizar que la deformación del chorro no es excesiva lo que se interpreta como flujo laminar.

El análisis del diámetro y dispersión del chorro de agua al 100% de apertura de la válvula de los inyectores es posible con el posicionamiento de una cámara interna y de iluminación artificial, debido al poco espacio en el interior de la carcasa de la turbina no fue posible instalar la cámara fotográfica, todas las mediciones realizadas se las hizo en base a la experiencia adquirida en prueba y error.

Las mediciones en campo nos dieron como resultado un diámetro de chorro medido de **27mm**.



Figura 3. 12 Diámetro del chorro 27mm

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

También se realizó la verificación de la posición de la boquilla respecto a los álabes de la turbina y el estado de la aguja de cada inyector, para descartar posibles problemas de cavitación en el trayecto que recorre el agua por la aguja hasta la salida por la boquilla de cada inyector.

Posicionamiento de los inyectores respecto a la arista de los álabes de la turbina.



(a)

(b)

Figura 3. 13 Posición de los inyectores respecto a los alabes

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Observamos que la posición de la boquilla del inyector inferior figura 3.13 (b), está ligeramente desalineada a la izquierda, respecto a la arista de los alabes de la turbina, se realizó la alineación respectiva.

Las medidas de diseño corresponden sin mayor diferencia respecto a las obtenidas en campo a excepción del diámetro del chorro el medido en campo es de 27 mm mientras que el de diseño es de 26 mm los fabricantes de turbinas Pelton recomiendan que la boquilla del inyector se la fabrique con un diámetro mayor respecto al del chorro de agua, justificando esta medición.

3.8 Modelamiento de la PCH

Para el modelamiento se usó una hoja programada en Microsoft Excel diseñada por (VODA) empresa sin fines de lucro que junto a organizaciones como Energetika.cz han recopilado información de pequeñas centrales hidroeléctricas creando una biblioteca digital completa sobre el uso de la energía hidráulica.

Insertamos los valores de caudal, altura neta, número de álabes y diámetro de paso, en el programa para obtener los siguientes datos:

- Insertamos los valores.

Ingresar datos:

Ingrese los siguientes datos:

"Hn": 22.4 [metry]
 "Q": 23 [litr./sec.]

Antes de continuar:

Numero de cucharas de 18 a 26: 19 [ks]
 Ingrese el diametro de paso "Dp": 268 [mm]

Figura 3. 14 Ingreso de datos (VODA)

Fuente: (VODA)

- Potencia hidráulica de la turbina.

Potencia hidráulica:

Velocidad nominal "n": 708 [rpm.]
 Velocidad continua "n-max.": 1275 [rpm]
 Potencia de la turbina "P": 4114 [W]
 Diametro exterior del rodete "Da": 335 [mm]

Figura 3. 15 Calculo de la potencia (VODA)

Fuente: (VODA)

- Velocidad óptima del chorro de agua.

Velocidades:

Velocidad a la salida de la boquilla "c1": 20.3 [m/sec.]
 Velocidad circunferencial "u": 9.9 [m/sec.]
 Diametro del chorro de agua "d": 26.9 [mm]

Figura 3. 16 Velocidades óptimas (VODA)

Fuente: (VODA)

- Dimensiones del inyector.

Inyector:

Diametro de la boquilla "D": 32 [mm]
 Angulo de la boquilla "β": 70 [stup.º]
 Diametro de la aguja "d1": 40 [mm]
 Diametro del vástago "d2": 16 [mm]
 Longitud de la aguja "L": 102 [mm]
 Angulo de la aguja "α": 45 [stup.º]
 Desplazamiento de la aguja "x": 31 [mm]
 Diametro del cuerpo dei inyector: 75 [mm]

Figura 3. 17 Dimensiones del inyector (VODA)

Fuente: (VODA)

- Dimensiones de la cuchara

Cuchara:		
Ancho de la cuchara "b":	75	mm]
Longitud de la cuchara "l":	59	mm]
Profundidad de la cuchara "t":	24	mm]
Ancho de la ranura "a":	30	mm]
Longitud del borde de la cuchara "m":	24	mm]
Altura del borde de la cuchara "e":	9.4	mm]
Angulo de inclinación de las cucharas:	15	°]
Angulo entre las cucharas:	18.9	°]

Figura 3. 18 Dimensiones de la cuchara (VODA)

Fuente: (VODA)

3.8.1 Similitud de dimensiones hidráulicas de la PCH

De acuerdo a los datos generados por el programa (VODA) y las dimensiones obtenidas en campo de los principales componentes de la PCH como son rodete e inyectores elaboramos tablas comparativas para estimar su similitud o diferencia.

- Comparación de Potencia hidráulica:

Tabla 3. 12 Comparación potencia hidráulica

COMPARACIÓN POTENCIA HIDRÁULICA DE LA PCH		
Símbolo	Programa de cálculo	Diseño del fabricante
H_n	22m	22m
Q	23 lts/s	23 lts/s
N	708 rev/min	650 rev/min
P	4,11 Kw	3,93 Kw
Da	335 mm	321 mm

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

- Comparación de velocidad óptima.

Tabla 3. 13 Comparación velocidad óptima

COMPARACIÓN DE VELOCIDA ÓPTIMA DE LA PCH		
Símbolo	Programa de cálculo	Diseño del fabricante
C_l	20,30 m/s	20,30 m/s
U_1	9,9 m/s	9,14 m/s
D	26,9 mm	26 mm

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

- Comparación de dimensiones de la cuchara.

Tabla 3. 14 Comparación dimensiones de la cuchara

COMPARACIÓN DIMENSIONES DE LA CUCHARA DE LA PCH		
Símbolo	Programa de cálculo	Diseño del fabricante
B = Ancho de la cuchara	75 mm	66 mm
L = Longitud de la cuchara	59 mm	61,6 mm
D = Profundidad de la cuchara	24 mm	19,8 mm
f = Longitud desde el corte hasta el centro del chorro	24 mm	23 mm
M = Ancho de corte de la cuchara	30 mm	22,44 mm
e = Longitud radial del corte de la cuchara	9,4 mm	9,29 mm
I = Longitud de la cuchara en la mitad de la misma	49,6 mm	52,20 mm
β_1 = Ángulo de entrada del agua a la cuchara	18,9°	19°
β_2 = Ángulo de salida del agua a la cuchara	15°	15°
J = Espesor de las cucharas	-	6,22 mm

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

- Comparación de las dimensiones del inyector.

Tabla 3. 15 Comparación dimensiones de la cuchara

COMPARACIÓN DIMENSIONES DE LA CUCHARA DE LA PCH		
Símbolo	Programa de cálculo	Diseño del fabricante
a = Diámetro máximo de la aguja	40 mm	33 mm
α_0 = Ángulo de la punta de la aguja	45°	45°
α_1 = Ángulo de la punta del inyector	70°	70°
dt = Diámetro de las puntas del inyector	32	27
x = Recorrido máximo de la aguja	31 mm	22 mm
dv = Diámetro del vástago de la aguja	16 mm	13 mm
b = Longitud de la aguja	102 mm	88 mm
l = Longitud del tramo recto del inyector	-	150 mm
r = Radio de curvatura del inyector	-	440 mm

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Podemos concluir en base al análisis que si hay semejanza entre las dimensiones de diseño y las calculadas con el programa VODA, las únicas dimensiones que reflejan semejanza son en la cuchara el ancho de corte “M” y en el inyector el diámetro máximo de la aguja “a”, cada una de estas dimensiones son importantes

en el desempeño de la PCH, no podemos afirmar que existe un error en el diseño y fabricación de la cuchara o el inyector puesto que cada fabricante asume un rango de valores en función del diámetro del chorro dado.

CAPÍTULO 4

4 PROPUESTA

Luego de recolectar información en campo y obtener los resultados experimentales relacionados con la capacidad de generación eléctrica a plena carga de la PCH, dimensiones hidráulicas, curvas de rendimiento de la turbina, surge la necesidad de elaborar las propuestas sostenibles, mejorar la capacidad de generación eléctrica actual de 2950 vatios, aprovechando el recurso hídrico.

5.4 Título de la propuesta

Mejorar la capacidad de generación eléctrica de la pico central hidroeléctrica ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del cantón Salcedo.

Justificación

A menudo el reacondicionamiento de una turbina Pelton y sus componentes son difíciles de determinar a corto plazo, es necesario aplicar conocimientos técnicos y pruebas experimentales en modelos reducidos y programas de simulación costosos, aun así estas pruebas en muchos casos no son confiables.

La turbina Pelton tiene más de 100 años desde su invención y todavía hay una falta de conocimiento del comportamiento hidráulico de la turbina.

Con este trabajo se pretende incrementar el flujo de agua en los álabes de la turbina analizando el diámetro del chorro al impacto con la arista del álabe utilizando un enfoque empírico.

La propuesta pretende dar una guía al propietario de la PCH y a los habitantes aledaños de la importancia de optimizar correctamente los recursos existentes ya que un mal diseño hidráulico o una mala interpretación al momento de seleccionar la turbina para el proyecto limitará el desempeño de generación hidroeléctrica a

pequeña escala haciendo imposible a futuro optimizar o incrementar el potencial energético.

Las propuestas deben tener las siguientes características:

- Demanda energética acorde a las necesidades existentes en el lugar.
- Bajo costo de operación y mantenimiento.
- Selección de turbina.

5.5 Objetivos de la propuesta

El objetivo general de esta propuesta es analizar la información obtenida en campo, para mejorar la capacidad de generación eléctrica sin alterar a gran escala su diseño hidráulico en base al incremento de caudal, con un análisis económico social y medioambiental para el aprovechamiento del recurso hídrico.

5.6 Estructura de la propuesta

Se ha planteado una alternativa para mejorar la capacidad de generación en la pico central hidroeléctrica ubicada en el Parque Nacional de los Llanganates del Cantón Salcedo, utilizando los resultados obtenidos en campo, dicha propuesta ayudará a mejorar la capacidad de generación eléctrica incrementando el caudal.

5.7 Desarrollo de la propuesta

De acuerdo a la información recopilada en campo la PCH necesita de un caudal de $0,02364 \text{ m}^3/\text{s}$ para generar 2,9 kW al incrementar el número de cargas el generador se frena debido a la fuerza electro motriz ejercida en su interior, la turbina no logra mantener constantes las 650 rev/min debido a estas fuerzas y por ende el generador tampoco las 3600 rev/min.

La manera más factible de mejorar la capacidad de generación es incrementando el caudal de agua de esta manera el diámetro del chorro cambiará sus dimensiones y logrará vencer la resistencia del generador al incremento de cargas,

se han verificado las condiciones hídricas disponibles del lugar y las obras civiles existentes llegando a la conclusión que si es posible un incremento de caudal. Se realizó un dimensionamiento de la PCH a un caudal máximo que se puede obtener a futuro hasta $0,030 \text{ m}^3/\text{s}$.

El generador tiene una capacidad nominal de 4,5 kW dato de placa por lo cual no afectaría sus condiciones de funcionamiento al incrementar la carga.

5.7.1 Diseño hidráulico a mayor caudal

Con un caudal de $0,030 \text{ m}^3/\text{s}$. se realizó el diseño hidráulico para conocer la cantidad de energía eléctrica que puede generar la PCH, a continuación se detalla el proceso.

Tabla 4. 1 Potencia hidráulica con $Q=0.03 \text{ m}^3/\text{s}$

COMPORTAMIENTO DE LA PCH	
Ecuación	Resultado
Medición	$Q = 0,03 \text{ m}^3/\text{s}$
Ecuación 1	$H_n = 22,3 \text{ m}$
Ecuación 5	$\eta_{GR} = 0,65$
Fabricante (López, 2010)	$\eta = 0,76$
Ecuación 4	$P = 4,98 \text{ kW}$
Ecuación 2	$P_{E=} = 4,24 \text{ kW}$
Ecuación 9	$C_1 = 20,30 \text{ m/s}$
Ecuación 10	$U_1 = 9,14 \text{ m/s}$
Ecuación 11	$w_1 = 11,16 \text{ m/s}$
Ecuación 13	$C_2 = 3,17 \text{ m/s}$
Ecuación 12	$W_2 = 10,94 \text{ m/s}$
Ecuación 16	$d = 30,67 \text{ mm}$
Fabricante (López, 2010)	$D_p = 268 \text{ mm}$
Fabricante (López, 2010)	$D_a = 321 \text{ mm}$
Ecuación 18	$z = 21$

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

5.7.2 Evaluación del diámetro del chorro de agua

Al realizar los cálculos hidráulicos se evidencia el incremento de energía en los bornes del generador, sin embargo el diámetro del chorro y el número de álabes es diferente, querer modificar el rodete Pelton significaría costos elevados, así que la propuesta se enfoca en modificar la boquilla del inyector y la aguja para poder ajustarse al diámetro del chorro de agua de 30 mm.

Esta propuesta de dimensionar nuevamente la geometría del inyector en la parte de la boquilla y aguja servirá como punto de partida para la modificación física, además dimensionaremos las cucharas del rodete para verificar que sus medidas admiten el diámetro del chorro de agua calculado.

- **Dimensionamiento del inyector para $d= 30$ mm**

De la Tabla 4.2 procedemos a calcular las nuevas dimensiones del inyector, que se ajusten al diámetro del chorro.

Tabla 4. 2 Dimensionamiento del inyector para un diámetro de chorro de 30 mm

DIMENSIONES DEL INYECTOR			
Descripción	Rango	Medidas $d=30$mm	Medidas $d=26$mm
A	$1,42 \cdot d$	42,6 mm	33 mm
α_0	40° a 60°	45°	45°
α_1	60° a 90°	70°	70°
Dt	$1,1 \cdot d$	33 mm	27 mm
X	$0,8 \cdot d$	24 mm	22 mm
Dv	$0,58 \cdot d$	17 mm	13 mm
d1	2,5d a 4d	75 mm	66 mm
B	$3,25 \cdot d$	98 mm	88 mm
L	$6,0 \cdot d$	180 mm	150 mm
R	$15 \cdot d$	450 mm	440 mm

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Los rangos de diseño varían de acuerdo al fabricante, en esta propuesta se optó por tomar los rangos más bajos para que las dimensiones sean similares de esta manera no tener que modificar todo el inyector en su diseño.

Del análisis de la tabla 4.2 la modificación más importante que hay que realizar es en la boquilla del inyector para que su diámetro interior cambie a 33mm.

En la figura 4.1 observamos que la boquilla es desmontable lo que facilitará la apertura del diámetro interior hasta los 33 mm tomando en cuenta que el ancho de las paredes de la boquilla no quede muy delgado o en su defecto fabricar otra boquilla.

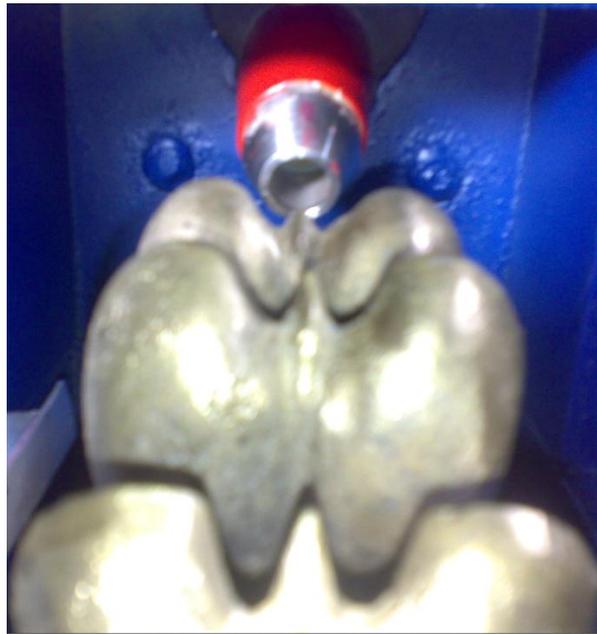


Figura 4.1 Boquilla del inyector

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

- **Dimensionamiento de las cucharas para $d= 30$ mm**

De la tabla 4.3 procedemos a calcular las nuevas dimensiones de las cucharas, que se ajusten al diámetro del chorro.

Tabla 4. 3 Dimensionamiento de las cucharas para un diámetro de chorro de 30 mm

DIMENSIONES DE LA CUCHARA			
Descripción	Rango	Medidas d=30mm	Medidas d=26mm
B	$2,5 \cdot d$	75 mm	66 mm
L	$2,5 \cdot d$	75 mm	61,6 mm
D	$0,85 \cdot d$	25,5 mm	19,8 mm
F	$0,8 \cdot d$	24 mm	23 mm
M	$1,0 \cdot d$	30 mm	22,44 mm
E	$0,3 \cdot d$	9 mm	9,29 mm
L	$1,7 \cdot d$	54 mm	52,20 mm
β_1	10° a 30°	19°	19°
B_2	4° a 20°	15°	15°

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Vemos que la longitud y ancho de las cucharas tienen un incremento del 12% al igual que el ancho de corte de la cuchara, de los cálculos realizados con (VODA) coincide que el ancho de corte recomendado oscila entre los 30 mm.

Dentro de la propuesta es factible modificar el ancho de corte, si las condiciones de generación eléctrica al modificar el diámetro de la boquilla no mejoran.

5.7.3 Costos de la modificación en el inyector

A continuación se detallan los costos de transporte, personal técnico y equipos que se necesitan para modificar la boquilla del inyector:

Tabla 4. 4 Costo de la modificación del inyector

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO (usd)	TOTAL (usd)
1	2	Transporte hasta la ubicación de la PCH	\$ 60,00	\$ 120,00

Continuación de la Tabla 4.3

2	2	Material en acero inoxidable para fabricar la boquilla	\$ 80,00	\$ 80,00
3	1	Personal técnico para la fabricación de la boquilla	\$ 45,00	\$ 90,00
4	12	Horas hombre para el montaje de la boquilla y pruebas de funcionamiento	\$ 35,00	\$ 420,00
			TOTAL:	\$710,00

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

5.7.4 Uso de la demanda eléctrica

Una vez mejorada la capacidad de generación eléctrica se utilizará en beneficio del turismo local, iluminación y usos de herramientas eléctricas:

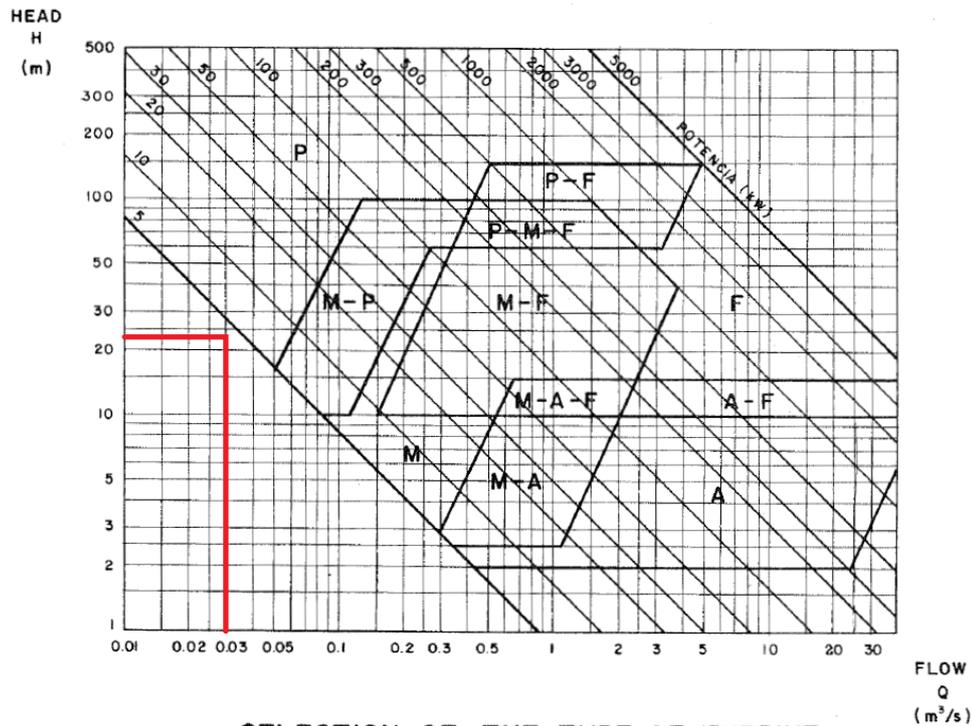
Tabla 4. 5 Consumo promedio de energía

Nº	Artefacto	W	Total horas al día	Consumo de energía
1	Refrigeradora	200	24	200
2	Taladro	400	10	800
2	Esmeril	400	10	800
1	Sierra circular	800	1	800
1	TV + DVD	150	4	150
8	Focos fluorescentes	35	12	280
5	Focos piscinas truchas	100	12	500
	Otros aparatos eléctricos funcionamiento	100	12	100
				3630 W

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Cuando cumpla la vida útil la turbina es necesario verificar si el desempeño de la pico central hidroeléctrica es la más adecuada con la selección de la turbina Pelton o puede ser sustituida en proyectos futuros por una turbina **MICHELL BANKI**, para ello haremos el análisis.

Con un caudal de $0,030 \text{ m}^3/\text{s}$ y una altura neta de $22,3 \text{ m}$ procedemos a seleccionar la mejor opción de turbina para generación eléctrica en un rango de hasta 5 kW .



SELECTION OF THE TYPE OF TURBINE

Figura 4. 2 Selección de turbina

Fuente: (OLADE, Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas – Turbinas Pelton, 1988)

De la intersección entre el caudal y la altura neta en la figura 4.3 observamos que la turbina Pelton y Michel Banki son las mejores opciones para generar hasta 5 kW con el caudal y altura descritos.

Del Anexo 1 también coincide que la Turbina Michell Banki y Turgo son buenas opciones sin embargo esta última se descarta debido a que su proceso de fabricación implica un mayor costo económico en comparación de la turbina Banki.

Capacidad de generación eléctrica con Turbina Michel Banki

Aplicamos un programa de cálculos en Microsoft Excel autoría de (VODA) para determinar la capacidad de generación eléctrica ingresando los datos de caudal y altura disponibles.

- Ingresamos los datos de altura y caudal disponible

Zadáni:

čistý spád "H1":	22.3	[metry]
hltnost "Q":	30	[litr./sec.]

Figura 4. 3 Caudal y altura neta (VODA)

Fuente: (VODA)

- Cálculo de la potencia eléctrica disponible

Výsledky:

výkon:	5.12	[kW]
novité otáčky turbíny "n":	2913	[ot./min.]
průběžné otáčky:	5243	[ot./min.]
průměr oběžného kola "D":	70	[mm]
<i>průměr je vůči spádu v povolených mezích</i>		
vnitřní průměr "d2":	46	[mm]
délka šterbiny "L":	105	[mm]
délka lopatky:	115	[mm]
otevření šterbiny "s":	14	[mm]
okna na výrobu lopatky "DN":	18	[mm]
přibližný průměr hřídele "dh":	24	[mm]

Figura 4. 4 Potencia hidráulica (VODA)

Fuente: (VODA)

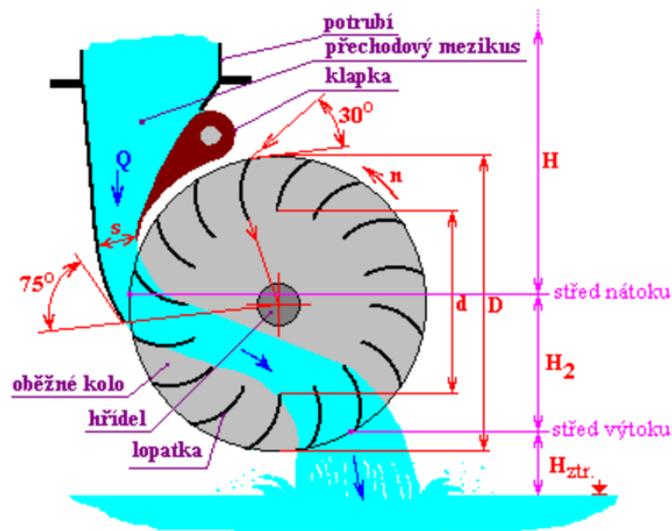


Figura 4. 5 Dimensiones de la turbina Michell Banki (VODA)

Fuente: (VODA)

De acuerdo al programa de cálculo para turbina Michell Banki que se encuentra en idioma Checo, podemos analizar que producirá una potencia hidráulica de 5 kW mientras que con el diseño de turbina Pelton 4,98 kW, en este proyecto de investigación no existe diferencia en las capacidades de generación tanto con turbina Pelton como Michell Banki, el momento de instalar otro sistema de pico generación eléctrica es necesario evaluar los factores económicos de estas dos turbinas para escoger el modelo que más se ajuste a las necesidades de la zona en funcionalidad y economía al momento de su construcción.

5.8 Evaluación socio-económico-ambiental de la propuesta

5.8.1 Económico

Se realizó el análisis económico en nuestro proyecto para saber si es factible o no ejecutarlo, puesto que la generación eléctrica implica grandes beneficios, en especial cuando se la genera en lugares alejados donde la red de electrificación nacional no llega.

Valor residual

Una forma adecuada de depreciación es considerar que el bien pierda su valor anualmente de manera uniforme, desde su valor inicial en el año de su instalación hasta cero en el último año de su vida útil (depreciación lineal).

El valor residual se puede calcular con la siguiente expresión:

$$VR_n = V_i - V_i \frac{(n)}{N}$$

Dónde:

VR_n = Valor residual en el año n; US\$.

V = Valor inicial del bien, en el año de su instalación; US\$.

N = Vida útil del bien; años.

n = Año en que se calcula el valor residual.

Para este proyecto de Pico central en particular se tiene:

$$VR_n = V_i - V_i \frac{(n)}{N}$$

$$VR_{15} = 710 - 710 \frac{(6)}{7} = 101,43USD$$

El valor residual del equipo será de 101,43 USD.

Flujo de caja

Se toma en cuenta como beneficio el ahorro del valor de la energía consumida por el propietario anualmente como si lo estuviera comprando de la empresa estatal, es muy importante recalcar que el Concejo Nacional de Electrificación (CONELEC) aprobó una tarifa única de aproximadamente 0.0868 centavos de dólar por kW/h.

Por lo tanto como la PCH está en funcionamiento desde el año 2010, tomaremos este valor actual al que hay que sumarle en el año final (año 7) el valor residual del equipo.

Para los diferentes electrodomésticos pequeños que no tienen un uso continuo sino esporádico se ha tomado un valor promedio de consumo en el día de 0.43 kW-día

En función a la tabla 4.5 se calculan los kilovatios consumidos en un año, que será el valor a utilizar en el flujo de caja. Se tiene:

CONELEC 0,0865 centavos de dólar el kW/h

Consumo en kilovatios por día = 24,265 kW

Consumo de kilovatios por mes = 24,265 kW día x 30días (1 mes) = 727,95 kW mes

Consumo de kilovatios por año = 727,95 kW mes x 12 meses (1 año) = 8735,4 kW año

Por lo tanto el valor a cancelar por 1 año sería de:

$$8735,4 \text{ kW año} \times 0,0865 \text{ USD} = 755,61 \text{ USD en cada año.}$$

Cálculo del Flujo de caja interno

Tabla 4. 7 Flujo de caja interno en USD.

AÑO	BENEFICIOS			COSTOS			FLUJO DE CAJA
	VALOR ENERGÍA	VALOR RESIDUAL	BENEFICIO TOTAL	INVERSIÓN	OPERAC. Y MANT.	COSTO TOTAL	
1				710		710	710
2	755,61		755,61		100	100	655,61
3	755,61		755,61		100	100	655,61
4	755,61		755,61		100	100	655,61
5	755,61		755,61		100	100	655,61
6	755,61		755,61		120	120	655,61
7	755,61	101,43	857,04		100	100	757,04

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Cálculo de los indicadores del análisis beneficio-costos

Para determinar el valor de los beneficios y costos actualizados hay que hacerlo con una tasa de descuento i , del 7,72 % que es la tasa de interés pasiva de acuerdo con las condiciones de mercado y las disposiciones del banco central del Ecuador.

Tabla 4. 8 Relación Beneficio - Costo $i = 7,74\%$

AÑO	BENEFICIOS			COSTOS		
	VALOR ENERGÍA	FACTOR V. ACTUAL	BENEFICIO ACTUALIZADO	COSTO	FACTOR V. ACTUAL	COSTO ACTUALIZADO
1	0	0,9615	0	710	0,9174	651,354
2	755,61	0,9246	698,63	100	0,8417	84,17
3	755,61	0,8890	671,73	100	0,7722	77,22
4	755,61	0,8548	645,89	100	0,7084	70,84
5	755,61	0,8219	621,03	100	0,6499	64,69
6	755,61	0,7903	597,15	100	0,5963	71,556
7	857,04	0,5553	475,91	100	0,2475	24,75
BENEFICIO TOTAL			3710,34	COSTO TOTAL		1382,35

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

$$R_{B-C} = 2,68$$

Ya que este cociente es mayor que 1, significa que los beneficios son mayores que los costos.

9.3.4 Cálculo del Valor Actual Neto (VAN)

El cálculo del valor actual neto se calcula del resultado de la diferencia del beneficio actualizado menos el costo actualizado.

Tabla 4. 9 Calculo del VAN a una tasa pasiva del 7,74%.

AÑO	BENEFICIO ACTUALIZADO	COSTO ACTUALIZADO
1	0	651,354
2	698,63	84,17
3	671,73	77,22
4	645,89	70,84
5	621,03	64,69
6	597,15	71,556
7	574,18	54,7
Total	3808,61	1074,53

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

$$\text{VAN} = 3808,61 - 1074,53 = 2734,08$$

$$\text{VAN} = 2734,08$$

El proyecto es factible el VAN es positivo.

Cálculo de la tasa interna de retorno TIR

La TIR se calcula con los datos obtenidos de la tabla 4.9 de la siguiente manera:

Tabla 4. 10 Cálculo de la TIR

AÑO	FLUJO DE CAJA
1	-710
2	655,61
3	655,61
4	655,61
5	655,61
6	655,61
7	655,61

Fuente: Fanny Yajaira Mora Acosta

Con una tasa de descuento $i = 7,72 \%$ obtuvimos un $\text{TIR} = 8,8 \%$

Este cálculo ratifica una vez más la factibilidad de la primera propuesta ya que si el TIR es mayor a la tasa de interés anual en vigencia ($i = 7,72 \%$), el proyecto es ejecutable.

5.8.2 Ambiental

Al mejorar la capacidad de generación eléctrica se reduce el uso de otras fuentes que hacen uso de combustibles fósiles para la demanda energética. No se afecta a las vertientes de agua aledañas ni tampoco interfiere en la imagen de la zona considerada como Reserva Natural protegido.

5.8.3 Social

La energía que se produce en la PCH será utilizada en beneficio de los productores de artesanías en madera, ya que facilita el uso de herramientas eléctricas para sus trabajos, también mejorará la calidad de vida de todos los

habitantes que se encuentran incomunicados ya que el punto de auxilio más cercano se encuentra a tres horas de distancia.

Los habitantes de la zona comprenderán que el uso correcto de los recursos energéticos disponibles en la zona genera mejores condiciones de vida y facilitan sus actividades de trabajo diario.

Actualmente el Parque Nacional Llanganates cuenta con tres asentamientos de colonos se espera que se sumen a la creación de sistemas de pico generación eléctrica a bajo costo.

CONCLUSIONES GENERALES

- Al aumentar el caudal a $0,03m^3/s$ la geometría de la boquilla del inyector cambia a 30mm por condiciones de diseño, lo que hace que la potencia eléctrica en los bornes del generador sea de 4000W, si relacionamos el rendimiento al 76% con los 3000W iniciales se tendrá un rendimiento final del 96% a caudal máximo.
- El promedio de giro del generador tiene que ser de 3600 rev/min constantes a plena carga; con esto garantizamos que el voltaje se mantenga en valores de 117 V y una frecuencia de +/-60 Hz, esto avala el correcto funcionamiento de todos los equipos eléctricos que se van a utilizar, cualquier disminución del número de revoluciones de la turbina a plena carga, menores a 600 rev/min influyen directamente en el número de revoluciones del generador ya que éstas se relacionan por medio de un sistema de transmisión por banda; lo que producirá que el voltaje y la frecuencia disminuyan a menos de 53 Hz y ocasionarán averías en los equipos eléctricos.
- Se demuestra que la modificación en la boquilla mejora la potencia eléctrica en el Parque Nacional Llanganates hasta 4,24 kW en los bornes del generador con un caudal del $0,03 m^3/s$ y un rendimiento de la turbina del 96%.
- El diámetro del chorro modificado a 30 mm tiene un impacto considerable en el rendimiento de la turbina, si la boquilla cumple con la medida de 45° de ángulo de la aguja y 33mm de diámetro de la boquilla; que son datos de diseño, se tendrá un chorro uniforme hasta hacer contacto con el álabe.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda cambiar el diámetro de la boquilla a 33 mm, para mejorar la capacidad de generación eléctrica a 4,24 Kw con un caudal máximo de 0,03 m^3/s .
- Se recomienda realizar una mayor investigación acerca del posicionamiento del inyector, ya que el chorro de agua que sale tiene que impactar en el centro de la arista del álabe.
- Se recomienda la creación de un programa para selección y modelación de turbinas hidráulica en un rango 1 a 10 kW de generación, todos los programas actuales abarcan capacidades de generación desde 10 MW en adelante.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alnakhilani. (2015). Efecto del dimensionamiento del cubo y de la boquilla sobre el rendimiento en una turbina Pelton. *Canadian Center of Science and Education*, 9.
- Alvarez. (2012). *Diseño simulación y construcción de una PCH con turbina Pelton*. Loja: Universidad Nacional de Loja.
- Asamblea Constituyente. (20 de Noviembre de 2008). *Constitución de la República del Ecuador*. Quito, Pichincha.
- Bjorn. (2015). Efecto de la alineación del chorro en una turbina Pelton. *International Journal on Hydropower and Dams*, 17.
- Canyon. (2014). Evaluación de los Sistemas de Turbina y Proveedores. *Guide to Hydropower*, 12.
- Castro. (2006). *Mini centrales hidroeléctricas*. Madrid: IDAE.
- Chukwuneke. (2014). Análisis y simulación sobre el efecto de ángulo de agujeros de cabeza y cubo en la salida de potencia de una turbina pelton. *International Journal of Engineering and Applied Sciences*, EAAS.
- Corvis. (2016). Turbina de flujo cruzado por boca dual. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, 5.
- Coz, S. V. (1996). *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Perú: ITDG.
- Energía, S. d. (2008). *PAH Pequeños Aprovechamientos Hidroeléctricos*. Argentina: Secretaria de Energía.
- Energy, D. o. (2009). *Manuals and guidelines for Micro-Hydropower development in Rural Electrification*. Philippines: Jica.
- ESHA. (2004). *Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant*.

- ESHA. (2006). *Guía para el desarrollo de una pequeña central hidroeléctrica*. IEE PROGRAMA ENERGÍA INTELIGENTE PARA EUROPA.
- Fante, J. C. (2007). *Metodología para la rehabilitación y repotenciación de pequeñas centrales hidroeléctricas*. Quito: EPN.
- Ferrada. (2012). *Diseño de rodete de turbina hidráulica tipo Pelton para microgeneración*. Chile: Universidad de Chile.
- HAMBURG, G. (2013). *Pelton turbina*. Germany: Gunt Hamburg.
- ITDG. (1995). *Manual de mini y micro centrales hidroeléctricas*. Peru: ITDG.
- Kapooria. (2009). Análisis de la eficiencia de una turbina Pelton. *Journal of Energy in Southern Africa*, National Institute of Technology Kurukshetra.
- Larsen, A. (2015). *Pelton Turbine - Model Test of a Runner*. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology.
- López. (2010). *Diseño construcción y rehabilitación de una PCH ubicada en el Parque Nacional de los Llangantes del Canton Salcedo*. Riobamba: ESPOCH.
- Lucerne. (2004). Visualización del flujo en turbinas Pelton. *IGHEM*, 9.
- OLADE. (1985). *Manual de diseño de pequeñas centrales hidroeléctricas*. Colombia: OLADE.
- OLADE. (1988). *Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas – Turbinas Pelton*. Quito: Lima Gráfica Educativa.
- Ortiz. (2013). *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Mexico: Ediciones de la U.
- Penche. (2004). *Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant*. Europa: ESHA.

- Perrig, A. K. (2006). Caudal en un alabe de la turbina Pelton. *Journal of Fluids Engineering*, 9.
- Quintero, E. T. (2010). *Investigación de pequeñas centrales en Colombia* . Colombia: INEA.
- Ramoska, V. M. (2009). Optimización de Pico turbinas Hidráulicas existentes: Diseño y fabricación de componentes principales. *Hyfusen*, 6.
- Renedo, C. J. (2010). *Turbinas hidráulicas* . España: Universidad de Cantabria.
- Rojas. (2009). Centrales Eléctricas. *Centrales Eléctricas*, 25.
- Rojas, A. (2014). *Centrales Eléctricas*. Peru: UNS.
- Singh, D. (2009). *Micro Hydro Power* . Asia: APCCT.
- Solano. (2015). *Diseño de una pico central hidroeléctrica*. Bogota: Universidad Libre.
- Tenorio. (2005). *Diseño e Implementación de un Prototipo de una PCH*. Latacunga : ESPE.
- Torres. (2006). *Dimensionamiento de una microcentral hidroeléctrica*. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander.
- VODA, M. (s.f.). *Peltonova turbína*. Obtenido de Malá Voda: <http://mve.energetika.cz/primotlaketurbiny/pelton.htm>
- Zidonis. (2015). Desarrollo de turbinas de impulso hidráulico y nuevas oportunidades. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , 13.

ANEXOS

Anexo 1 Características principales de turbinas hidráulicas

Tabla 4.1		Características principales de turbinas hidráulicas					
TURBINA	Inventor y año de patente	N_s (rpm, HP, m) rpm	Q m ³ /s	H m	P kW	$\eta_{m\acute{a}x}$ %	
A C C I Ó N	PELTON	Lester Pelton (EE.UU.) 1880	1 Ch: 30 2 Ch: 30-50 4 Ch: 30-50 6 Ch: 50-70	0.05-50	30-1800	2-300000	91
	TURGO	Eric Crewdson (G. Bretaña) 1920	60-260	0.025-10	15-300	5-8000	85
	MICHELL- BANKI	A.G. Michell (Australia) 1903 D. Banki (Hung.) 1917-1919	40-160	0.025-5	1-50 (200)	1-750	82
R E A C T I Ó N	Bomba rotodinámica	Dionisio Papin (Francia) 1689	30-170	0.05-0.25	10-250	5-500	80
	FRANCIS	James Francis (G. Bretaña) 1848	L: 60-150 N: 150-250 R: 250-400	1-500	2-750	2-750000	92
	DERIAZ	P. Deriaz (Suiza) 1956	60-400	500	30-130	100,000	92
	KAPLAN y de hélice	V. Kaplan (Austria) 1912	300-800	1000	5-80	2-200000	93
	AXIALES: - Tubular - Bulbo - Generador periférico	Kuhne-1930 Hugenin-1933 Harza-1919	300-800	600	5-30	100,000	93

Anexo 2 Eficiencia del grupo de generación

Potencia (kW)	TIPO DE TURBINA			
	PELTON	MICHELL-BANKI	FRANCIS	AXIAL
<50	58-65%	54-62%	59-65%	58-66%
51-500	65-69	62-65	66-70	66-70
501-5000	69-73	65*	70-74	70-74

* Limitación por máxima potencia de 1000 kW.
Fuente: ONUDI Mini Hydro Power Stations, UNIDO/OS 225, Viena (1981).

Anexo 3 Rendimiento característico para una etapa de transmisiones

Transmisiones dentadas	99%
Transmisiones por cadena	97.99%
T. por correa plana	95 - 97%
T. por correa trapezoidal	96%
T. por tornillo sin fin	75 - 90%

Anexo 4 Clasificación de las turbinas según el número específico de revoluciones

Tabla II. Clasificación general de las turbinas hidráulicas según los números específicos N_q y N_s .

TURBINA	N_q	N_s
Pelton:		
lenta	1 - 3	4 - 10
normal	3 - 6	10 - 20
rápida	6 - 9	20 - 30
Turgo:		
	3 - 7	10 - 23
Michell-Banki		
	12 - 48	40 - 160
Francis y Deriaz		
lenta	18 - 45	60 - 150
normal	45 - 75	150 - 250
rápida	75 - 120	250 - 400
Kaplan y axiales		
lenta	90 - 135	300 - 450
normal	135 - 200	450 - 650
rápida	200 - 240	650 - 800

NOTA: Los valores de N_s han sido calculados con una eficiencia promedio de $\eta = 0.84$

Anexo 5 Dimensiones del inyector

Descripción	Rango
a = Diámetro máximo de la aguja	1.42d a 1.62d
α_0 = Angulo de la punta de la aguja	40° a 60°
α_1 = Angulo de la punta del inyector	60° a 90°
dt = Diámetro de las punta del inyector	1.1d a 1.4d
x = Recorrido máximo de la aguja	0.5d a 1.16d
dv = Diámetro del vástago de la aguja	0.58d a 1.16d
b = Longitud de la aguja	3.25d a 3.7d
d₂ = Diámetro mayor en la curvatura del inyector	4.5d a 4.6d
l = Longitud del tramo recto del inyector	6.0d a 12.1d
r = radio de curvatura del inyector	15d a 25d
d₁ = Diámetro del tramo recto del inyector	2.5d a 4d

Anexo 6 Dimensiones del álabe de la turbina

Descripción	Rango
B = Ancho de la cuchara	2.5d a 4.0d
L = Longitud de la cuchara	2.5d a 3.5d
D = Profundidad de la cuchara	0.85d a 1.3d
f = Longitud desde el corte hasta el centro del chorro	0.8d a 1.1d
M = Ancho de corte de la cuchara	1.0d a 1.2d
e = Longitud radial del corte de la cuchara	0.3d a 0.6d
l = Longitud de la cuchara en la mitad de la misma	1.6d a 1.7d
β_1 = Angulo de entrada del agua a la cuchara	10° a 30°
β_2 = Angulo de salida del agua a la cuchara	4° a 20°

Anexo 7 Planos