



Universidad Técnica de Cotopaxi

DIRECCIÓN DE POSGRADOS

Programa de Maestría en Gestión de Energías Cohorte 2014

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

TEMA:

“EL DIMENSIONAMIENTO GEOMÉTRICO Y SU INCIDENCIA EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA TURBINA PELTON DE LAS UNIDADES TRES Y CUATRO, EN LA CENTRAL DE GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA ILLUCHI I, DE LA EMPRESA ELEPCO S.A. ELABORACION DE UNA BASE INFORMÁTICA DE RESPALDO DE INGENIERIA CAD – CAM”

Trabajo de Grado presentado como requisito en opción al Grado Académico de Magister en Gestión de Energías.

Autor:

TORO Rubio, Jaime Patricio

Tutor:

PhD. TORRES Tamayo, Enrique

Latacunga – Ecuador

Febrero – 2017



Universidad
Técnica de
Cotopaxi

DIRECCIÓN DE POSGRADO APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

En calidad de Miembros del Tribunal de Grado aprueban el presente Informe de investigación de posgrados de la Universidad Técnica de Cotopaxi; por cuanto, el maestrante: Toro Rubio Jaime Patricio, con el título de tesis: **“EL DIMENSIONAMIENTO GEOMÉTRICO Y SU INCIDENCIA EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA TURBINA PELTON DE LAS UNIDADES TRES Y CUATRO, EN LA CENTRAL DE GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA ILLUCHI I, DE LA EMPRESA ELEPCO S.A. ELABORACION DE UNA BASE INFORMÁTICA DE RESPALDO DE INGENIERIA CAD – CAM”**, 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, febrero de 2017.

Para constancia firman:

Ing. MSc. Manuel Ángel León Segovia
CC: 0502041353
PRESIDENTE - TRIBUNAL

PhD. Héctor Laurencio Alfonso
CC: 1712813
MIEMBRO - TRIBUNAL

PhD. Gustavo Rodríguez Barcenas
CC: 1757001357
MIEMBRO - TRIBUNAL

PhD. Iliana Antonia Gonzáles Palau
CC: 1757070659
OPOSITOR - TRIBUNAL

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

En calidad de Tutor de la Tesis de Posgrado sobre el tema:

“EL DIMENSIONAMIENTO GEOMÉTRICO Y SU INCIDENCIA EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA TURBINA PELTON DE LAS UNIDADES TRES Y CUATRO, EN LA CENTRAL DE GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA ILLUCHI I, DE LA EMPRESA ELEPCO S.A. ELABORACION DE UNA BASE INFORMÁTICA DE RESPALDO DE INGENIERIA CAD – CAM”, de Toro Rubio Jaime Patricio., maestrante de Gestión de las Energías, considero que dicho Informe Investigativo cumple con los requerimientos metodológicos y aportes científico-técnicos suficientes para ser sometidos a la evaluación del Tribunal de Validación de Tesis que el Honorable Consejo de Posgrados de la Universidad Técnica de Cotopaxi designe, para su correspondiente estudio y calificación.

Latacunga, febrero del 2017

El Tutor

.....
PhD. Enrique Torres Tamayo
CC: 1757121940

RESPONSABILIDAD POR LA AUTORÍA DE LA TESIS

Los criterios emitidos en el presente trabajo de investigación **“EL DIMENSIONAMIENTO GEOMÉTRICO Y SU INCIDENCIA EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA TURBINA PELTON DE LAS UNIDADES TRES Y CUATRO, EN LA CENTRAL DE GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA ILLUCHI I, DE LA EMPRESA ELEPCO S.A. ELABORACION DE UNA BASE INFORMÁTICA DE RESPALDO DE INGENIERIA CAD – CAM”**, como los contenidos, ideas, análisis, conclusiones, recomendaciones y propuesta son de exclusiva responsabilidad del autor.

.....

Jaime Patricio Toro Rubio

CC: 0503274847

AGRADECIMIENTO

Mi más sentido agradecimiento a la Universidad Técnica de Cotopaxi, a la Dirección de Posgrados, por la labor que realizan a favor de la comunidad y por ser un apoyo en el desarrollo de los pueblos por medio de la educación.

A la Empresa Eléctrica Cotopaxi ELEPCO S.A., a nombre de su Gerente Ing. Miguel Lucio, por el apoyo y la apertura para la realización del presente proyecto de investigación.

A mi director de tesis PhD. Enrique Torres por su soporte en la presente investigación y el tiempo valioso dedicado.

DEDICATORIA

Dedico este proyecto de investigación a Dios por haberme dado la capacidad de desarrollarme humana y profesionalmente en el transcurso de mi vida.

A mis padres que por su paciencia y ejemplo, han sido un pilar fundamental en mi desarrollo personal, humano y profesional.

INDICE DE CONTENIDOS

| | |
|---|-------|
| APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO..... | ii |
| ACEPTACIÓN DEL TUTOR | iii |
| RESPONSABILIDAD POR LA AUTORÍA DE LA TESIS..... | iv |
| AGRADECIMIENTO | v |
| DEDICATORIA..... | vi |
| INDICE DE CONTENIDOS..... | vii |
| INDICE DE FIGURAS..... | xii |
| INDICE DE TABLAS..... | xvi |
| RESUMEN..... | xviii |
| ABSTRACT | xix |
| INTRODUCCIÓN..... | 1 |
| JUSTIFICACIÓN..... | 2 |
| PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN..... | 3 |
| OBJETO DE LA INVESTIGACIÓN | 3 |
| CAMPO DE ACCIÓN..... | 3 |
| OBJETIVO GENERAL..... | 3 |
| HIPÓTESIS | 4 |
| OBJETIVOS ESPECÍFICOS..... | 4 |
| SISTEMAS DE TAREAS POR OBJETIVOS | 4 |
| PARADIGMA O ENFOQUE EPISTEMOLÓGICO | 6 |
| ALCANCE DE LA INVESTIGACIÓN..... | 6 |
| CAPÍTULO 1..... | 8 |
| MARCO TEÓRICO Y CONTEXTUAL..... | 8 |
| 1.1. Introducción..... | 8 |
| 1.2. Argumentación legal de las centrales hidroeléctricas en el Ecuador . | 9 |
| 1.3. Antecedentes del estudio | 10 |
| 1.4. Aspectos teóricos fundamentales..... | 14 |
| 1.4.1. Generación eléctrica | 14 |
| 1.4.2. Generador eléctrico de corriente alterna | 15 |
| 1.4.3. Generación hidroeléctrica | 15 |
| 1.5. Sistemas hidrodinámicos en generación eléctrica | 15 |
| 1.5.1. Según el tipo de embalse..... | 16 |
| 1.5.2. Centrales hidroeléctricas según el salto | 18 |
| 1.5.3. Centrales hidroeléctricas según la potencia | 18 |
| 1.5.4. Centrales hidroeléctricas según la economía de la explotación...19 | |

| | |
|---|-----------|
| 1.5.5. Centrales hidroeléctricas según el lugar de instalación | 19 |
| 1.6. Máquinas hidráulicas..... | 20 |
| 1.6.1. Máquinas de desplazamiento positivo..... | 20 |
| 1.6.2. Turbomáquinas hidráulicas | 21 |
| 1.7. Tipos de turbinas para generación hidroeléctrica | 21 |
| 1.7.1. Turbinas de acción o de impulso..... | 22 |
| 1.7.2. Turbinas de reacción..... | 22 |
| 1.8. Turbina Pelton..... | 24 |
| 1.8.1. Principio de funcionamiento turbina Pelton..... | 29 |
| 1.9. Análisis de flujo | 29 |
| 1.10. Cavitación en turbinas hidráulicas | 30 |
| 1.11. CAD (Diseño Asistido por Computador) - CAM (Manufactura Asistida por Computador) y su relación con el proceso de diseño y manufactura | 31 |
| 1.11.1. Análisis y simulación de flujo SolidWorks | 32 |
| 1.12. Descripción Hidroeléctrica Illuchi I..... | 33 |
| 1.13. Conclusiones del Capítulo 1 | 34 |
| CAPÍTULO 2..... | 35 |
| MODELO TEÓRICO EXPERIMENTAL..... | 35 |
| 2.1. Introducción..... | 35 |
| 2.2. Ecuación de la continuidad..... | 35 |
| 2.2.1. Caudal hidráulico | 36 |
| 2.2.2. Caudal Hazen-Williams | 36 |
| 2.3. Ecuación de Bernoulli para fluidos incompresibles | 37 |
| 2.4. Pérdidas de energía | 39 |
| 2.4.1. Pérdidas primarias | 39 |
| 2.4.2. Pérdidas secundarias..... | 42 |
| 2.4.3. Pérdidas en la rejilla | 44 |
| 2.5. Principio de impulso | 45 |
| 2.6. Ecuación fundamental turbomáquinas de Euler | 46 |
| 2.6.1. Triángulo de velocidades | 46 |
| 2.7. Triángulo de Euler aplicado para turbinas Pelton | 48 |
| 2.8. Velocidad de rotación síncrona | 50 |
| 2.9. Consideraciones para el diseño de turbinas Pelton..... | 50 |
| 2.9.1. Diámetro del inyector | 50 |
| 2.9.2. Dimensionamiento del álabe | 51 |
| 2.9.3. Dimensionamiento del rodete..... | 54 |

| | |
|--|----|
| 2.9.4. Número de álabes y paso | 55 |
| 2.9.5. Dimensionamiento de la cámara | 56 |
| 2.10. Potencia hidráulica | 57 |
| 2.11. Fuerzas y momentos en la turbina Pelton..... | 58 |
| 2.12. Potencia y rendimiento mecánico | 59 |
| 2.12.1. Potencia de salida | 59 |
| 2.12.2. Potencia interna | 61 |
| 2.13. Rendimiento hidráulico | 63 |
| 2.14. Rendimiento volumétrico | 63 |
| 2.15. Rendimiento mecánico | 64 |
| 2.16. Rendimiento total | 64 |
| 2.17. Selección de los materiales | 64 |
| 2.18. Método de elementos finitos..... | 65 |
| CAPÍTULO 3..... | 67 |
| MEMORIA DE CÁLCULO Y RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN.... | 67 |
| 3.1. Introducción..... | 67 |
| 3.2. Parámetros operacionales..... | 67 |
| 3.2.1. Altura del túnel de carga | 68 |
| 3.2.2. Caudal de abastecimiento y consumo..... | 68 |
| 3.3. Número de Reynolds..... | 70 |
| 3.4. Rugosidad relativa en la tubería | 71 |
| 3.5. Pérdidas primarias | 71 |
| 3.6. Pérdidas secundarias | 72 |
| 3.6.1. Pérdidas en las rejillas | 74 |
| 3.7. Triángulo de velocidades de Euler | 75 |
| 3.8. Velocidad de rotación síncrona | 76 |
| 3.9. Dimensionamiento del inyector..... | 77 |
| 3.10. Dimensionamiento de la turbina Pelton | 77 |
| 3.10.1. Dimensionamiento del álabe de la turbina Pelton | 77 |
| 3.10.2. Dimensionamiento del rodete de la turbina Pelton..... | 78 |
| 3.10.3. Dimensionamiento de la cámara | 80 |
| 3.11. Potencia hidráulica | 80 |
| 3.12. Cálculo de fuerzas y momentos en la turbina Pelton | 81 |
| 3.13. Cálculo de la potencia y rendimiento | 84 |
| 3.13.1. Potencia de salida | 84 |
| 3.13.2. Potencia interna | 85 |

| | |
|--|-----|
| 3.14. Rendimiento hidráulico | 87 |
| 3.15. Rendimiento volumétrico | 87 |
| 3.16. Rendimiento mecánico | 87 |
| 3.17. Rendimiento Total | 88 |
| 3.18. Selección de los materiales | 88 |
| 3.19. Conclusiones del capítulo | 89 |
| CAPÍTULO 4..... | 90 |
| PROPUESTA | 90 |
| 4.1. Título de la propuesta..... | 90 |
| 4.2. Justificación de la propuesta | 90 |
| 4.3. Objetivo de la propuesta..... | 90 |
| 4.4. Estructura de la propuesta | 91 |
| 4.5. Desarrollo de la propuesta | 91 |
| 4.6. Caracterización de la turbina en función de las variables operacionales | 92 |
| 4.7. Diseño virtual de la turbina Pelton | 93 |
| 4.7.1. Selección de la turbina Pelton por geometría y situación operacional | 93 |
| 4.7.2. Modelado digital del álabe..... | 95 |
| 4.8. Comportamiento hidrodinámico del álabe | 97 |
| 4.8.1. Simulación hidrodinámica ANSYS Workbench CFX..... | 97 |
| 4.8.2. Comportamiento hidrodinámico de la turbina | 102 |
| 4.9. Estudio de momento en función de las variables hidrodinámicas .. | 107 |
| 4.9.1. Determinación de momento basado en las características hidrodinámicas del sistema | 111 |
| 4.10. Análisis financiero TIR y VAN..... | 114 |
| 4.11. Huella de carbono | 115 |
| CONCLUSIONES GENERALES | 117 |
| RECOMENDACIONES..... | 118 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 119 |
| ANEXOS | 123 |
| ANEXO A | 123 |
| ANEXO B | 124 |
| ANEXO C | 126 |
| ANEXO D | 127 |
| ANEXO E | 128 |

| | |
|--------------|-----|
| ANEXO F..... | 129 |
| ANEXO G..... | 130 |
| ANEXO H..... | 131 |
| ANEXO I..... | 134 |
| ANEXO J..... | 135 |

INDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1. Central de agua fluyente (Fuente: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, 2000)..... | 16 |
| Figura 2. Central de regulación (Fuente: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, 2000)..... | 16 |
| Figura 3. Centrales de acumulación por bombeo (Fuente: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, 2000)..... | 17 |
| Figura 4. Centrales mareomotrices (Fuente: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, 2000)..... | 18 |
| Figura 5. Esquema del rodete de una turbina Pelton (Fuente: Gonzales, 2009)..... | 24 |
| Figura 6. Vista de secciones de una cuchara de una turbina Pelton (fuente: Gonzales, 2009). | 25 |
| Figura 7. Turbina Pelton (Fuente: Mataix, 1982)..... | 26 |
| Figura 8. Turbina pelton de eje horizontal con dos inyectores (Fuente: Fernandez, 2003)..... | 28 |
| Figura 9. Turbina Pelton de eje vertical (Fuente: Fernández, 2003)..... | 29 |
| Figura 10. Comportamiento de un flujo turbulento y laminar (Fuente: Gutiérrez, 2009)..... | 30 |
| Figura 11. Simulación de flujo e hidrodinámica (Fuente: Gutiérrez, 2009)..... | 32 |
| Figura 12. Circulación de fluido por una sección de altura y sección variable (Fuente: Mott, 2006)..... | 36 |
| Figura 13. Factor de resistencia para sistemas de filtrado según su forma. (Fuente: Villaroel, 2009)..... | 45 |
| Figura 14. Triángulo de velocidades a la entrada del álabe (Fuente: Orozco, 2011)..... | 47 |
| Figura 15. Triángulo de velocidades a la salida del álabe (Fuente: Orozco, 2011)..... | 47 |
| Figura 16. Chorro de agua y desviación por la cuchara (Fuente: Mataix, 1982)..... | 48 |
| Figura 17. Triángulo de velocidades en entrada del fluido..... | 48 |
| Figura 18. Triángulo de velocidades a la salida del fluido..... | 49 |
| Figura 19. Datos referenciales álabe Pelton (Fuente: Nechleba, 1957)..... | 51 |

| | |
|--|----|
| Figura 20. Geometría y parámetros referenciales del álabe de una turbina Pelton..... | 52 |
| Figura 21. Referencia del ángulo de la arista en el álabe Pelton.... | 53 |
| Figura 22. Parámetros físicos del fluido a la salida del álabe..... | 53 |
| Figura 23. Geometría y parámetros referenciales del rodete de una turbina Pelton..... | 55 |
| Figura 24. Coeficientes de dimensionamiento de la carcasa de una turbina Pelton (Fuente: Zhang, 2016)..... | 57 |
| Figura 25. Altura referencial sobre el nivel del mar h_0 y h_1 | 68 |
| Figura 26. Túneles de carga Central de Generación Illuchi I..... | 70 |
| Figura 27. Geometría de la malla en la toma del túnel de carga.... | 74 |
| Figura 28. Placa de parámetros eléctricos generador WA 58 1..... | 77 |
| Figura 29. Potencia hidráulica en función de caudal..... | 81 |
| Figura 30. Gráfica de la ecuación de la fuerza con respecto a la velocidad de salida del fluido..... | 83 |
| Figura 31. Curva del momento ejercido por el rodete Pelton..... | 84 |
| Figura 32. Proyección de la velocidad específica en función del caudal..... | 85 |
| Figura 33. Relación caudal – altura para aplicación de diferentes turbinas hidráulicas (Fuente: Castro, 2006)..... | 92 |
| Figura 34. Turbina Pelton de álabes insertados..... | 93 |
| Figura 35. Turbina Pelton en un solo cuerpo..... | 94 |
| Figura 36. Modelado geométrico del álabe Pelton SolidWorks 2016. | 95 |
| Figura 37. Características del material AISI 316..... | 95 |
| Figura 38. Factor de seguridad mínimo y máximo establecido por diseño. | 96 |
| Figura 39. Limite elástico von Mises..... | 97 |
| Figura 40. Condiciones de flujo para la simulación..... | 98 |

| | |
|---|-----|
| Figura 41. “Geometry” definición de geometría y volumen de operación..... | 98 |
| Figura 42. “Mesh” delimitación de las zonas de operación y análisis. | 99 |
| Figura 43. “Setup” dominios y límites el sistema..... | 100 |
| Figura 44. “Solution” procedimiento de cálculo..... | 101 |
| Figura 45. “Result” resultados de la simulación..... | 101 |
| Figura 46. Simulación del modelo hidrodinámico propuesto y modelo actual..... | 102 |
| Figura 47. Dispersión del fluido en la turbina propuesta..... | 103 |
| Figura 48. Correcciones del modelo geométrico en base a la simulación. | 103 |
| Figura 49. Incidencia del chorro de agua paso 1, modelo propuesto. | 104 |
| Figura 50. Incidencia del chorro de agua paso 2, modelo propuesto. | 104 |
| Figura 51. Incidencia del chorro de agua paso 3, modelo propuesto. | 104 |
| Figura 52. Incidencia del chorro de agua paso 1, modelo en funcionamiento. | 105 |
| Figura 53. Incidencia del chorro de agua paso 2, modelo en funcionamiento. | 105 |
| Figura 54. Incidencia del chorro de agua paso 3, modelo en funcionamiento. | 105 |
| Figura 55: Puntos de medición de la velocidad en el perfil del álabe. | 106 |
| Figura 56: Módulo de velocidad en los puntos señalados..... | 107 |
| Figura 57. Interrelación de procesos de simulación Fluid Flow (CFX) y Static Structural. | 108 |
| Figura 58. Superficies de acción con respecto al impacto del fluido. | 108 |
| Figura 59. Condiciones de frontera del modelo propuesto..... | 109 |
| Figura 60. Simulación “Moment Reaction”, modelo propuesto..... | 110 |
| Figura 61. Simulación “Moment Reaction”, modelo en funcionamiento. | 110 |

| | |
|---|-----|
| Figura 62. Curva de momento calculado en función del caudal..... | 111 |
| Figura 63. Potencia de salida simulados y calculado..... | 112 |
| Figura 64. Rendimiento potencia de salida sobre potencia hidráulica. | 112 |
| Figura 65. Disposición del sistema en función de la velocidad específica..... | 113 |
| Figura 66. kg CO ₂ / MWh por tipo de combustible. | 116 |

INDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1. Centrales hidroeléctricas según la potencia (Fuente: Mataix, 1982)..... | 19 |
| Tabla 2. Tipo de turbinas en base a la altura del salto (Fuente: Mataix, 1982)..... | 23 |
| Tabla 3. Coeficiente de Hazen – Williams Ch (Fuente: Mott, 2006)..... | 37 |
| Tabla 4. Valores de diseño de la rugosidad de tubos (Fuente: Mott, 2006)..... | 41 |
| Tabla 5. Coeficientes de resistencia para válvulas y acoplamientos (Fuente: Mott, 2006)..... | 43 |
| Tabla 6. Resistencia de válvulas y acoplamientos expresados en longitud equivalente (Fuente: López, 2015)..... | 44 |
| Tabla 7. Relación del ancho del álabe en función diámetro del inyector (Fuente: Nechleba, 1957)..... | 52 |
| Tabla 8. Número de álaves en función de la relación de diámetro del rodete vs diámetro del chorro (Fuente: Hernández, 1984)..... | 56 |
| Tabla 9. Coeficientes de diseño para la carcasa de una turbina Pelton (Fuente: Zhang, 2016)..... | 57 |
| Tabla 10. Límite de aplicación para turbinas Pelton de un inyector. (Fuente: Ferrada, 2012)..... | 61 |
| Tabla 11. Estimación de rendimiento para sistemas con más de dos inyectores en función de la velocidad específica. (Fuente: Ferrada, 2012)..... | 61 |
| Tabla 12. Caudal de abastecimiento..... | 69 |
| Tabla 13. Coeficiente de resistencia y longitud equivalente para accesorios en la tubería de carga..... | 72 |
| Tabla 14. Coeficiente de resistencia K, para un f_r de 0.019..... | 72 |
| Tabla 15. Resultado de pérdidas en Válvulas y acoplamientos... | 74 |

| | |
|--|-----|
| Tabla 16. Variables de la ecuación 19..... | 74 |
| Tabla 17. Medidas del álabe de la turbina Pelton..... | 78 |
| Tabla 18. Medidas referenciales cámara turbina Pelton..... | 80 |
| Tabla 19. Propiedades químicas acero AISI 316..... | 89 |
| Tabla 20. Identificación de puntos de velocidad en el perfil transversal del álabe..... | 107 |
| Tabla 21. Disposición del sistema en función de la potencia de salida..... | 113 |
| Tabla 22. Disposición del sistema en función de la velocidad específica..... | 113 |
| Tabla 23. Ingresos anuales por incremento de potencia generada..... | 114 |
| Tabla 24. Ingresos anuales por potencia total generada unidades tres y cuatro al 80% de carga..... | 114 |



PROGRAMA DE MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS

TEMA: “EL DIMENSIONAMIENTO GEOMÉTRICO Y SU INCIDENCIA EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA TURBINA PELTON DE LAS UNIDADES TRES Y CUATRO, EN LA CENTRAL DE GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA ILLUCHI I, DE LA EMPRESA ELEPCO S.A. ELABORACION DE UNA BASE INFORMÁTICA DE RESPALDO DE INGENIERIA CAD – CAM”

Autor: RUBIO TORO, Jaime Patricio

Tutor: TORRES Tamayo, Enrique.

RESUMEN

El presente proyecto busca obtener la máxima eficiencia en la turbina Pelton de las unidades tres y cuatro de la central de generación hidroeléctrica Illuchi I en la empresa ELEPCO S.A., mediante el adecuado dimensionamiento geométrico en función de las características de la fuente hídrica. Se ha identificado deficiencias en los métodos de manufacturación y merma de datos ingenieriles, lo que ocasiona pérdida de eficiencia en el sistema y reduce la confiabilidad en operación del equipo. Se realizó la simulación del comportamiento del álabe en contacto con el fluido por medio de un software de diseño, además; la hidrodinámica del mismo con respecto a la circulación del agua por la superficie de la pieza, para obtener la mayor eficiencia posible y disminuir las pérdidas características producidas por el sistema. Con el modelo propuesto con base en la identificación, evaluación y caracterización de los parámetros operacionales, se determinó las medidas referenciales de la turbina Pelton para luego ser evaluadas mediante un software de simulación por medio del método de elementos finitos y obtener un incremento en la potencia de 230.92 kW por unidad de generación, lo que resulta con una rentabilidad anual de \$ 159611,90 dólares americanos y con un precio de \$ 0,04 dólares americanos por kWh. De esta manera se cumple con el objetivo planteado de un sistema energético eficiente basado en el correcto dimensionamiento geométrico, respaldado por la elaboración de una base informática digital CAD – CAM.

DESCRIPTORES: Dimensionamiento geométrico, eficiencia energética, turbina Pelton, generación hidroeléctrica, base informática, ingeniería CAD – CAM.



Universidad
Técnica de
Cotopaxi

DIRECCIÓN DE POSGRADO

PROGRAMA DE MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS

TOPIC: "THE GEOMETRIC DIMENSIONING AND ITS IMPACT ON ENERGY EFFICIENCY OF TURBINE UNITS PELTON THREE AND FOUR IN THE CENTRAL HYDROELECTRIC GENERATION ILLUCHI I, ELEPCO COMPANY S.A. DEVELOPMENT OF A BASE COMPUTER ENGINEERING SUPPORT CAD - CAM "

Autor: RUBIO TORO, Jaime Patricio

Tutor: TORRES Tamayo, Enrique.

ABSTRACT

The present project seeks to obtain maximum efficiency in the Pelton turbine of units three and four of the hydroelectric generation plant Illuchi I in the company ELEPCO S.A., by the appropriate geometric dimensioning in function of the characteristics of the water source. Deficiencies in manufacturing methods and engineering data loss have been identified, resulting in a loss of efficiency system and reduced reliability in the operation of the equipment. It made the simulation of the behavior of the blade in contact with the fluid through of design software, besides; the hydrodynamics with respect to the water circulation by the surface of the piece, to obtain the greater efficiency and decrease the lost characteristics produced by the system. This model besought is based on the identification, evaluation and characterization of the operational parameters, and the reference measurements of the Pelton turbine were determined to be evaluated by simulation software using the finite element method and to obtain an increase in the Power of 230.92 kW per generation unit, resulting in an annual return of US \$ 159611.90 and with a price of US \$ 0.04 per kWh. In this way the objective of an efficient energy system based on the correct geometric dimensioning, supported by the development of a CAD - CAM digital computer base, is fulfilled.

DESCRIPTORS: Geometric Dimensioning, energy efficiency, Pelton turbine, hydroelectric generation, computer-based engineering CAD - CAM.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad en el país el sistema de generación hidroeléctrico, está tomando fuerza debido a su bajo impacto ambiental y el amplio recurso hídrico que tiene el Ecuador. El objetivo fundamental es abastecer la demanda de energía eléctrica generada por la introducción de nueva tecnología de una manera limpia y confiable. La primera central hidroeléctrica se construyó en 1880 en Northumberland, Gran Bretaña. El principal impulso de la energía hidráulica se produjo por el desarrollo del generador eléctrico, seguido del perfeccionamiento de la turbina hidráulica.

Dentro del amplio campo de los elementos motrices para la generación hidroeléctrica esta la turbina Pelton, que debe su nombre a Lester Allan Pelton (1829 – 1908), quien buscando oro en California, concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas, que aprovechan la energía cinética del agua encaminada por un sistema de caída. Este tipo de elementos también son conocidos como turbinas de presión entrando así en el grupo de las denominadas turbinas tangenciales y turbinas de acción.

El Ministerio de Energías Renovables (2010), señala que en el Ecuador, desde el 7 de febrero del 2008 las empresas Termopichincha de Ecuador y de Enarsa de Argentina, fundaron la compañía Coca Codo Sinclair S.A. a cargo del proyecto de generación hidroeléctrica más grande del país con 1500 MW, donde por las características hídricas y geográficas utilizan como elemento motriz una turbina Pelton de eje vertical.

Quispe (2009), describe que la empresa eléctrica de Cotopaxi ELEPCO S.A., administra cinco centrales de generación hidroeléctrica CENTRAL ILLUCHI I, CENTRAL ILLUCHI II, CENTRAL EL ESTADO, CENTRAL CATAZACON y ANGAMARCA, con una capacidad de 5244 kVA, 6500 kVA, 2125 kVA, 1000 kVA y 375 kVA, respectivamente, aprovechando el potencial hídrico de la provincia de Cotopaxi. (Quispe, 2009).

Calero (2007), en síntesis detalla que la central hidroeléctrica ILLUCHI I, está compuesta de cuatro turbinas marca Bell, tipo Pelton, que sirven de elemento motriz a cuatro generadores de marca BBC, que operan a un voltaje de 2400 V a 60 Hz, la potencia total instalada es de 5244 kVA, distribuidos en dos grupos de 872 kVA a 1200 rpm y dos de 1750 kVA de 900 rpm, el dique de captación de agua para la central viene del río ILLUCHI ubicado en la cordillera orientada al este de la ciudad de Latacunga.

La central de generación viene operando de manera continua desde 1951, es una central de baja presión con un caudal de 350 L/s y una altura neta de 290 m desde la toma de la tubería de carga, la ineficiencia del sistema ocasiona que no se aproveche en su totalidad el recurso hídrico energético.

La eficiencia de la turbina Pelton se basa principalmente en el correcto dimensionamiento geométrico en función de las características de la fuente energética, además de la selección adecuada del material de fabricación y componentes mecánicos que forman parte del ensamble.

Los métodos de fabricación empleados para la elaboración de la turbina constituyen un pilar importante en la hidrodinámica del elemento principalmente en la geometría del álabe que debe aprovechar el máximo de energía al impacto con el chorro de agua y al mismo tiempo conservar sus características por tiempos prolongados de operación brindando total confiabilidad al sistema.

Los paquetes computacionales de diseño mecánico CAD – CAM, nos permiten tener una simulación detallada sobre el comportamiento de las piezas con el entorno físico referencialmente con elementos que conforman una turbina en sus partes motrices, lo que permite optimizar energéticamente la geometría de diseño.

JUSTIFICACIÓN

Los justificativos encontrados para la propuesta planteada, radican en la necesidad de alcanzar una mayor eficiencia energética en la turbina Pelton de las unidades de generación hidroeléctrica tres y cuatro de la central

ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A. enfocado en su modelo geométrico en función de las características operacionales del sistema, además de contar con un respaldo de ingeniería digital lo que nos permitirá acceder a nuevas tecnologías de mecanizado.

Este proyecto tiene el apoyo de la Gerencia de ELEPCO S.A., debido a su destacada importancia fundamentada en la generación de una base de respaldo ingenieril por medio de un software de modelamiento, simulación y manufacturación de piezas mecánicas, el mismo que permitirá a la empresa acogerse a nuevas técnicas para su ejecución en las distintas centrales de generación hidroeléctrica, prescindiendo de importaciones que representan altos costos y cortes de servicio por falla en las operaciones.

PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN

¿Cómo influye el dimensionamiento geométrico ingenieril y los parámetros operacionales en la eficiencia de la turbina Pelton de las unidades tres y cuatro, en la central hidroeléctrica ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.?

OBJETO DE LA INVESTIGACIÓN

La turbina Pelton de las unidades de generación hidroeléctrica tres y cuatro, de la central hidroeléctrica ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.

CAMPO DE ACCIÓN

La eficiencia energética del proceso hidrodinámico de transformación de energía con los modelos asociados de la turbina Pelton de la central ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.

OBJETIVO GENERAL

Evaluar el proceso de transformación de la energía considerando el dimensionamiento geométrico y los parámetros operacionales de la turbina Pelton en las unidades tres, cuatro en la central de generación hidroeléctrica ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.

HIPÓTESIS

Es posible el incremento de la eficiencia energética en el proceso de transformación de energía proveniente del fluido, a energía mecánica en la turbina Pelton de las unidades tres y cuatro de la central hidroeléctrica ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A., mediante el adecuado dimensionamiento ingenieril basado en los parámetros operacionales y características físicas del sistema, para luego corroborar los resultados mediante una simulación computacional.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analizar los parámetros operacionales, físicos de la fuente energética y su modelo implantado en la central de generación hidroeléctrica ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.
- Dimensionar los componentes de la turbina Pelton en función de los parámetros operacionales del sistema, para las unidades tres y cuatro de la central de generación hidroeléctrica ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.
- Realizar una simulación basado en el modelo hidrodinámico de los álabes de la turbina Pelton en las unidades tres y cuatro de la central ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.
- Elaborar una base informática digital CAD – CAM, para la remanufacturación de la turbina Pelton en las unidades tres y cuatro de la central ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.

SISTEMAS DE TAREAS POR OBJETIVOS

- ❖ **Analizar los parámetros operacionales, físicos de la fuente energética y su modelo implantado en la central de generación hidroeléctrica ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.**
- Modelo teórico y su incidencia en la eficiencia energética de la turbina Pelton.
- Evaluación de las partes constitutivas del sistema hidrodinámico inyector, rodete y álabes.

- Evaluar modos de operación de la central hidroeléctrica.
 - Identificar los parámetros físicos que interviene sobre el mal funcionamiento de los elementos hidrodinámicos.
 - Medición de las variables físicas del sistema: Caudal y altura en el túnel de carga.
- ❖ **Dimensionar los componentes de la turbina Pelton en función de los parámetros operacionales del sistema, para las unidades tres y cuatro de la central de generación hidroeléctrica ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.**
- Diseño en función de las condiciones físicas actuales de la central: rodete y álabes.
- ❖ **Realizar una simulación basado en el modelo hidrodinámico de los álabes de la turbina Pelton en las unidades tres y cuatro de la central ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.**
- Realizar el modelamiento digital de las partes constitutiva del sistema hidrodinámico de la turbina Pelton.
 - Crear una base digital con el modelo del rodete y álabes del sistema hidrodinámico.
 - Ejecutar una simulación del modelamiento para identificar los puntos álgidos del sistema y proponer una mejora energética.
- ❖ **Elaborar una base informática digital CAD – CAM, para la remanufacturación de la turbina Pelton en las unidades tres y cuatro de la central ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A.**
- Figurar el modelo geométrico propuesto en un sistema informático de diseño que sirva como nexo para la manufacturación en centros de mecanizado.

PARADIGMA O ENFOQUE EPISTEMOLÓGICO

En función de las características de la investigación se utilizara el enfoque epistemológico cuantitativo que permitirá emplear la recolección y análisis de los datos principalmente del caudal disponible para la central y presión en el túnel de carga, además del tiempo de operación y disponibilidad de las turbinas que se podría establecer como un medio estadístico para su análisis y posterior diseño de los álabes de la turbina.

Además es indispensable aplicar el paradigma positivista para la investigación, el mismo que servirá para llegar a conocer las situaciones, prácticas, formas de operación predominantes a través de la descripción exacta de las actividades, objetos y procesos que involucran la operación de la central puntualmente la turbina Pelton, objeto de análisis donde se identificará la problemática existente y la solución en función del requerimiento planteado, fundamentado en una base de respaldo digital, que nos permitirá optimizar el proceso de fabricación previa evaluación energética en función del estudio hidrodinámico.

ALCANCE DE LA INVESTIGACIÓN

La trascendencia de esta investigación radica en evaluar energéticamente la turbina Pelton de las unidades tres y cuatro de la central de generación hidroeléctrica ILLUCHI I, mediante un análisis de ingeniería en función de las variables físicas existentes y una simulación digital, el mismo que me permitirá determinar el rendimiento hidrodinámico de los álabes en contacto con el fluido, además de contar con una base de respaldo digital CAD – CAM para la remanufacturación de la turbina, con métodos y técnicas innovadoras que garanticen su geometría y conserven las características del material, para de esta manera obtener el máximo de eficiencia con el aprovechamiento del potencial hídrico del sistema basado en el adecuado dimensionamiento geométrico.

En el **Capítulo 1 MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO**, se detalla el planteamiento del problema, formulación, justificación y significación, los

objetivos tanto general como los específicos, fundamentos de la investigación, antecedentes investigativos, categorías fundamentales y el marco teórico de la investigación.

En el **CAPITULO 2 MODELO TEÓRICO EXPERIMENTAL**, señala el enfoque, tipo, modalidad, y nivel de la investigación; los métodos, técnicas, instrumentos, unidades de estudio, la hipótesis, operacionalización de las variables, procedimiento de la investigación y su respectivo procesamiento y análisis.

En el **CAPITULO 3 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS**, describe la interpretación de los datos obtenidos en la elaboración del modelo teórico de la turbina determinada como el objeto del estudio, realizado de esta manera la comprobación de la hipótesis.

En el **CAPITULO 4 PROPUESTA**, se detalla la justificación de los objetivos, su estructura y desarrollo. Finalmente en el presente informe constan las conclusiones, recomendaciones, referencias bibliográficas y los anexos.

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO Y CONTEXTUAL

1.1. Introducción

La revolución industrial ha impulsado a que los países adopten nuevos métodos de generación eléctrica amigables con el ambiente debido a la gran demanda de energía existente, dentro de las cuales se encuentra la generación hidroeléctrica.

La generación hidroeléctrica es uno de los métodos más antiguos confiables y de bajo costo de operación, para la obtención de energía eléctrica, mediante un método de transformación de energía aprovechando el potencial hídrico. Para la aplicación del sistema se ha creado turbinas con el propósito de transformar de manera eficiente la mayor cantidad de energía proveniente del fluido tales como: Pelton, Francis y Kaplan, para aquellas plantas con almacenamiento, con embalse y sin almacenamiento, la versatilidad de las plantas hidroeléctricas viene dado por su rápido arranque.

El potencial hídrico mundial se encuentra parcialmente explotado, puede ser caracterizado como potencial hidroeléctrico bruto si tomamos en cuenta el salto, o potencial hidroeléctrico técnico o técnicamente explotable, obtenido del anterior, descontando las pérdidas hidráulicas previsibles por la explotación y el potencial hidroeléctrico económicamente explotable, en las condiciones naturales del entorno. El impacto que produce este tipo de actividad al medio ambiente está considerado como bajo, en comparación a otros tipos de generación eléctrica que conlleva a: daño ecológico en la región, filtraciones en embalses naturales, desplazamiento de asentamientos humanos.

La mecánica de los fluidos conjuntamente con el modelamiento hidrodinámico de las turbinas ha creado un amplio campo de estudio para el modelamiento de sistemas energéticos eficientes, definiendo como tal a

la turbina como una turbomáquina motora, por tanto esencialmente es una bomba rotodinámica que trabaja a la inversa.

El presente proyecto busca obtener la máxima eficiencia en la turbina Pelton de las unidades tres y cuatro, en la central de generación hidroeléctrica Illuchi I, de la empresa ELEPCO S.A., mediante el adecuado dimensionamiento geométrico, en función de las características de la fuente hídrica. Debido a que se ha identificado deficiencias en los métodos de manufacturación y merma de datos ingenieriles, lo que ocasiona la pérdida de eficiencia en el sistema y reduce la confiabilidad en operación del equipo.

Respaldado en un software de diseño se realizará la simulación del comportamiento del álabe en contacto con el fluido, además de la hidrodinámica del mismo con respecto a la circulación del agua por la superficie de la pieza, para de esta manera obtener la mayor eficiencia posible y disminuir las pérdidas características producidas por el sistema.

1.2. Argumentación legal de las centrales hidroeléctricas en el Ecuador

Las normativas legales que rigen a los sistemas energéticos están tomando gran importancia fundamentalmente en los reglamentos relacionados con el impacto ambiental, al mismo tiempo el Estado Ecuatoriano ha impulsado el cambio de la matriz energética con el mismo objetivo que es la preservación del medio ambiente e implementando normativas para reducir el impacto y mejoras en algunos procesos.

Bejarano (2001), en el REGLAMENTO AMBIENTAL PARA ACTIVIDADES ELÉCTRICAS, determina la influencia que produce el proyecto de generación eléctrica y su impacto ambiental en función del área de incidencia tomando en cuenta la fuente energética primaria, que tiene un alto potencial en el país por su geografía y recursos hídricos, el reglamento establece lineamientos en base a las emisiones a la atmósfera, niveles de ruido permisivos, descarga de aguas residuales, prevención y control de la

contaminación del suelo y desechos sólidos que reglamentan la ejecución de proyectos eléctricos.

La ley de Régimen del Sector Eléctrico, en el artículo 3, dispone que en todos los casos los generadores, transmisor y distribuidores de energía eléctrica, observaran las disposiciones legales relativas a la protección del ambiente; y que el Reglamento de orden técnico que dicte el Presidente de la República, preparado por el CONELEC, determinara los parámetros para la aplicación de esta norma y el mismo prevalecerá sobre cualquier otra regulación secundaria.

El Registro Oficial No. 346 de Normas Técnicas Ambientales puntualiza en las normas para la determinación del caudal ecológico y el régimen de caudales ecológicos en los sectores hidrográficos respectivos, la adopción del Caudal Ecológico y las responsabilidades por la ejecución de estudios para su cálculo y determinación, además de asegurar el mantenimiento que garantice la conservación de los ecosistemas y la biodiversidad del medio fluvial, los entes reguladores La Autoridad Ambiental de Aplicación Responsable (AAAr) y el Consejo Nacional de Electricidad (CONELEC), podrán solicitar la adopción de caudales diferentes al 10% del caudal medido anual de considerarlo necesario para salvaguardar la integridad de los recursos.

1.3. Antecedentes del estudio

El modelamiento, simulación y proceso para la manufacturación, por medio de un sistema CAD - CAM, contribuye en la actualidad para mantener sistemas más eficientes, lo que conlleva a optimizar los sistemas energéticos reduciendo de manera considerable las pérdidas ocasionadas por alteraciones geométricas en su fabricación, además de obtener diseños teóricamente funcionales que pueden ser justificados por simulaciones en un proceso real, de manera virtual.

Riaño (2015), señala que el surgimiento de la hidráulica experimental constituye un pilar fundamental en el desarrollo del hombre, sobre todo en

el aspecto industrial debido a que este fenómeno constituye una vasta fuente energética ágil en su transformación, el autor cita varios personajes de la historia que han brindado su aporte de la aún naciente Ciencia de la Hidráulica como, Leonardo Da Vinci y Galileo los mismos que en base a la observación y la experimentación comenzaban a ser la base del razonamiento científico ganando en fiabilidad y frecuencia.

Acosta (2004), describe que el fenómeno mundial en la actualidad es la falta de recursos energéticos que se ira acrecentando notablemente conforme se incremente la demanda, las medidas para poder prevenir este fenómeno es la implementación de centrales de generación eléctrica que utilicen fuentes energéticas renovables.

Las centrales hidroeléctricas se centran principalmente en la dependencia mundial que existe hacia la energía hidráulica, que conlleva un bajo impacto social y ambiental, que utiliza una fuente energética renovable.

García (2005), detalla que el desarrollo de un modelo matemático para determinar los parámetros relevantes de las centrales hidroeléctricas de baja potencia, aplicando un criterio de optimización minimizando el costo de energía producida, introduciendo la Teoría Paramétrica para estimar de forma continua las características de operación.

La problemática planteada para la investigación se basa en la necesidad de un método sustentable para determinar el caudal y la inestabilidad de los sistemas de control mediante el gasto de agua, tomando en cuenta que el caudal es el factor decisivo en el dimensionamiento de la central conjuntamente con la eficiencia de la conductora hidráulica, que está determinada por las relaciones entre el salto neto, el salto bruto y las perdidas características producidas en el sistema mecánico.

Según Climent (2013), enfoca el contenido de su artículo a la reducción de tiempos de preparación de la máquina, además de la reducción de tiempos de mecanizado tomando en cuenta que en las unidades CNC, se pueden

realizar más de una operación de forma continua limitando de esta manera los tiempos muertos.

Otras de las ventajas que caracterizan a la manufacturación en centros de mecanizado, es la alta calidad en el terminado de las piezas, eliminando tiempos de ajuste reprocesamientos y costes de no calidad. Lo que ha impulsado al sector industrial a innovar con nuevas tecnologías que agilicen los procesos. El acabado en una pieza es un factor determinante en su eficiencia dentro de un sistema.

Rojas (2006), recalca el avance vertiginoso del software y hardware, en estos últimos años ha modificado la forma de un concepto de CAD, actualmente se entiende como la integración del diseño y el análisis con una alta velocidad de procesamiento en los ordenadores para agilizar cálculos de modelamiento y diseño de sistemas mecánicos.

Sutherland (1963), puntualiza sobre gráficas interactivas por computadora definiendo la topología del objeto, encontrando como limitante el tiempo de procesamiento operativo en el ordenador.

El modelo debe representar lo mejor posible la realidad y luego aplicar métodos matemáticos para darle la forma y disposición adecuada para poder obtener resultados numéricos. El diseño puede dividirse en dos grandes categorías: diseño de productos y diseño de sistemas o procesos. A medida que se realiza el diseño se aplica principios de ingeniería referenciado en características de proceso, lo más aproximados a la realidad.

Aguledo, Chica, Obando, Sierra, Velásquez & Enríquez (2013), enfatizan la importancia de tener métodos de simulación computacionales para alcanzar la máxima eficiencia en diseños hidrodinámicos, introduciendo dentro del paquete el CFD por sus siglas en inglés (Análisis computacional fluidodinámico). Complementado por los procesos de manufacturación asistidos por computadora.

El estudio a desarrollados modelos experimentales a escala para determinar la eficiencia del sistema contrastando la apertura del inyector con la potencia generada, la velocidad óptima de operación y las condiciones hidráulicas en las cuales el microgenerador puede ser utilizado.

Los autores señalan la importancia del correcto dimensionamiento del inyector como medida referencial para el diseño del álabe y rodete, además que el espesor de este componente y el eje de rotación deben ser dimensionados para soportar los esfuerzos a los cuales se encuentra expuesto el sistema.

El inyector influye de manera directa con la eficiencia del sistema debido al control que este debe tener al reducir su sección alrededor de su valor nominal y de esta manera controlar la velocidad y caudal con el fin de variar la potencia hidráulica aplicada a la turbina.

Para realizar la simulación de elementos finitos se utilizó los software SolidWorks y Ansys, estos son parte vital para la confiabilidad del sistema debido a que se ejecutó el modelamiento de las partes constitutivas tomando en cuenta las condiciones de carga, frontera y las características del material.

Orozco (2011), recalca que la optimización en el uso de afluentes hídricos naturales para el montaje de microcentrales de generación eléctrica, llegando al cuerpo de la investigación con un correcto dimensionamiento geométrico tomando en cuenta las variables físicas del sistema factor preponderante para alcanzar la mayor eficiencia.

La correcta y adecuada selección del material de fabricación brindara la seguridad en la operación del sistema detallando sus propiedades físicas y químicas determinadas por el entorno de trabajo del elemento.

Al construir una microcentral el autor simplifica el control de velocidad de la turbina debido a que el sistema eléctrico se encuentra en paralelo a un banco de baterías las mimas que almacenan la energía generada, a la

salida del sistema se tiene un inversor para cumplir con los parámetros establecidos por la normativa eléctrica vigente.

Aguirre, Fonseca, Torres & Martínez (2010), analizan los niveles de eficiencia en los equipos generadores impulsados por sistemas hidráulicos en función de los niveles de carga, trabajando en distintos puntos con el fin de optimizar el consumo de agua.

En algunos casos los fabricantes proporcionan la curva que muestra de cómo varía la eficacia con el punto de funcionamiento relacionado a la carga, esta función se estima a base de modelos matemáticos y simulaciones, que dejan un amplio margen de error al momento de la implementación del sistema. Por lo cual los autores proponen las estimaciones de incertidumbre que consisten en tomar datos del modelo para establecer un punto referencial de acuerdo a su aproximación con el modelo real, para de esta manera determinar la eficiencia de la turbina Pelton acoplada a una unidad generadora.

1.4. Aspectos teóricos fundamentales

Kothari & Nagrath (2008), puntualizan los conceptos básicos sobre principios de generación definidos a continuación.

1.4.1. Generación eléctrica

Se produce en alternadores o generadores, en términos generales, consiste en transformar alguna clase de energía, ya sea esta química, mecánica, térmica o luminosa, entre otras, en energía eléctrica.

La energía eléctrica tiene las cualidades de fácil generación y distribución hasta los consumidores. También por su fácil transformación a otras formas de energía, tales como térmica, luminosa, mecánica entre otras. El rápido desarrollo del aprovechamiento de la energía eléctrica estimuló a la construcción de grandes plantas generadoras capaces de convertir la energía mecánica, obtenida mediante otras fuentes de energía primaria en energía eléctrica, constituyendo el primer escalón del Sistema de suministro eléctrico.

1.4.2. Generador eléctrico de corriente alterna

Los generadores transforman la energía mecánica en energía eléctrica, el primer principio que rige sobre el funcionamiento de un generador se llama *acción del generador* y se conoce también como *inducción*. El voltaje se puede inducir en un conductor que se encuentra dentro de un campo magnético, esto sucede cuando el flujo magnético se corta por el conductor. En algunos casos se mueve el alambre; en otros, se mueve el campo y aún en otros, ambos se mueven pero a distintas velocidades.

1.4.3. Generación hidroeléctrica

La generación hidroeléctrica resulta de la obtención de energía a partir de flujos superficiales de agua, el mismo que es un recurso renovable cuyo aprovechamiento es considerado como un proceso limpio, eficiente, confiable y durable, el agua a presión de la tubería forzada va transformando su energía potencial en cinética es decir, perdiendo altura y adquiriendo velocidad. Al llegar a las máquinas actúa sobre las paletas de la turbina, transformando su energía cinética en energía mecánica de rotación. El eje de la turbina está unido al generador eléctrico que al girar convierte la energía mecánica en energía eléctrica alterna.

Las centrales hidroeléctricas son equipamientos electromecánicos construidos con el objetivo de transformar la energía almacenada por el agua en forma potencial y cinética en energía eléctrica, estas se clasifican en centrales de represamiento y centrales de aguas fluentes.

Las centrales de agua fluente, son las que toman una fracción parcial del caudal total de un río mediante una pequeña obra de captación llevada mediante un canal hasta la casa de máquinas mediante diferentes tipos de conducciones.

1.5. Sistemas hidrodinámicos en generación eléctrica

De la Universidad Centroamericana José Simeón Cañas (2000), sintetiza.

1.5.1. Según el tipo de embalse

- **Centrales de agua fluyente o centrales sin embalse**

La principal característica de este tipo de centrales es aprovechar directamente el caudal del afluente para mover las turbinas, en donde el agua no turbinada se derrama por el aliviadero de la central. Se subclasifican en centrales con reserva (diaria o hebdomadal) o sin reserva, como se muestra en la figura 1.

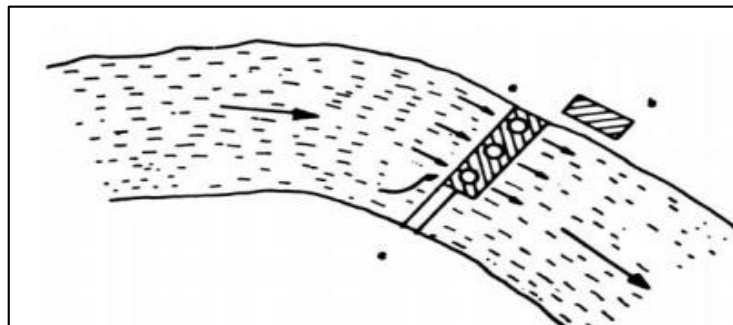


Figura 1. Central de agua fluyente

(Fuente: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, 2000).

- **Centrales con embalse o de regulación**

Estos aprovechamientos hidráulicos tienen la posibilidad de almacenar las aportaciones de un río mediante la construcción de un embalse. En éste tipo de centrales se regula el flujo a ser turbinado en el momento que se precisen, como se muestra en la figura 2.

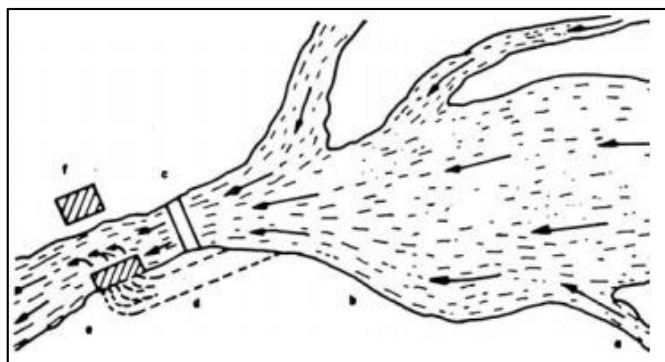


Figura 2. Central de regulación

(Fuente: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, 2000).

El canal se construye con poca pendiente y gran sección transversal para disminuir las pérdidas y aprovechar al máximo la energía. El embalse tiene por objeto regular las aportaciones de caudal de los ríos. Los embalses pueden ser destinados por su capacidad de acumulación a regulación mensual, anual o hiperanual.

- **Centrales de acumulación por bombeo**

Disponen de dos embalses situados a diferente nivel. Cuando la demanda de energía eléctrica alcanza su máximo nivel a lo largo del día, el agua almacenada en el embalse superior hace girar el rodete de la turbina, para posteriormente el agua se quede almacenada en un embalse inferior. Durante el tiempo de baja demanda de energía eléctrica el agua retorna al embalse superior para que pueda hacer el ciclo productivo nuevamente. Para ello la central dispone de un grupo de motores y bombas, como se muestra de manera gráfica en la figura 3.

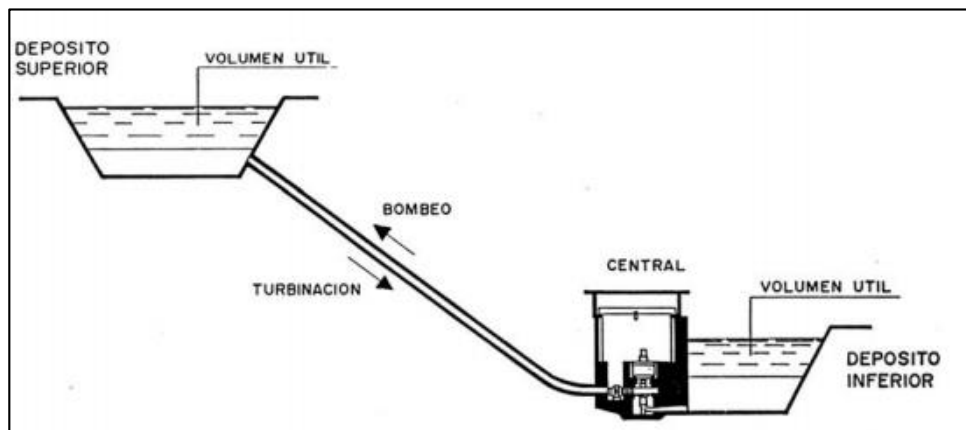


Figura 3. Centrales de acumulación por bombeo

(Fuente: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, 2000).

Por ser en definitiva una central hidroeléctrica su tiempo de arranque es muy corto y tienen una gran facilidad de regulación, siendo desde este punto de vista idóneas para cubrir la zona de puntas del consumo.

- **Centrales mareomotrices**

En este tipo de centrales se utiliza la energía producida por los mares al intercambio de su estado en fenómenos denominados mareas descritas como la energía potencial que adquiere el mar en marea alta y baja denominada amplitud de marea. La técnica utilizada consiste en encauzar el agua de la marea en una cuenca y en su camino accionar las turbinas de una central eléctrica. Cuando las aguas se retiran, también generan electricidad.

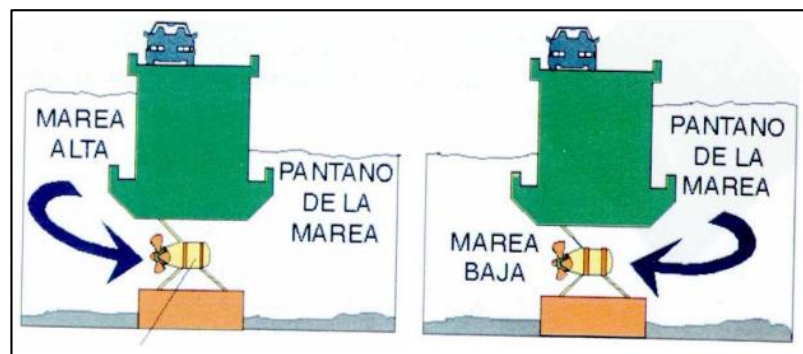


Figura 4. Centrales mareomotrices

(Fuente: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, 2000)

1.5.2. Centrales hidroeléctricas según el salto

Otro de los factores importantes de la clasificación de las centrales hidroeléctricas según su salto:

- Saltos de pequeña altura: $H \leq 14.99$ m.
- Saltos de mediana altura: $15 \leq H \leq 49.99$ m.
- Saltos de gran altura: $H \geq 50$ m.

1.5.3. Centrales hidroeléctricas según la potencia

Mataix (1982), describe la clasificación de las centrales hidroeléctricas según la potencia instalada, sintetizada en la tabla 1.

Tabla 1. Centrales hidroeléctricas según la potencia
(Fuente: Mataix, 1982).

| Centrales Hidroeléctricas | Potencia Eléctrica |
|--------------------------------------|---------------------------|
| Microcentrales | Máxima 99 kW |
| Centrales de pequeña potencia | 100 a 999 kW |
| Centrales de potencia media | 1000 a 9999 kW |
| Centrales de gran de potencia | Mayor a 10000 kW |

1.5.4. Centrales hidroeléctricas según la economía de la explotación

Las centrales hidroeléctricas según la economía de la explotación se clasifican en:

- **Centrales independientes**

Alimentan una red individual no conectada a otras centrales, es decir que trabajan de manera autónoma alimentando a una red puntual.

- **Centrales interconectadas**

Alimentan una red común junto con otras centrales hidráulicas, térmicas, convencionales o nucleares. La tendencia moderna, es crear una red nacional única, con la interconexión de las centrales.

1.5.5. Centrales hidroeléctricas según el lugar de instalación

Las centrales hidroeléctricas según el lugar de instalación se clasifican en:

- **Centrales de agua fluyente**

La central intercepta el curso del río, sin tomar su caudal en su totalidad conservando el caudal natural del afluente. Las normativas ambientales vigentes establecen tener un caudal ecológico para preservar la fauna y flora del afluente para todos los tipos de centrales hidroeléctricas.

- **Centrales de pie de presa**

La central se construye al pie del embalse, represando la totalidad del fluido y disponiendo del mismo basado en una planificación y demanda a corto o largo plazo.

- **Centrales subterráneas**

Se desarrollaron grandemente en Suecia, durante la segunda guerra mundial, en la actualidad gracias al desarrollo de la tecnología para la construcción de túneles, las centrales subterráneas representan una de las soluciones más viables en generación eléctrica en función de la preservación ambiental y el bajo impacto de la actividad en el ecosistema.

1.6. Máquinas hidráulicas

Mataix (1982), realiza una breve síntesis sobre los fundamentos de las máquinas hidráulicas, el sistema hidrodinámico de las turbinas y su operación.

Una máquina es un transformador de energía, las máquinas hidráulicas están dentro de un grupo importante que se llaman máquinas de fluidos.

Las máquinas de fluidos son aquellas que aprovechan eficientemente la energía que proporciona el fluido o bien que el fluido es el receptor de la energía.

Las máquinas hidráulicas se clasifican en:

1.6.1. Máquinas de desplazamiento positivo

También llamadas máquinas volumétricas, donde el mecanismo intercambiador de energía cede energía al fluido o el fluido a él, en forma de presión, creada por la variación de volumen y cambios de dirección.

1.6.2. Turbomáquinas hidráulicas

También denominadas máquinas de corriente, los cambios de dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido juegan un papel fundamental.

En función de la trayectoria que sigue el fluido, las turbomáquinas se dividen en:

- Si el movimiento es fundamentalmente paralelo al eje de rotación se denominan turbomáquinas AXIALES.
- Si es principalmente normal al eje de rotación, turbomáquinas RADIALES (centrifugas o centrípetas según la dirección de movimiento).
- Si se trata de casos intermedios, turbomáquinas MIXTAS.
- En ninguna máquina falta la componente periférica, C_u , cuya variación a su paso por la máquina, según la ecuación de Euler, es esencial en la transmisión de energía.
- Las turbinas hidráulicas Pelton, constituyen una clase especial, porque en ellas el flujo es meramente tangencial.
- Las turbinas de vapor de las centrales térmicas modernas son máquinas axiales.

Las turbomáquinas pueden recibir el fluido en toda su periferia (máquinas de admisión plena) o sólo en parte (máquinas de admisión parcial). La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas, la conversión de energía cinética en energía mecánica en el eje o viceversa, completando las herramientas necesarias para evaluar la cascada de energía.

1.7. Tipos de turbinas para generación hidroeléctrica

Delgado (2007), describe los tipos de turbinas empleadas para la generación hidroeléctrica.

El estudio de las turbomáquinas hidráulicas como ciencia no se crea hasta que Euler en 1754 publica su memoria de Berlín sobre la maquinaria

hidráulica, donde expone su teoría de máquinas de reacción “*Theorie plus complete des machines qui sont mises en mouvement par la reaction de l’eau*” (Teoría más completa de máquinas que son puestas en movimiento por la reacción del agua). Donde por primera vez se desarrolla la ecuación fundamental de las turbomáquinas, deducidas igualando el par a la variación de la cantidad de movimiento del fluido en su paso por el rotor.

Una turbina hidráulica es la máquina destinada a transformar la energía hidráulica, de una corriente o salto de agua, en energía mecánica. Por lo tanto toda turbina convierte la energía del agua, manifestada bien por su presión (energía potencial o de posición) o por la velocidad (energía cinética), en el trabajo mecánico existente en un eje de rotación.

Las turbinas hidráulicas según la acción del agua sobre los álabes se clasifican en:

1.7.1. Turbinas de acción o de impulso

Se entiende como tales, las turbinas en las que el sentido de la proyección del chorro de agua y el sentido de giro del rodete coincide, en el punto de empuje o choque del agua sobre los álabes; en este tipo de turbinas la presión estática permanece constante entre la entrada y la salida del rodete.

Entre las turbinas de acción o de impulso se encuentran las turbinas PELTON de uno o más inyectores, las turbinas tipo TURGO y las turbinas tipo MICHELL-BANKI.

1.7.2. Turbinas de reacción

En este tipo de turbinas disminuye la presión estática entre la presión y la salida del rodete. En las turbinas de reacción el agua entra alrededor de toda la periferia de la rueda polar, que permanece todo el tiempo llena de agua, que actúa sobre la rueda y que se encuentra a una presión mayor que la atmosférica.

Las turbinas de reacción pueden ser de eje horizontal o vertical, correspondiendo este último caso a las de mayor potencia. Por lo general

para las caídas de agua medias bajas. Dentro de las turbinas de reacción se tienen a las turbinas tipo FRANCIS en sus variaciones lenta, normal y rápida, a las turbinas tipo KAPLAN y de hélice, turbinas axiales en sus variantes tubular, bulbo y de generador periférico, la turbina DERIAZ y las bombas rotodinámicas funcionando como turbina.

Otro factor importante para la clasificación de las turbinas según la posición del eje es:

- Turbinas de eje vertical.
- Turbinas de eje horizontal.

Según el grado de admisión del rodete:

- Turbinas de admisión total.
- Turbinas de admisión parcial.

Según la caída del agua se clasifican en:

- Turbinas de gran caída.
- Turbinas de media caída.
- Turbina de baja caída.

En función de la caída del salto se caracteriza el tipo de turbina según la altura de carga como se muestra en la Tabla 2.

Tabla 2. Tipo de turbinas en base a la altura del salto
(Fuente: Mataix, 1982).

| TIPO DE TURBINA | ALTURA O CAIDA |
|------------------------|-----------------------------------|
| TURBINA PELTON | Saltos grandes (200 o más metros) |
| TURBINA FRANCIS | Saltos medianos (60 a 200 metros) |
| TURBINA KAPLAN | Saltos pequeños (hasta 60 metros) |

1.8. Turbina Pelton

Gonzales (2009), hace hincapié en la evolución y características geométricas de la turbina donde:

Lester Allan Pelton, inventor quien buscando oro en California concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas, que aprovechan la energía cinética del agua encaminada por un sistema de caída, quien durante su etapa como minero aprendió las técnicas empleadas en la época para generar la energía necesaria en el proceso de trituración.

En su evolución las turbinas Pelton atravesaron por ligeros cambios en pos de su eficiencia energética, dando con un método que hacía mucho más eficaz el mecanismo de la turbina. Si el chorro, en vez de golpear en el centro de las paletas, lo hacía en su borde, el flujo de agua salía de nuevo en dirección inversa y hacía que la turbina adquiriese mayor velocidad.

El rodete de una turbina Pelton es una rueda con álabes en forma de cucharas situados en un perímetro exterior. Sobre estas cucharas incide el chorro del inyector, de tal forma que el choque del fluido se produce en la dirección tangencial al rodete, para maximizar la potencia de propulsión.

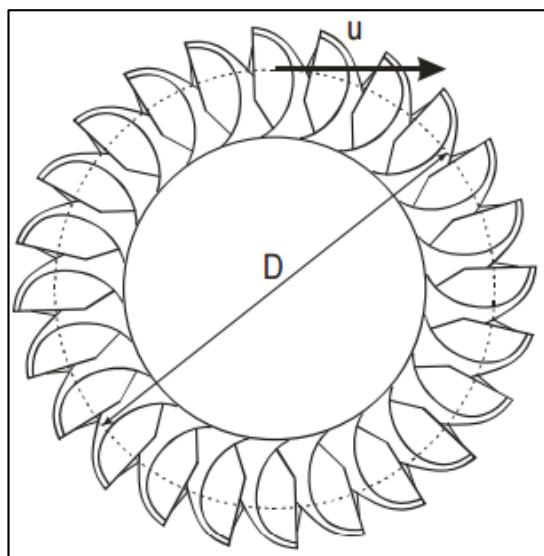


Figura 5. Esquema del rodete de una turbina Pelton
(Fuente: Gonzales, 2009)

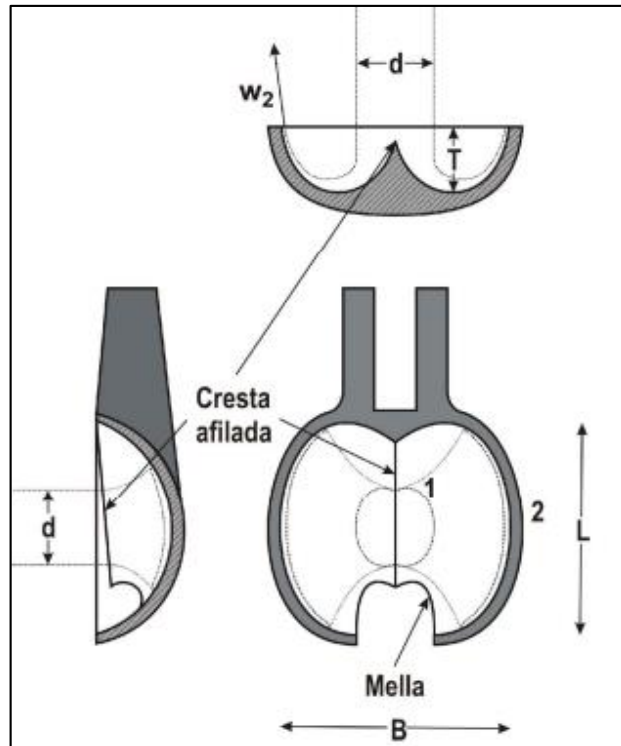


Figura 6. Vista de secciones de una cuchara de una turbina Pelton
(fuente: Gonzales, 2009).

Las cucharas tienen una forma característica presenta una mella en la parte externa, son simétricas en dirección axial y presentan una cresta central afilada. Las dimensiones de las cucharas y su número dependen directamente del diámetro del chorro. Cuando menor sea ese diámetro más pequeñas serán las cucharas y mayor número de ellas se situaran en el rodete.

La mella con una anchura ligeramente superior al diámetro del chorro tiene como objetivo principal obtener el máximo aprovechamiento energético del fluido que se obtiene cuando el chorro incide perpendicularmente sobre la cuchara. Pero cuando sucede el cambio de álabe se trasponen razón por la cual tienen una mella que evita esta pérdida de energía.

Las turbinas Pelton se utilizan en saltos de gran altura de alrededor de 200 m y mayores, además de caudales relativamente pequeños hasta de 1 m³/s, por lo que son llamadas también turbinas de presión, son de buen

rendimiento para amplios márgenes de variación de caudal entre el 30 % y 100 % del caudal máximo.

La turbina de acción o turbina Pelton está conformada por los siguientes elementos, según la empresa Alsthom-Charmilles.

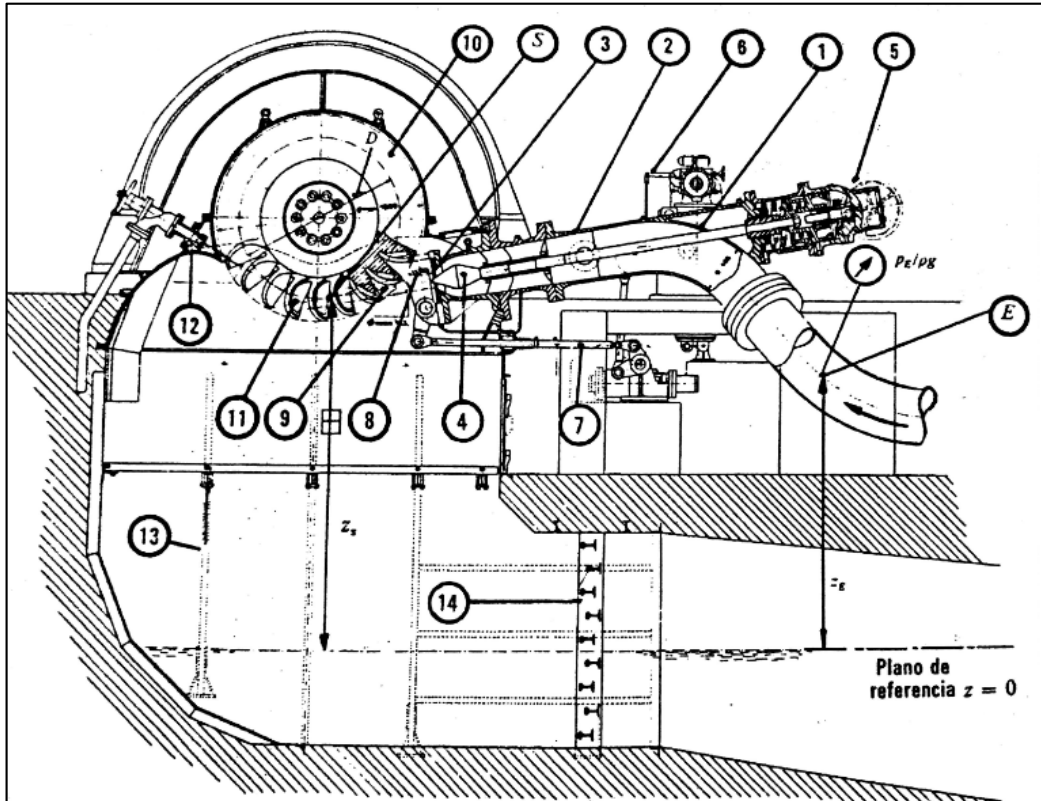


Figura 7. Turbina Pelton (Fuente: Mataix, 1982)

- (1) *Cámara de distribución.* Es la prolongación de la tubería forzada, acoplada a ésta por una brida de unión, también es conocida como cámara de inyectores.
- (2) *Inyector.* Es el distribuidor de las turbinas Pelton. Transforma la energía de presión del fluido en energía cinética, este sistema consta también de tobera y válvula de aguja.
- (3) *Tobera.* Constituye una boquilla, con orificio de sección circular con un diámetro entre 5 y 30 cm, instalada al final de la cámara de distribución. Dirige el chorro de agua, tangencialmente hacia la

periferia del rotor, de tal forma que la prolongación de la tobera forma un ángulo de 90° con los radios del rotor.

- (4) *Válvula de aguja.* Se desplaza longitudinalmente. Tanto la boquilla como la aguja del inyector, estos elementos suelen construirse de acero endurecido.
- (5) *Servomotor.* Desplaza por medio de un mecanismo de control hidráulico la aguja del inyector. La apertura del mecanismo viene dado de forma proporcional con la demanda de energía.
- (6) *Regulador.* Está constituido por un conjunto de dispositivos a base de servomecanismos, cuya función es mantener constante la velocidad de rotación.
- (7) *Mando del deflector.*
- (8) *Deflector o pantalla deflectora.* Sirve para evitar el golpe de ariete y el embalamiento de la turbina.
- (9) *Chorro.* Proporción de fluido circulante por el inyector hasta la turbina.
- (10) *Rodete.* Está unida rígidamente al eje por medio de chavetas y anclajes adecuados. Su periferia está mecanizada apropiadamente para ser soporte de los alabes.
- (11) *Alabes o cucharas.* Están diseñadas para recibir el empuje directo del chorro de agua. Su forma es similar a la de una doble cuchara, con una arista interior con un filo cortante, de modo que divide el chorro de agua en dos partes simétricas.
- (12) *Freno de la turbina.* Consiste en un circuito de agua derivado de la cámara de distribución. El agua proyectada a gran velocidad sobre la zona convexa de los cangilones, favorece el rápido frenado del rodete.
- (13) *Blindaje.* Protege a la estructura contra el efecto destructor del chorro.

(14) *Destructor de energía*. Evita también las erosiones en la infraestructura.

Las turbinas Pelton se clasifican en sencillas (un rodete y un solo chorro), y múltiple. Las turbinas Pelton se multiplican por el número de inyectores.

Las turbinas Pelton en función de la disposición del eje se clasifican en:

- *Turbinas Pelton de eje horizontal*. En esta disposición se puede instalar turbinas de uno o dos chorros como máximo, debido a la compleja instalación y mantenimiento de los inyectores. Sin embargo la inspección y mantenimiento de la rueda se la puede realizar con mayor facilidad incluso se puede realizar el cambio de cucharas sin la necesidad de desmontar la rueda.

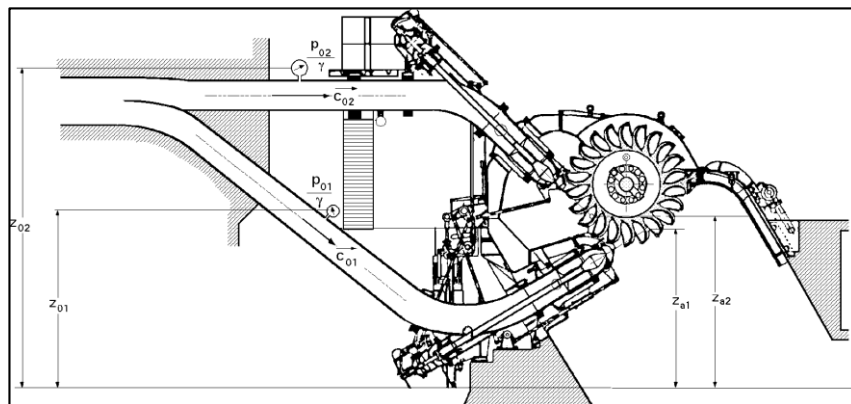


Figura 8. Turbina pelton de eje horizontal con dos inyectores
(Fuente: Fernandez, 2003)

- *Turbinas Pelton de eje vertical*. En esta posición se facilita la colocación de alimentación en un plano horizontal y de esta manera es posible aumentar el número de chorros sin aumentar el caudal y tener mayor potencia por unidad.

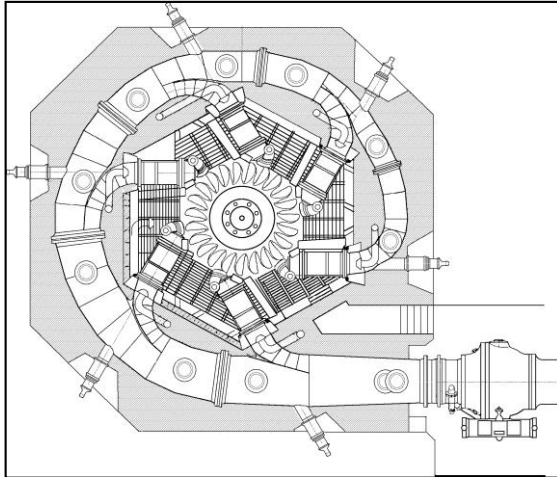


Figura 9. Turbina Pelton de eje vertical (Fuente: Fernández, 2003)

1.8.1. Principio de funcionamiento turbina Pelton

La turbina Pelton opera en función de las características detalladas:

- Las aristas de los álabes corta al chorro de agua, seccionándolo en dos láminas de fluido, simétricas y teóricamente del mismo caudal.
- El chorro de agua incide tangencialmente sobre el rodete, empujando a los álabes que lo forman para de esta manera obtener el trabajo deseado.
- Las formas cóncavas de los álabes hacen cambiar la dirección del chorro de agua para direccionarle hacia los bordes laterales ya sin energía apreciable.
- De esta forma el chorro de agua transmite su energía cinética al rotor, donde queda transformada instantáneamente en energía mecánica.
- La aguja gobernada por el regulador de velocidad controla la sección transversal del orificio de salida de la tobera, consiguiendo modificar el caudal de agua que fluye por esta, a fin de mantener constante la velocidad del rotor.

1.9. Análisis de flujo

Según (Gutiérrez, 2009) señala, el flujo de un fluido puede tener dos comportamientos según su régimen, laminar o turbulento. En el flujo

laminar las partículas se mueven en trayectorias suaves, mientras que el flujo turbulento el movimiento es desordenado y aleatorio.

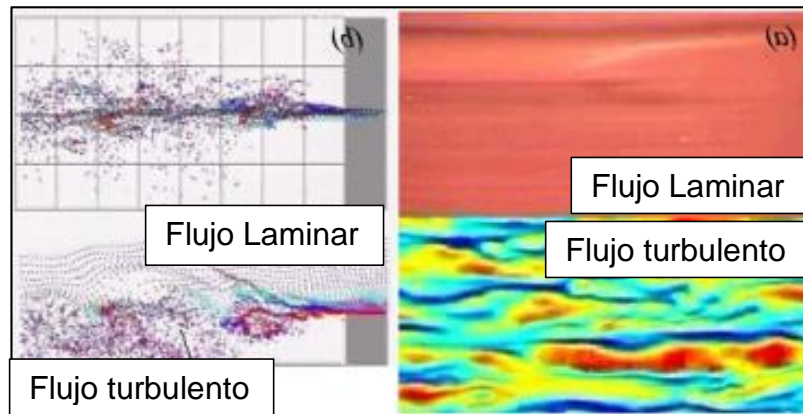


Figura 10. Comportamiento de un flujo turbulento y laminar
(Fuente: Gutiérrez, 2009)

La turbulencia consiste en fluctuaciones del campo de flujo en tiempo y espacio en donde las moléculas del fluido en lugar de describir una trayectoria ordenada circulan de forma sinuosa formando torbellinos, el flujo turbulento se presenta para números de Reynolds grandes y describen que las fuerzas inerciales son muy grandes en comparación con las fuerzas viscosas.

1.10. Cavitación en turbinas hidráulicas

En las turbinas de reacción a la salida del rodete se produce una depresión con el objetivo de incrementar la energía absorbida por aquél, de tal manera que cuando mayor sea la depresión formada, tanto mayor será la altura efectiva y por ende el rendimiento de la máquina.

Mataix (1982), señala textualmente que “La cavitación es un fenómeno que consiste en la formación en los líquidos de cavidades, de ahí su nombre, llenas de vapor líquido y de gases disueltos en él. Estas cavidades o burbujas se forman cuando en algún punto se alcanza en una presión equivalente a la tensión de vapor, momento en el que el líquido se vaporiza”

El fenómeno de la cavitación es muy complejo, todavía no totalmente conocido, que en principio tiene dos orígenes, uno químico y otro físico.

Según la ley de Henry, la cantidad de gases disueltos en un líquido es directamente proporcional a la presión de tal manera que cuando esta desciende disminuye la solubilidad, expulsando el líquido parte de los gases que lleva disueltos.

El fenómeno de la cavitación en conclusión produce que con el aire expulsado las paredes de las superficies metálicas se oxidan. Posteriormente el agua al discurrir a una cierta velocidad erosiona las paredes arrastrando el óxido formado, dejando las paredes con la posibilidad de una nueva oxidación, lo que conlleva a repetir un ciclo de corrosión seguida de erosión.

1.11. CAD (Diseño Asistido por Computador) - CAM (Manufactura Asistida por Computador) y su relación con el proceso de diseño y manufactura

Rojas (2006), resalta la importancia de los sistemas CAD – CAM. Cada uno de estos conceptos engloba distintos tipos de programas y su aplicación en el proceso tecnológico. La base de cualquier sistema CAD - CAM, es la plataforma de software usada en generar y documentar el modelo de una parte o documento, lo que produce ahorro y tecnificación de los elementos de producción. Para la implementación del sistema es necesario tomar las siguientes ventajas y observaciones.

- El diseño inicial es lo más importante, por lo que debe tener una base ingenieril.
- Desarrollar librerías de partes para componentes estándar.
- Usar estándares y normas.
- Reducir el modelamiento digital a un mínimo de pasos para optimizar el proceso de fabricación.

La incursión de la industria en este tipo de sistemas industriales hace que tengan un respaldo de modelamiento digital para sus partes en los

procesos con un margen mínimo de falla y optimización en la utilización del material seleccionado con métodos de fabricación de desbaste en frío lo que hace que el mismo no pierda sus propiedades.

1.11.1. Análisis y simulación de flujo SolidWorks

El acelerado desarrollo de la ciencia en el área del modelamiento y simulación de elementos mecánicos ha tomado fuerza, debido a la creación de paquetes computacionales que son capaces de recrear entornos físicamente reales comparados con el medio donde se desarrollaran los elementos, permitiendo de esta manera al usuario reducir el margen de error en el diseño y con la posibilidad de incrementar su eficiencia con referencia a la dinámica del mismo.

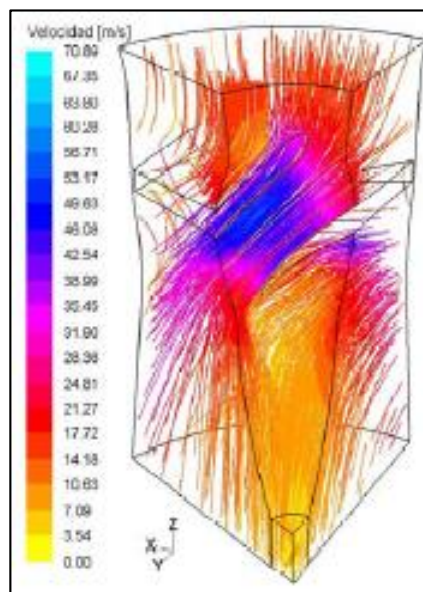


Figura 11. Simulación de flujo e hidrodinámica (Fuente: Gutiérrez, 2009)

Solidworks es un software CAD, que dentro de su gran campo de aplicaciones digitales para el diseño, modelamiento de piezas y elementos constitutivos de una máquina, permite determinar el impacto de un líquido o gas en el rendimiento de un producto durante la fase de diseño con SolidWorks Flow Simulation, el mismo que mediante la dinámica de fluidos ofrece información significativa sobre el trabajo del fluido sobre los objetos, además de la eficiencia de la hidrodinámica de los elementos.

1.12. Descripción Hidroeléctrica Illuchi I

Calero (2007), describe que la central hidroeléctrica ILLUCHI I, está ubicada al oriente del Cantón Latacunga en las coordenadas 0°91'96" Sur y 78°51'79" Este, la misma que viene operando de manera ininterrumpida desde el año 1951, la central está compuesta de cuatro turbinas marca Bell, tipo Pelton, que sirven de elemento motriz a cuatro generadores de marca BBC, que operan a un voltaje de 2400 V a 60 Hz, la potencia total instalada es de 5244 kVA, distribuidos en dos grupos de 872 kVA a 1200 rpm y dos de 1750 kVA de 900 rpm, el dique de captación de agua para la central viene del río ILLUCHI ubicado en la cordillera oriental.

La subestación de elevación está conformada de tres transformadores elevadores de 2400 V a 23000 V de corriente alterna, los mismos se encuentran trabajando en paralelo y se interconectan mediante una línea trifásica de 23000 V de corriente alterna hasta la sub estación El Calvario.

En función de sus características físicas, constructivas y parámetros operacionales la central hidroeléctrica Illuchi I, se encuentra dentro del grupo de las centrales con embalse o regulación debido a que toma parcialmente el flujo del río Illuchi para de esta manera racionalizar el consumo en función de la demanda de energía de la central. Puesto que la normativa vigente para la construcción de centrales hidráulicas establece que se debe conservar un caudal ecológico que mantiene el ecosistema de la fuente hídrica, caracterizando a la central dentro del grupo de centrales de agua fluyente.

El salto de la central Illuchi I desde el embalse hasta el cuarto de máquinas es de 292 m, teniendo 3819 m en el punto superior y 3527 m en el punto inferior, medidas referenciadas sobre el nivel del mar, lo que hace que la central este dentro de las centrales de gran altura clasificadas por tener un salto mayor a 50 m.

La central opera con cuatro turbinas Pelton divididas en dos grupos caracterizados por la potencia de los equipos generadores acoplados, esta

se encuentra dentro del grupo de turbinas de acción o impulso de eje horizontal por su posición.

Desde la presa hasta el cuarto de máquinas el fluido se conduce por tres tuberías de acero de 20 pulgadas de diámetro, la línea uno divide su flujo para las unidades de generación uno y dos, la segunda línea de conducción alimenta el fluido a la unidad de generación tres y la línea tres suministra el flujo a la unidad de generación cuatro, el sistema consta de dos inyectores por unidad el mismo que es regulado por un sistema de control electrónico de lazo cerrado en función de las revoluciones por minuto con acción final en la apertura o cierre del inyector en función de la carga eléctrica.

1.13. Conclusiones del Capítulo 1

- Las referencias bibliográficas relacionadas al tema de estudio brindan una clara guía para cumplir con el objetivo general, debido a que varios profesionales alrededor del mundo han estudiado los fenómenos de transformación de energía con métodos ecológicos y altamente eficientes.
- La transformación de la energía en función de la demanda ha impulsado a la investigación y estudio de turbinas que se acoplen con las características físicas, geográficas del afluente hídrico, optimizando su eficiencia enfocados en el estudio hidrodinámico, modelamiento y simulación digital, además de incurrir en métodos innovadores de manufacturación.
- La central de generación hidroeléctrica Illuchi I, por su largo tiempo de operación ha sufrido la pérdida de datos de modelamiento ingenieril, consecuencia de lo cual y utilizando métodos artesanales de manufacturación han hecho que el sistema pierda su eficiencia y confiabilidad, haciendo que no se aproveche el potencial hídrico del cual goza.

CAPÍTULO 2

MODELO TEÓRICO EXPERIMENTAL

2.1. Introducción

El dimensionamiento de una turbina hidráulica basado en las características físicas del afluente y la tipología de la geografía donde está ubicada, conllevan a profundizar en varios conceptos de la teoría de mecánica de fluidos así como de diseño mecánico en pos de alcanzar la máxima eficiencia posible en el sistema motriz.

Con el desarrollo del presente trabajo obtendremos un modelo teórico que aproveche el potencial hídrico de la fuente, partiendo de la identificación de las variables operacionales como son el caudal y el salto neto desde la presa hidráulica hasta el cuarto de máquinas, cabe recalcar que se tomarán las características físicas del túnel de carga para efectos de cálculo, esta información se levantará por medio de mediciones efectuadas en campo.

Las características operacionales en el diseño de la turbina hidráulica se mantendrán constantes, por tal razón se identificará un punto de eficiencia máxima según su modelamiento, se tomarán también conceptos de varios autores expertos en el tema para la determinación del rendimiento según modelos y técnicas experimentales.

2.2. Ecuación de la continuidad

Mott (2006), el método requerido para el cálculo de la velocidad de un fluido en un sistema de ductos cerrados depende del principio de la continuidad.

Considerando la circulación de un fluido con un flujo volumétrico constante, se tiene que la misma cantidad de fluido que circula por la sección uno es la misma que circula en la sección dos pero en distintos periodos de tiempo. Denotado por la siguiente expresión.

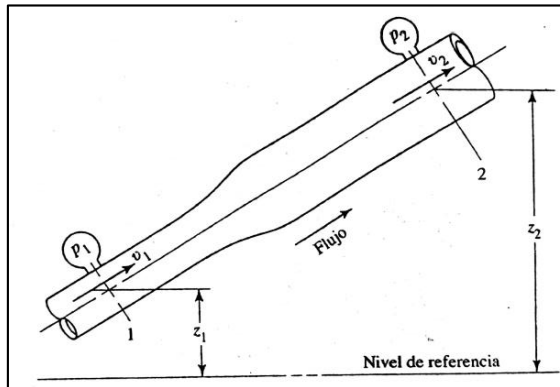


Figura 12. Circulación de fluido por una sección de altura y sección variable (Fuente: Mott, 2006).

Para fluidos incompresibles se tiene que p_1 y p_2 son iguales por tal motivo estos se simplifican, entonces la ecuación de la continuidad es:

$$\vec{v}_1 \cdot A_1 = \vec{v}_2 \cdot A_2 \quad \text{Ec.1}$$

2.2.1. Caudal hidráulico

Fernández, (2003) define, el caudal Q de una corriente para una sección determinada, es el volumen de fluido que circula en la unidad de tiempo, definida por las unidades m^3/s . Un elemento de volumen no sigue las líneas de corriente, sino las de movimiento; solo coincidirán cuando el campo de velocidad sea estacionario.

En síntesis el caudal se define como la velocidad del fluido circulante por el área transversal del conducto.

$$Q = \vec{v} \cdot A \quad \text{Ec. 2}$$

Remplazando el producto de la velocidad del fluido por el área transversal del mismo se tiene $Q_1 = Q_2$.

2.2.2. Caudal Hazen-Williams

Mediante la expresión de Hazen-Williams se puede determinar la velocidad y el caudal de agua en sistemas hidráulicos de caída por gravedad con tuberías desde las 0,05 m hasta los 1,82 m de diámetro.

$$Q = 0,2785 \cdot C_h \cdot D^{2,63} \cdot S^{0,54}$$

Ec. 3

Donde:

C_h – Coeficiente de Hazen – Williams (adimensional).

D – Diámetro hidráulico (m).

S - Pendiente - Pérdida de carga por unidad de longitud del conducto (m/m).

El coeficiente de Hazen – Williams C_h , depende de la condición de la superficie interna de la tubería, material de construcción y tipo de ensamble en el sistema, descritos en la tabla 3.

Tabla 3. Coeficiente de Hazen – Williams C_h (Fuente: Mott, 2006).

| Tipo de tubo | Promedio para tuberías nuevas y limpias | Valor de diseño |
|--|---|-----------------|
| Acero, hierro dúctil o fundido con aplicación centrifuga de cemento o revestimiento bituminoso | 150 | 140 |
| Plástico, cobre, latón, vidrio | 140 | 130 |
| Acero, hierro fundido sin recubrimiento | 130 | 100 |
| Concreto | 120 | 100 |
| Acero corrugado | 60 | 60 |

2.3. Ecuación de Bernoulli para fluidos incompresibles

Mataix (1986), en un fluido ideal no tiene viscosidad, ni produce rozamiento tampoco produce perdidas por producción de energía térmica, lo que hace que unas con otras partículas del fluido describan una trayectoria paralela entre sí. En el tránsito de una partícula del punto 1 al punto 2, figura 12, este modifica su aporte de energía, utilizando el principio de conservación la suma total de la energía que posee la partícula debe permanecer constante.

Se aplica la ecuación de Bernoulli que es un balance de energías desde un punto definido a otro, como se muestra en la siguiente expresión.

$$\frac{P_1}{\rho} + z_1 \cdot g + \frac{v_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + z_2 \cdot g + \frac{v_2^2}{2} \quad \text{Ec. 4}$$

Existen tres formas de energía que se toman en consideración cuando se realiza un análisis de fluidos en un sistema hidráulico, considerando z como la elevación, v la velocidad del fluido y P la presión.

- Energía potencial. Fundamentada en la elevación del fluido, la energía potencial con relación a un nivel de referencia, se formula con la siguiente expresión.

$$EP = w \cdot h \quad \text{Ec. 5}$$

Donde w , es el peso específico del fluido.

- Energía cinética. Basada en la velocidad del fluido, se detalla mediante la siguiente función.

$$EC = \frac{w \cdot v^2}{2 \cdot g} \quad \text{Ec. 6}$$

- Energía de flujo. Llamada también energía de presión o trabajo de flujo y representa la cantidad de trabajo necesario para mover el elemento de fluido a través de cierta sección contra la presión, este tipo de energía se expresa mediante la siguiente función.

$$EF = \frac{w \cdot p}{\gamma} \quad \text{Ec. 7}$$

De donde la energía total del sistema en un punto es igual a:

$$E = EF + EP + EC$$

Considerando el sistema de la figura 12 se tiene que en el punto 1, el sistema energético equivale a.

$$E_1 = \frac{P_1}{\rho} + z_1 \cdot g + \frac{v_1^2}{2} \quad \text{Ec. 8}$$

De la misma manera ocurre en el punto 2 de la figura 12, si no existiría energía que se agregue o pierda en el fluido entre las secciones 1 y 2, por el principio de conservación de la energía se tiene $E_1 = E_2$.

Conocida como la ecuación de Bernoulli, detallada en la ecuación 4. Cada término de la ecuación de Bernoulli es una forma de la energía que posee el fluido por unidad de peso del fluido que se mueve en el sistema.

2.4. Pérdidas de energía

Existen dos tipos de pérdidas en un sistema de carga hidráulico: primarias y secundarias.

2.4.1. Pérdidas primarias

Las pérdidas primarias son las que se producen en la superficie de contacto del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluidos con otras (régimen laminar) o de partículas de fluido entre sí (régimen turbulento). Esto se da en fluidos uniformes y tiene lugar en tramos de tubería con secciones constantes.

Las pérdidas y ganancias en un sistema se contabilizan en términos de energía por unidad de peso del fluido que circula por él. Esto también se conoce como carga descrita con el símbolo h , para las pérdidas y ganancias de energía.

h_A - Energía que se agrega al fluido con un dispositivo mecánico.

h_R - Energía que se remueve del fluido por medio de un dispositivo mecánico, como un motor de fluido o turbina hidráulica.

h_L - Pérdida de energía del sistema por la fricción en la tubería, o pérdidas menores por válvulas y otros accesorios.

Entonces la ecuación de la energía detallada en la ecuación 4.

$$\frac{P_1}{\rho} + z_1 \cdot g + \frac{v_1^2}{2} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\rho} + z_2 \cdot g + \frac{v_2^2}{2} \quad \text{Ec. 9}$$

- **Número de Reynolds**

Las pérdidas de energía dependen del comportamiento del fluido, este puede ser laminar o turbulento, por tal razón se necesita un medio para determinar el tipo de flujo que se maneja sin tener que observar sus características en la realidad. El número de Reynolds es la relación de la fuerza de inercia sobre un elemento de fluido a la fuerza viscosa.

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\eta} = \frac{v \times D}{\gamma} \quad \text{Ec. 10}$$

El número de Reynolds depende de cuatro variables que son: ρ la densidad del fluido (m^3/s), η viscosidad dinámica del fluido ($\text{Pa}\cdot\text{s}$), D diámetro del tubo conductor (m) y v la velocidad promedio del fluido (m/s).

Estas dos formas de la ecuación son equivalentes debido a que:

$$\gamma = \frac{\eta}{\rho}$$

Donde γ representa la viscosidad cinemática.

Si $Re < 2000$, el flujo es laminar.

Si $Re > 4000$, el flujo es turbulento.

La fórmula para el número de Reynolds adopta una forma diferente para secciones transversales que no sean circulares, canales abiertos y el flujo alrededor de cuerpos sumergidos.

- **Rugosidad relativa en la tubería**

La superficie interna de la tubería no es completamente lisa, tienen discontinuidades que aumentan la fricción entre la superficie del tubo conductor con el fluido. Las pérdidas de energía están en función de la rugosidad relativa, que se calcula con la siguiente expresión.

$$e = \frac{D}{\epsilon} \quad \text{Ec. 11}$$

Donde:

e - Rugosidad relativa (adimensional).

D - Diámetro de la tubería (m).

ϵ - Rugosidad absoluta (m).

Tabla 4. Valores de diseño de la rugosidad de tubos
(Fuente: Mott, 2006).

| Material | Rugosidad ϵ (m) | Rugosidad ϵ (pie) |
|-------------------------------------|--------------------------|----------------------------|
| Vidrio | Liso | Liso |
| Plástico | $3.0 \cdot 10^{-7}$ | $1.0 \cdot 10^{-6}$ |
| Tubo extruido; cobre, latón y acero | $1.5 \cdot 10^{-6}$ | $5.0 \cdot 10^{-6}$ |
| Acero, comercial o soldado | $4.6 \cdot 10^{-5}$ | $1.5 \cdot 10^{-4}$ |
| Hierro galvanizado | $1.5 \cdot 10^{-4}$ | $5.0 \cdot 10^{-4}$ |
| Hierro dúctil, recubierto | $1.2 \cdot 10^{-4}$ | $4.0 \cdot 10^{-4}$ |
| Hierro dúctil, no recubierto | $2.4 \cdot 10^{-4}$ | $8.0 \cdot 10^{-4}$ |
| Concreto, bien fabricado | $1.2 \cdot 10^{-4}$ | $4.0 \cdot 10^{-4}$ |
| Acero remachado | $1.8 \cdot 10^{-3}$ | $6.0 \cdot 10^{-3}$ |

- **Ecuación de Darcy - Weisbach**

Se utiliza la ecuación de Darcy – Weisbach, para determinar las pérdidas primarias de un sistema principalmente las producidas por la fricción del fluido con la superficie del elemento conductor.

$$h_{Lp} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{Ec. 12}$$

Donde:

h_{Lp} - pérdidas de carga primaria producidas por la fricción (m).

λ - factor de fricción (adimensional).

L - longitud de la corriente de flujo (m).

D - diámetro de la tubería (m).

v - velocidad promedio de flujo (m/s).

El coeficiente de fricción λ , se determina en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa en el diagrama de Moody.

2.4.2. Pérdidas secundarias

Las pérdidas secundarias tienen lugar en las transiciones (estrechamientos o expansiones de la corriente), codos, válvulas y todo tipo de accesorios de tubería que se encuentren acoplados en la línea del fluido.

- **Coeficiente de resistencia**

Las pérdidas son producto del cambio de forma en el conducto en el que el fluido se esté moviendo. Se admite generalmente que si la longitud de la tubería es mayor que 1000 diámetros el error que se incurre despreciando las pérdidas secundarias es menor que el error que se produce al calcular el valor de λ según el caso de estudio. La ecuación que rige a las pérdidas secundarias es.

$$h_{La} = k \times \frac{v^2}{2 \times g} \quad \text{Ec. 13}$$

Donde:

h_{La} - Pérdida de carga secundaria (m).

k - Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria (adimensional).

v - velocidad media en la tubería, si se trata de accesorios codos, válvulas, etc. Si se trata de un cambio de sección, se tomara la velocidad de la sección menor (m/s).

g - Constante gravitacional (m/s^2).

El coeficiente de resistencia es adimensional debido a que representa una constante proporcional entre la pérdida de energía y la carga de velocidad. La magnitud de este coeficiente depende de la geometría del accesorio en la línea del túnel de carga y en cierta proporción por la velocidad del fluido.

Tabla 5. Coeficientes de resistencia para válvulas y acoplamientos
(Fuente: Mott, 2006).

| VÁLVULAS Y ACOPLAMIENTOS | COEFICIENTE DE RESISTENCIA |
|--|----------------------------|
| Válvula de globo | $340 \cdot fr$ |
| Válvula de ángulo | $150 \cdot fr$ |
| Válvula de compuerta | $8 \cdot fr$ |
| Válvula de verificación tipo giratorio | $100 \cdot fr$ |
| Válvula de verificación tipo bola | $150 \cdot fr$ |
| Válvula de mariposa para diámetros mayores | $25 \cdot fr$ |
| Válvula de pie con colador | $420 \cdot fr$ |
| Válvula de pie con colador tipo disco | $75 \cdot fr$ |
| Codo bridado a 90° | $30 \cdot fr$ |
| Codo bridado de radio largo a 90° | $20 \cdot fr$ |
| Codo bridado a 45° | $16 \cdot fr$ |
| Codo roscado a 90° | $50 \cdot fr$ |
| Codo roscado a 45° | $26 \cdot fr$ |
| Vuelta en retorno | $50 \cdot fr$ |

- **Longitud equivalente**

Se considera longitud equivalente a la relación entre la longitud del conducto que tendrá la misma resistencia y diámetro de un accesorio sobre el diámetro del mismo, este valor es constante para un tipo dado de válvulas y acoplamientos, tabla 6.

El término fr , es el factor de fricción en la tubería a la que está conectada la válvula o acoplamiento, el mismo que se asume está en la zona de turbulencia completa, seccionado por una línea entre cortada en el diagrama de Moody.

Tabla 6. Resistencia de válvulas y acoplamientos expresados en longitud equivalente (Fuente: López, 2015).

| TIPO | LONGITUD EQUIVALENTE EN DIÁMETROS DE TUBERÍA LE/D |
|--|---|
| Válvula de globo - abierta por completo | 340 |
| Válvula de ángulo - abierta por completo | 150 |
| Válvula de compuerta - abierta por completo por completo | 8 |
| 3/4 abierta | 35 |
| 1/2 abierta | 160 |
| 1/4 abierta | 900 |
| Válvula de verificación tipo giratorio | 100 |
| Válvula de verificación tipo bola | 150 |
| Válvula de mariposa para diámetros mayores | 25 |
| Válvula de pie con colador | 420 |
| Válvula de pie con colador tipo disco | 75 |
| Codo bridado a 90° | 30 |
| Codo bridado de radio largo a 90° | 20 |
| Codo bridado a 45° | 16 |
| Codo roscado a 90° | 50 |
| Codo roscado a 45° | 26 |
| Vuelta en retorno | 50 |

2.4.3. Pérdidas en la rejilla

El filtrado por medio de rejillas para sólidos en tránsito en el fluido, presenta una pérdida de carga secundaria para el sistema, siendo esta una parte importante las pérdidas se calculan mediante la ecuación 14.

$$h_r = k_r \times \left(\frac{d}{a}\right)^{0.75} \times \frac{v^2}{2 \times g} \times \text{sen} \alpha \quad \text{Ec. 14}$$

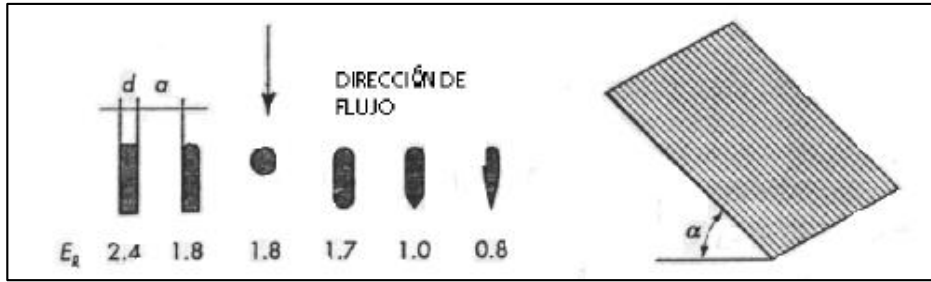


Figura 13. Factor de resistencia para sistemas de filtrado según su forma.
(Fuente: Villaroel, 2009).

2.5. Principio de impulso

El teorema del impulso o de la cantidad de movimiento sirve para calcular la variación de la cantidad de movimiento, se deriva de la segunda ley de Newton.

$$\vec{F} = m \frac{d\vec{v}}{dt} \quad \text{Ec. 15}$$

Multiplicando los términos de la ecuación 15 por dt, e integrando tenemos.

$$\int_{t_1}^{t_2} \vec{F} dt = \int_{v_1}^{v_2} m \cdot d\vec{v}$$

Siendo m constante tenemos.

$$\int_{t_1}^{t_2} \vec{F} dt = m(\vec{v}_2 - \vec{v}_1)$$

$$m \cdot \vec{v}_1 + \int_{t_1}^{t_2} \vec{F} dt = m \cdot \vec{v}_2 \quad \text{Ec. 16}$$

La ecuación 16 denota: Cantidad de movimiento inicial ± Impulso = Cantidad de movimiento final.

En la ecuación 15, muestra un elemento diferencial como partícula de movimiento, entonces se tiene que:

$$\vec{F} \cdot dt = dm \cdot d\vec{v} \quad \text{Ec. 17}$$

Donde:

$$dm = \rho \cdot dV$$

Sustituyendo en la ecuación 16 se tiene:

$$\vec{F} = \rho \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \vec{dv}$$

El término dV/dt equivale al caudal Q , e integrando en términos de v , se tiene:

$$\vec{F} = \rho \cdot Q \cdot (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) \quad \text{Ec. 18}$$

El teorema de impulso o cantidad de movimiento tiene su expresión vectorial en sus tres componentes.

$$\vec{F}_x = \rho \cdot Q \cdot (\vec{v}_{2x} - \vec{v}_{1x}) \quad \text{Ec. 19}$$

$$\vec{F}_y = \rho \cdot Q \cdot (\vec{v}_{2y} - \vec{v}_{1y}) \quad \text{Ec. 20}$$

$$\vec{F}_z = \rho \cdot Q \cdot (\vec{v}_{2z} - \vec{v}_{1z}) \quad \text{Ec. 21}$$

2.6. Ecuación fundamental turbomáquinas de Euler

La ecuación de Euler está enfocada para el estudio de las turbomáquinas hidráulicas y las turbomáquinas térmicas, expresando la energía intercambiada en el rodete.

2.6.1. Triángulo de velocidades

La ecuación de Euler se basa en el estudio de dos triángulos de velocidades, tanto a la entrada del álabe como a la salida. El triángulo de entrada describe las siguientes componentes, relacionado con la notación internacional.

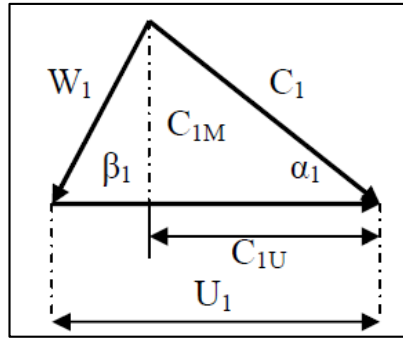


Figura 14. Triángulo de velocidades a la entrada del álabe
(Fuente: Orozco, 2011).

Donde:

U_1 - velocidad absoluta del rotor (m/s).

C_1 - velocidad absoluta del fluido (m/s).

W_1 - velocidad relativa del fluido respecto a la velocidad del rotor (m/s).

C_{1U} - componente periférica de la velocidad absoluta del fluido (m/s).

C_{1M} - componente meridional de la velocidad absoluta del fluido (m/s).

β_1 - ángulo entre la velocidad absoluta del rotor con la velocidad relativa ($^\circ$).

α_1 - ángulo de entrada del fluido ($^\circ$).

Para la relación del triángulo de velocidades a la entrada del álabe con el triángulo de velocidades a la salida del álabe se describen de la misma manera con el cambio del sub índice de 1 por el 2, como se muestra en la figura 15.

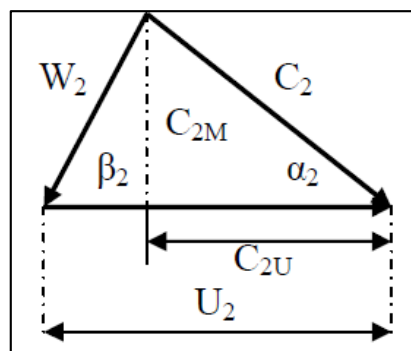


Figura 15. Triángulo de velocidades a la salida del álabe
(Fuente: Orozco, 2011).

2.7. Triángulo de Euler aplicado para turbinas Pelton

El triángulo de velocidades de Euler aplicado para las turbinas Pelton se caracteriza principalmente por mantener la velocidad absoluta del rotor (u), a la entrada y la salida del fluido, esto se debe a que la acción del chorro de agua sobre la turbina es tangencial al rodete.

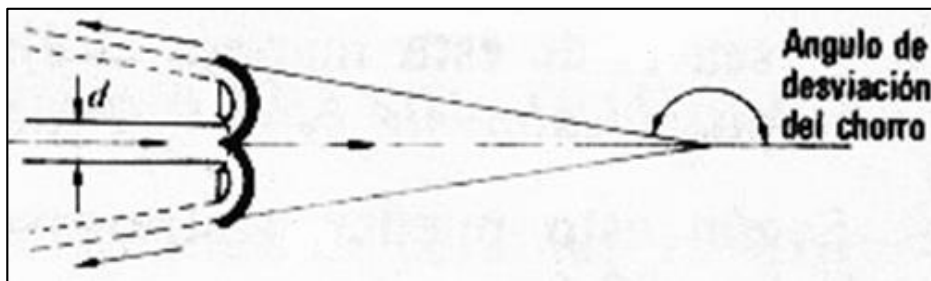


Figura 16. Chorro de agua y desviación por la cuchara
(Fuente: Mataix, 1982).

Para el triángulo de velocidades ideal a la entrada del fluido se tiene que:

$$\alpha_1 = 0^\circ$$

$$\beta_1 = 180^\circ$$

Como se muestra en la figura 17.

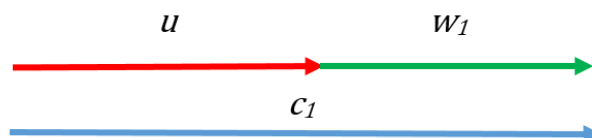


Figura 17. Triángulo de velocidades en entrada del fluido.

En consecuencia la relación del triángulo de velocidades a la entrada del rodete se reduce a la siguiente expresión:

$$w_1 = c_1 - u \quad \text{Ec. 22}$$

Por lo tanto si tomamos en cuenta que el fluido en la superficie de la cuchara no tiene rozamiento se tiene que.

$$w_1 = w_2 \quad \text{Ec. 23}$$

Simplificando la ecuación 9 del teorema de Bernoulli se tiene que la velocidad del fluido al tener un sistema con presa y desfogue de fluido a presión atmosférica con un nivel de altura referencial con un nivel cero en el eje de rotación de la turbina.

$$c_1 = 0,97 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_T} \quad \text{Ec. 24}$$

El coeficiente 0,97 equivale a las perdidas resultantes por la fricción del fluido en el inyector (Mataix, 1982).

En base a parámetros experimentales se tiene que la turbina Pelton alcanza su máximo rendimiento cuando, $u_1 = \frac{1}{2} \times c_1$, entonces la expresión final es igual a:

$$u_1 = 0,45 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_T} \quad \text{Ec. 25}$$

Para el triángulo de velocidades a la salida del fluido se identifican las siguientes componentes en función de la geometría del álabe.

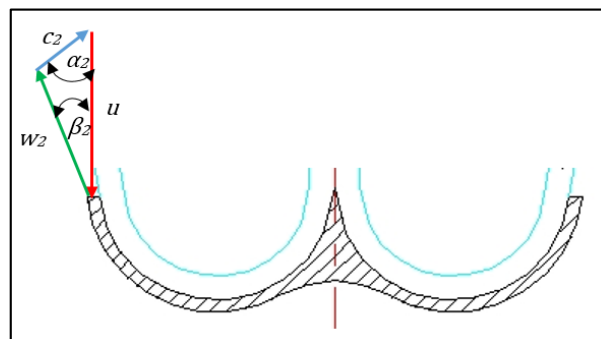


Figura 18. Triángulo de velocidades a la salida del fluido.

La turbina Pelton no tiene tubo de aspiración, en consecuencia no se puede aprovechar la velocidad de salida del fluido. Como la energía cinética a la

salida del álabe se pierde es conveniente que sea cero, de esta manera el álabe habrá aprovechado al máximo toda la energía de fluido, es decir que c_2 idealmente sea igual a cero, para el caso práctico la velocidad es relativamente pequeña.

2.8. Velocidad de rotación síncrona

Es denominada velocidad de rotación síncrona o velocidad de sincronismo a la velocidad de giro de un motor cuando esta es igual a la velocidad de giro del campo magnético de estator, esta velocidad es constante y depende de la frecuencia de la tensión de la red eléctrica a la que se encuentra aportando el generador y viene dada por:

$$n = \frac{120 \times f}{\text{polos}} \quad \text{Ec. 26}$$

Donde:

f – frecuencia eléctrica (Hz).

polos – número de polos del generador

2.9. Consideraciones para el diseño de turbinas Pelton

La turbina Pelton toma como parámetros primordiales para su dimensionamiento la altura que dispone del túnel de carga y el caudal disponible, debido a que la entrada del fluido es tangencial, este ejerce un momento cinético en la periferia de la rueda. Las medidas características de los álabes y del rodete están fundamentadas en base del diámetro del inyector.

2.9.1. Diámetro del inyector

El inyector tiene como misión dirigir el chorro de agua hacia los álabes del rodete, además de regular el caudal en proporción a la demanda de potencia en el eje, este deberá ser capaz de interrumpir totalmente el flujo de agua cuando el sistema lo requiera.

Tomando el principio de la continuidad, se tiene que:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{i \cdot \pi \cdot C_1}} \quad \text{Ec. 27}$$

Donde:

i – Número de inyectores.

2.9.2. Dimensionamiento del álabe

Basado en la bibliografía referencial, (Nechleba M, 1957). Donde se detalla el dimensionamiento del álabe en función del diámetro del inyector, cabe recalcar que estos parámetros únicamente servirán como base para el análisis en pos de alcanzar la máxima eficiencia mecánica del elemento.

Como se puede ver en la figura 19, se tiene un intervalo entre dos medidas referenciales que señala el autor. A la vez que existe distintas geometrías hidrodinámicas que marcan la geometría del álabe para lo cual se ha seleccionado la aproximada a la forma existente debido a que por sus cortes presenta una menor oposición a la circulación del fluido.

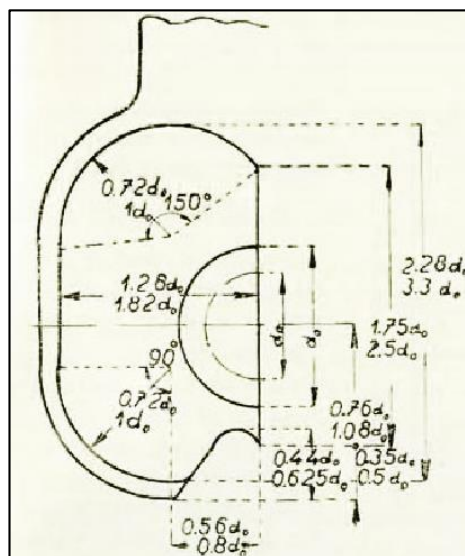


Figura 19. Datos referenciales álabe Pelton (Fuente: Nechleba, 1957).

En función del número de inyectores que conforman la unidad de generación el autor cita una relación para las medidas referenciales del elemento.

Tabla 7. Relación del ancho del álabe en función diámetro del inyector
(Fuente: Nechleba, 1957).

| Número de Inyectores | Relación en función de d_i |
|----------------------|------------------------------|
| 1 | $B = 3,1 \cdot d_i$ |
| 2 | $B = 3,2 \cdot d_i$ |
| 4-5 | $B = 3,3 \cdot d_i$ |
| 6 | $B > 3,3 \cdot d_i$ |

Es necesario que la geometría del álabe cumpla la siguiente relación.

$$3,1 > \frac{B}{d_i} \geq 3,4$$

Ec. 28

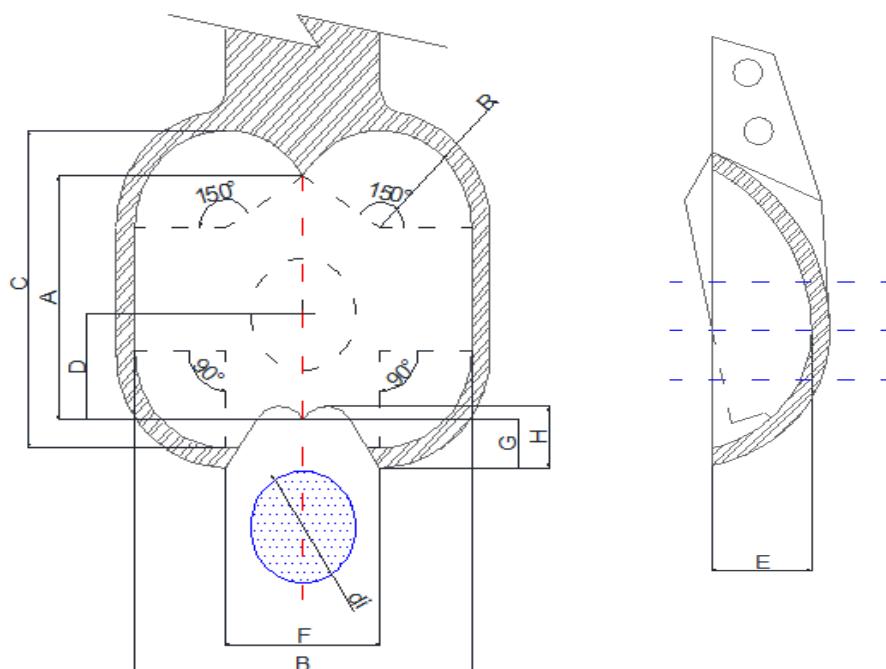


Figura 20. Geometría y parámetros referenciales del álabe de una turbina Pelton

En el Anexo C, en función de las curvas de diseño del fabricante para turbinas de acople directo se tiene que el elemento obedece a la serie TP 32, el mismo que por la potencia de salida tiene dos inyectores como el modelo al que se hace referencia en el presente trabajo de investigación.

El ángulo de inclinación de la arista β_1 , en función de las características de la rueda viene definido mediante la tabla que se muestra en el Anexo D.

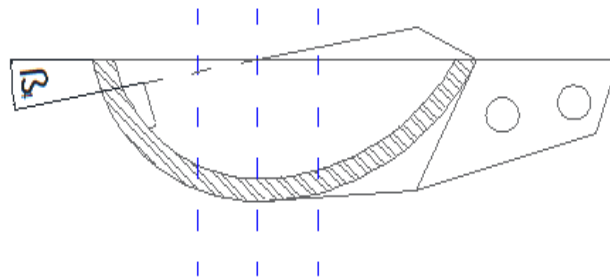


Figura 21. Referencia del ángulo de la arista en el álabe Pelton

De la misma manera, para la determinación del ángulo de salida del fluido del álabe Pelton β_2 , se tiene un rango de $6,9^\circ$ hasta $11,5^\circ$, determinados de forma experimental, es importante resaltar que entre más pequeño sea este dato, la velocidad del fluido a la salida del álabe es menor lo que quiere decir que el sistema aprovecho la mayor cantidad de energía proveniente del agua.

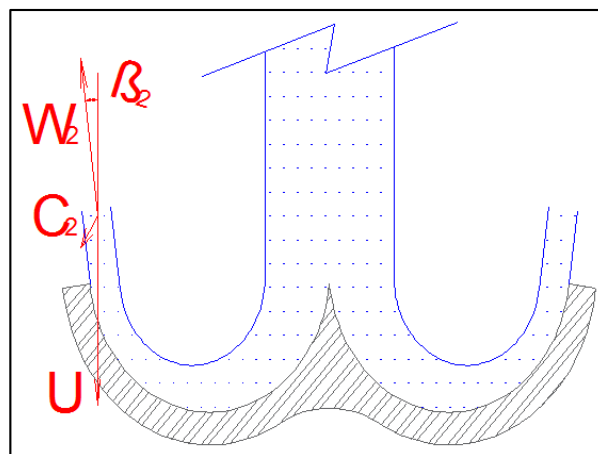


Figura 22. Parámetros físicos del fluido a la salida del álabe.

2.9.3. Dimensionamiento del rodete

Para el dimensionamiento del rodete, se toma en cuenta la velocidad absoluta del rotor y la velocidad de rotación sincrónica, su geometría varía en función del esfuerzo mecánico al cual es sometido además de los accesorios de transmisión.

El diámetro del rodete toma como referencia el centro del diámetro de incidencia del chorro de agua en el álabe de un extremo hasta su opuesto en la misma posición como se indica en la figura 23.

$$D_r = \frac{60 \cdot U_1}{\pi \cdot n} \quad \text{Ec. 29}$$

Donde:

D_r – diámetro del rodete (m).

U_1 – Velocidad absoluta del rotor, triángulo de velocidades de Euler (m/s).

n – Velocidad sincrónica (rev/min).

El diámetro de cresta viene dado por la ecuación 30. Este dato hace referencia al recorrido circular externo que realiza el álabe de la turbina.

$$D_c = D_r + (2 \cdot (D + G)) \quad \text{Ec. 30}$$

Donde:

D_c – Diámetro de cresta (m).

D, G – Datos geométricos referenciales álabe Pelton (m).

El diámetro de arista está dado por la ecuación 31, establecido por el diámetro que describe la arista en un giro de 360°.

$$D_a = D_r + (2 \cdot D) \quad \text{Ec. 31}$$

Donde:

D_a – Diámetro de arista (m).

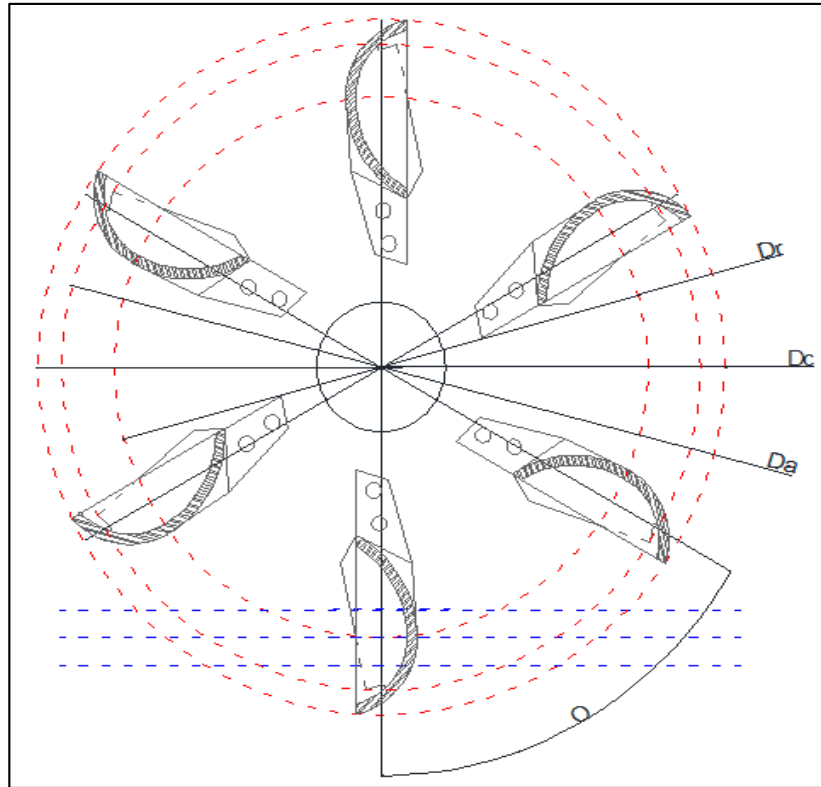


Figura 23. Geometría y parámetros referenciales del rodete de una turbina Pelton.

2.9.4. Número de álabes y paso

La turbina Pelton debe tener armonía entre sus partes constitutivas, esto quiere decir que el diseño de los álabes será óptimo, si su rueda de giro presta las facilidades necesarias para aprovechar la energía proveniente del fluido. Para el cálculo del número de álabes se tiene la ecuación 32.

$$Z = \frac{2 \cdot \pi}{k_p \cdot \left(\theta - 2 \cdot \left(\frac{D_a}{D_r} \right) \cdot k_u \cdot \text{sen} \left(\frac{\theta}{2} \right) \right)} \quad \text{Ec. 32}$$

Donde:

z – Número de álabes

k_p – Coeficiente que define el paso real de la cuchara y se toma del rango comprendido entre 0,65 y 0,85.

D_r – Diámetro del rodete (m).

D_a – Diámetro de arista (m).

Θ – Ángulo de desplazamiento entre D_r y D_a (rad).

K_u – Coeficiente de velocidad tangencial (0.45, punto de eficiencia máxima).

$$\theta = 2 \times \arccos\left(\frac{D_r+d}{D_a}\right) \quad \text{Ec. 33}$$

De acuerdo a la tabla 8, se tiene un intervalo de número de álabes permisibles para el ensamble de la turbina Pelton, esto difiere en función de los resultados obtenidos al aplicar las fórmulas planteadas y el método de fabricación empleado.

Tabla 8. Número de álabes en función de la relación de diámetro del rodete vs diámetro del chorro (Fuente: Hernández, 1984).

| $\frac{D_r}{d_i}$ | Número de álabes | |
|-------------------|------------------|--------|
| | Z min. | Z máx. |
| 15 | 21 | 27 |
| 14 | 21 | 26 |
| 13 | 20 | 25 |
| 12 | 20 | 24 |
| 11 | 19 | 24 |
| 10 | 18 | 23 |
| 9 | 18 | 22 |
| 8 | 17 | 22 |
| 7,5 | 17 | 21 |

2.9.5. Dimensionamiento de la cámara

El correcto dimensionamiento de la cámara es de suma importancia debido a que este elemento brinda el soporte necesario para evacuar el fluido turbinado, además del espacio de rotación necesario para reducir las pérdidas por contacto con el aire.

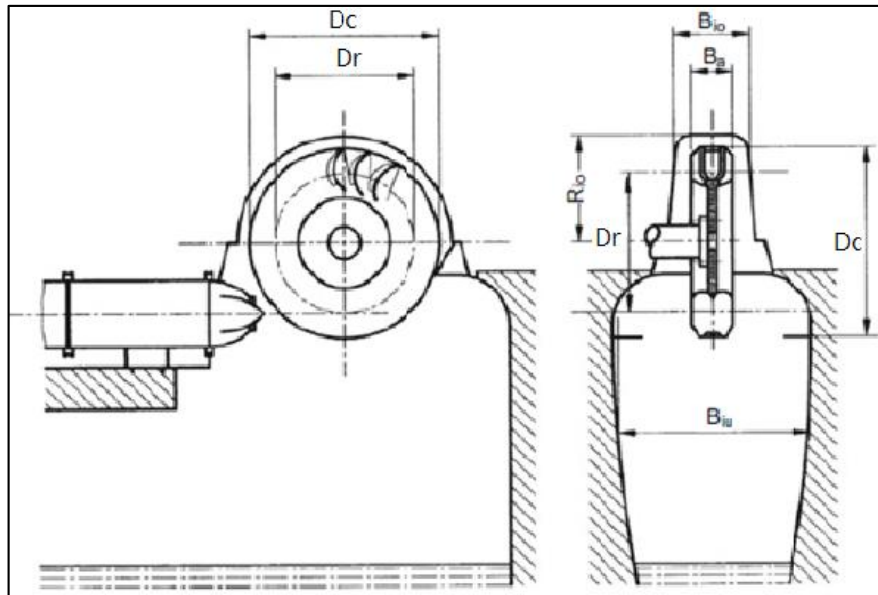


Figura 24. Coeficientes de dimensionamiento de la carcasa de una turbina Pelton (Fuente: Zhang, 2016).

En la tabla 9, se establecen las relaciones en función de una medida patrón para el dimensionamiento de la cámara de la turbina, concatenadas con la figura 24.

Tabla 9. Coeficientes de diseño para la carcasa de una turbina Pelton (Fuente: Zhang, 2016).

| Parámetro | Coefficiente de diseño |
|------------|------------------------|
| Ba | $0,2 \cdot Dc$ |
| Bio | $0,3 \cdot Dc$ |
| Biu | $1 \cdot Dc$ |
| Rio | $0,6 \cdot Dc$ |

2.10. Potencia hidráulica

La potencia hidráulica está definida como la presión que ejerce el fluido sobre una superficie por el caudal, definición que se adquiere de la ecuación fundamental de la potencia que es el producto de la multiplicación de la fuerza por la velocidad, esta ecuación se establece para fluidos incompresibles.

$$P_H = p \cdot Q \quad \text{Ec. 34}$$

Donde p se define como la presión, viene expresada por la siguiente ecuación.

$$p = \gamma \cdot h_T \quad \text{Ec. 35}$$

Donde:

γ – peso específico del fluido (kN/m³).

Remplazando la ecuación 34 en la ecuación 35, tenemos que:

$$P_H = \gamma \cdot h_T \cdot Q \quad \text{Ec. 36}$$

2.11. Fuerzas y momentos en la turbina Pelton

Para una turbina Pelton, del teorema del impulso se tiene que la fuerza generada por el cambio de la cantidad de movimiento, se define mediante la ecuación 37, que es la fuerza que ejerce el fluido sobre el álabe de la turbina.

$$F = \rho \cdot Q \cdot (w_{1u} - w_{2u}) \quad \text{Ec. 37}$$

Donde del triángulo de velocidades a la entrada del fluido, se relaciona la velocidad relativa del agua con respecto a la velocidad de giro, que se determina por la ecuación 38.

$$w_1 = w_{1u} = c_1 - u \quad \text{Ec. 38}$$

Para la determinación de la velocidad relativa de salida del fluido w_2 , se toma en cuenta la siguiente expresión derivada del triángulo de velocidades de salida:

$$c_2^2 = w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2$$

$$c_2^2 = w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 + 2 \cdot w_2 \cdot u_2 - 2 \cdot u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2$$

$$c_2^2 = (w_2 - u_2)^2 + 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot (1 - \cos\beta_2)$$

$$c_2^2 = (w_2 - u_2)^2 + 4 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \sin^2\left(\frac{\beta_2}{2}\right)$$

Asumiendo la aproximación:

$$w_2 \cong u_2$$

Se tiene que:

$$c_2 = 2 \cdot u_2 \cdot \sin\left(\frac{\beta_2}{2}\right) \quad \text{Ec. 39}$$

La componente radial de la velocidad relativa a la salida del álabe se obtiene mediante la descomposición de la hipotenusa en función del ángulo de salida.

$$w_{2u} = -w_2 \cdot \cos\beta_2 \quad \text{Ec. 40}$$

Considerando que para la turbina Pelton únicamente existen fuerzas tangenciales al giro de la rueda con una distancia al centro igual al radio del rodete, el momento aplicado se obtiene mediante la ecuación 41:

$$M = \rho \cdot Q \cdot r \cdot (w_{1u} - w_{2u}) \quad \text{Ec. 41}$$

2.12. Potencia y rendimiento mecánico

La definición general de potencia se debe al trabajo realizado en un periodo de tiempo, este parámetro determina la utilidad final del sistema en función de la carga mecánica al que está sometido el equipo. El rendimiento determina la eficiencia final de trabajo de una turbina hidráulica.

2.12.1. Potencia de salida

La potencia de salida está definida por el producto de la multiplicación del momento M ejercido en la turbina por efecto del choque del agua en los álabes por la velocidad angular ω , también llamada como potencia útil.

$$P_a = M \cdot \omega \quad \text{Ec. 42}$$

- **Velocidad específica**

La velocidad específica es el parámetro que mejor caracteriza a una turbomáquina, pues relaciona variables fundamentales del proceso de transformación de energía como son la altura, el caudal y la potencia. La misma que es directamente proporcional a la velocidad angular de la turbina, es decir que determina el número de revoluciones estimado para una potencia de salida de 1 CV.

En la turbina Pelton la velocidad específica va cambiando insensiblemente de forma para adaptarse a las diferentes condiciones de funcionamiento.

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P_a}}{h_T^{5/4}} \quad \text{Ec. 43}$$

Para el sistema métrico las unidades de los componentes de la ecuación 43, son:

n – Velocidad sincrónica (rev/min).

P_a – Potencia de salida (CV).

h_T – Altura total neta (m).

Señalando que n_s, tiene las mismas unidades que la velocidad sincrónica.

- **Relación de diámetros**

La relación entre los diámetros δ tanto del inyector d_i como del rodete D_r , se puede estimar un rango de eficiencia en la operación de la rueda como se muestra en la tabla 10.

$$\delta = \frac{d_i}{D_r} \quad \text{Ec. 44}$$

Tabla 10. Límite de aplicación para turbinas Pelton de un inyector.
(Fuente: Ferrada, 2012).

| Límite de aplicación | Relación de diámetros | Número específico de revoluciones |
|---|-----------------------|-----------------------------------|
| Límite mínimo (mal rendimiento) | 0,01 | 2,4 |
| Límite mínimo práctico (buen rendimiento) | 0,03 | 8 |
| Límite máximo (mal rendimiento) | 0,14 | 35 |
| Límite máximo práctico (buen rendimiento) | 0,11 | 27 |

Para sistemas con más de dos chorros de incidencia se tiene una referencia para estimar el rendimiento de la rueda, como se muestra en la tabla 11.

Tabla 11. Estimación de rendimiento para sistemas con más de dos inyectores en función de la velocidad específica. (Fuente: Ferrada, 2012).

| Sistema Turbina Pelton | Descripción | n_s velocidad específica máxima (buen rendimiento) |
|------------------------|--|--|
| Doble | 1 rodete 2 chorros; 2 rodetes con un chorro | 34 |
| Cuádruple | 1 rodete 2 chorros; 2 rodetes 2 chorros por rodete | 48 |
| Séxtuple | 1 rodete 6 chorros | 59 |

2.12.2. Potencia interna

Esta es la potencia suministrada por la turbina restando la potencia necesaria para vencer los rozamientos mecánicos P_m^r en el sistema.

$$P_i = P_a + P_m^r \quad \text{Ec. 45}$$

- **Pérdidas por fricción en los cojinetes**

Los cojinetes son componentes importantes dentro del sistema motriz, debido que sobre estos reposa el peso estático y esfuerzos dinámicos de la máquina, para determinar las pérdidas ocasionadas por la fricción de los cojinetes se tiene la siguiente ecuación 46.

$$\eta_{be} = \frac{k_{be} \cdot n^q}{P_a} \quad \text{Ec. 46}$$

Donde:

k_{be} – Coeficiente de fricción del material del cojinete.

q – Coeficiente de carga del sistema (1,5 alta carga y 2 baja carga).

n – Velocidad sincrónica (rev/s).

- **Pérdidas por el viento en la cámara**

Las turbinas Pelton por su modo de operación, al encontrarse el elemento motriz suspendido, conectado a un eje de rotación, sufre el contacto del aire continuamente mientras la rueda gira a la velocidad de diseño lo que produce pérdidas en el sistema.

Para las turbinas Pelton de eje horizontal con múltiples inyectores se determina la pérdida de eficiencia mediante la ecuación 47. Es importante recalcar que este factor es directamente proporcional a la variación de velocidad de la turbina.

$$\eta_{wi} = 4.2 \times 10^{-7} \cdot W_i \cdot \frac{a}{Z} \cdot \frac{n^3}{n_N^3} \quad \text{Ec. 47}$$

Donde:

W_i – número de viento.

a – densidad del aire (kg/m^3).

Z – Número de inyectores del sistema.

n – velocidad sincrónica (rev/s).

n_N – velocidad sincrónica nominal (rev/s).

El número de viento se determina mediante la ecuación 48, este parámetro al igual que la velocidad específica es un parámetro geométrico.

$$Wi = g^{1.5} \cdot \frac{(1+2 \cdot n_s)^5}{n_s^2} \quad \text{Ec. 48}$$

Para aplicar la ecuación descrita es necesario que la velocidad específica n_s , deba estar en rev/s, para ajustar el sistema de unidades.

2.13. Rendimiento hidráulico

El rendimiento hidráulico se establece por la altura determinada por la segunda forma de la ecuación de Euler con signo positivo para el caso de estudio y la altura útil efectiva, destacando que dentro del sistema de carga se tienen parámetros que restan la energía final del fluido.

$$\eta_h = \frac{H_u}{H} = \frac{u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u}}{g \times H} \quad \text{Ec. 49}$$

2.14. Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico hace referencia al caudal de ingreso a la turbina restando las pérdidas existentes por efecto de las salpicaduras a la salida del inyector y las pérdidas interiores producidas por el golpe del fluido en las rendijas de la carcasa. Para tener un máximo rendimiento volumétrico se debe tratar de que la tubería de carga este bien sellada y que la orientación del inyector dirija su caudal netamente al álabe de la turbina.

$$\eta_v = \frac{Q - q_e - q_i}{Q} \quad \text{Ec. 50}$$

Donde:

q_e – pérdidas exteriores, producidas por la salpicadura (m^3/s).

q_i – pérdidas interiores, producidas por las rendijas en la carcasa (m^3/s).

Q – Caudal suministrado a la turbina (m^3/s).

2.15. Rendimiento mecánico

El rendimiento mecánico viene expresado por el cociente entre la potencia de accionamiento y la potencia interna o potencia total transmitida a la turbina restando las pérdidas producidas por rodamientos, elementos de transmisión.

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_i} \quad \text{Ec. 51}$$

2.16. Rendimiento total

El rendimiento total es el porcentaje máximo de energía utilizable considerando todas las pérdidas existentes en el sistema. Está definida por la siguiente función.

$$\eta_{tot} = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h = \frac{P_a}{P} \quad \text{Ec. 52}$$

2.17. Selección de los materiales

Para realizar la selección del material adecuado para la manufacturación de la turbina, es necesario conocer los esfuerzos a los que esta pieza se encuentra sometida, además de las circunstancias en las cuales trabaja el elemento es importante señalar que el efecto de la cavitación siempre estará presente en el mecanismo.

El factor de seguridad que se deberá manejar para el diseño de la turbina será de 3 a 4, tomando en cuenta esta consideración para la aplicación *“Para buenos materiales, en piezas sometidas a cargas imprecisas o en casos de tensiones no determinadas”*.

La determinación del cumplimiento del factor de seguridad como procedimiento de diseño se realizará mediante software, de esta manera se tendrá una aproximación real del resultado que se quiere obtener.

2.18. Método de elementos finitos

La modelación de elementos finitos consiste en el reemplazo de un conjunto de ecuaciones diferenciales, por un conjunto equivalente, con un aproximado de ecuaciones algebraicas, donde cada una de las variables es evaluada en los puntos nodales. Para la simulación hidrodinámica se utilizará el software ANSYS y para el diseño geométrico, estructural se empleará el software SolidWorks, estos paquetes informáticos utilizan como base para sus resultados el cálculo por medio de este método.

Las etapas utilizadas por el método de elementos finitos son:

- Definición del problema y su dominio.
- Discretización del dominio.
- Identificación de las variables de estado.
- Formulación del problema.
- Establecimiento de los sistemas de referencia.
- Construcción de las funciones de aproximación de los elementos.
- Determinación de las ecuaciones de cada elemento.
- Transformación de coordenadas.
- Ensamble de las ecuaciones de los elementos.
- Introducción de las condiciones de contorno.
- Solución del conjunto de ecuaciones simultáneas resultante.
- Interpretación de los resultados.

La solución del problema se muestra en la convergencia de la ecuación diferencial a resolver y del elemento usado, definiéndose convergencia como a la exactitud (diferencia entre la solución exacta y la solución por modelación de elementos finitos), cuando se incrementa el número de elementos para el caso de estudio, este concepto hace referencia a la cantidad de polígonos en los cuales se define la superficie y fronteras asociadas a la circulación del fluido.

Conclusiones del Capítulo 2

- El estudio del sistema hidráulico es de suma importancia debido a que ubica las características operacionales óptimas en las que trabajara la turbina Pelton.
- La base del dimensionamiento geométrico de la turbina Pelton viene dado por el estudio del triángulo de velocidades de Euler, donde como parámetro esencial se toman las velocidades del fluido a la entrada y salida del elemento motriz.
- Existen agentes externos que limitan el rendimiento de la turbina Pelton, como es el efecto de ventilación interna en la cavidad de la carcasa y el rozamiento que producen los cojinetes en el mecanismo.
- El conjunto de patrones geométricos y variables operacionales determinan el rendimiento del sistema hidráulico los mismos que nos ayudaran a determinar si el sistema es eficiente para las condiciones de operación dadas.

CAPÍTULO 3

MEMORIA DE CÁLCULO Y RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN

3.1. Introducción

Para la obtención de los parámetros operacionales ingresamos en el nivel exploratorio, de esta manera evaluamos el estado actual de las partes constitutivas del sistema y así poder identificar los puntos álgidos. Se utilizó una amplia gama bibliográfica documental como referencia en función de la experiencia de varios investigadores alrededor del mundo.

La investigación del presente proyecto describe la caracterización de los parámetros operacionales existentes en la central de generación hidroeléctrica Illuchi I, los mismos que son objeto de estudio, ya que de esta parte la caracterización geométrica de la turbina Pelton. Los parámetros físicos no son sujetos a cambios debido a que el enfoque del presente capítulo es obtener el máximo aprovechamiento energético que brinda el afluente al sistema.

Se tomó como fichas referenciales para el análisis de la eficiencia, los datos de placa inscritos de los equipos instalados así como las mediciones realizadas a las turbinas remanufacturadas. El dimensionamiento geométrico en función de los parámetros operacionales reales se contrastaron con los modelos construidos.

3.2. Parámetros operacionales

Los parámetros operacionales del sistema se sujetan a las variables establecidas descritas en los puntos señalados a continuación, cabe recalcar que estos parámetros son referenciales que no serán sujetos a cambios.

3.2.1. Altura del túnel de carga

Como datos referenciales existen documentos que datan que la altura neta del túnel de carga es 290 m, para corroborar esta información se realizó una medición con un instrumento electrónico obteniendo los datos señalados.

$$h_0 = 3527 \text{ msnm}$$

$$h_1 = 3819 \text{ msnm}$$

Donde:

h_0 – altura determina como referencia en el nivel del mar y la casa de máquinas.

h_1 – altura determina como referencia en el nivel del mar y el inicio del túnel de carga.

La diferencia de la altura registrada es de $h = 292$ m, parámetro que será tomado para efectos de cálculo.



Figura 25. Altura referencial sobre el nivel del mar h_0 y h_1 .

3.2.2. Caudal de abastecimiento y consumo

Para la operación de la central hidroeléctrica es muy importante determinar el caudal de abastecimiento, es decir la cantidad de agua por unidad de

tiempo que se toma del afluente principal para el abastecimiento de la presa.

Para determinar el caudal de abastecimiento se ha seleccionado una sección transversal constante del canal conductor de fluido hacia la presa, donde por una longitud de 10 m, se realizó mediciones de un cuerpo suspendido que toma la velocidad del agua. De donde se tomaron los datos en el mes de marzo del año 2016, los mismos que se detallan en la tabla 12.

Tabla 12. Caudal de abastecimiento.

| Muestra | Recorrido (m) | Área (m²) | Tiempo (s) | Caudal (m³/s) |
|----------------|----------------------|-----------------------------|-------------------|---------------------------------|
| 1 | 10 | 0,66 | 9,4 | 0,70 |
| 2 | 10 | 0,66 | 7,9 | 0,84 |
| 3 | 10 | 0,66 | 8,5 | 0,78 |
| 4 | 10 | 0,66 | 8,8 | 0,75 |
| 5 | 10 | 0,66 | 8,1 | 0,81 |
| 6 | 10 | 0,66 | 9,1 | 0,73 |
| 7 | 10 | 0,66 | 8,3 | 0,80 |
| 8 | 10 | 0,66 | 8,5 | 0,78 |
| 9 | 10 | 0,66 | 8,6 | 0,77 |
| 10 | 10 | 0,66 | 9,1 | 0,73 |
| | | | PROMEDIO | 0,77 |

La sección transversal tiene la siguientes medidas 1,5 m de ancho por 0,44 m de profundidad desde la superficie del fluido, dando un área de 0,66 m², con el tiempo estimado y el recorrido se determinó la velocidad del fluido, donde empleando la ecuación 2, se tiene que el caudal promedio de las mediciones realizadas es de 0,77 m³/s.

La central de generación Illuchi I, posee tres túneles de carga con un diámetro en la tubería de 22 pulg; el primer túnel lleva el fluido a las unidades generadoras uno y dos con una derivación a la altura del cuarto de máquinas, las líneas dos y tres suministran el fluido a los equipos generadores tres y cuatro.



Figura 26. Túneles de carga Central de Generación Illuchi I.

Mediante la ecuación 3 se obtiene el caudal teórico de la tubería de carga para las unidades generadoras tres y cuatro, sin tomar en cuenta las reducciones del inyector. Para efectos de cálculo de la tabla 3 se tomara $C_h = 60$, señalando que el material de conformación de la tubería es acero corrugado con más de cuarenta años en operación.

La longitud total de la tubería de carga se obtuvo por medio de mediciones en campo dando un valor de 1228 m desde la toma del fluido en la presa hasta el sistema de inyección de las turbinas hidráulicas.

| | | |
|-------|--|---------------------------------|
| Ec. 3 | $Q = 0.2785 \cdot C_h \cdot D^{2.63} \cdot S^{0.54}$ | $Q = 1,52 \text{ m}^3/\text{s}$ |
|-------|--|---------------------------------|

Para efectos de cálculo en el dimensionamiento geométrico de la turbina Pelton, se tomara el establecido por el fabricante que es de $0,6 \text{ m}^3/\text{s}$, debido a que este parámetro está limitado por el inyector al 100 % de su apertura.

3.3. Número de Reynolds

La obtención del número de Reynolds es necesario para identificar el comportamiento del agua en el sistema, de la ecuación 2 se determina la velocidad del fluido.

| | | |
|-------|-------------------|------------------------|
| Ec. 2 | $v = \frac{Q}{A}$ | $v = 2,62 \text{ m/s}$ |
|-------|-------------------|------------------------|

Para el cálculo del número de Reynolds se requieren de los siguientes datos del agua a una temperatura de 10 °C promedio, tomada en la presa hidráulica.

$\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$; Densidad del agua.

$\eta = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$; Viscosidad dinámica.

| | | |
|--------|--|--------------------------|
| Ec. 10 | $Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\eta}$ | $Re = 1,0883 \cdot 10^6$ |
|--------|--|--------------------------|

Como tenemos un $Re > 4000$, el fluido es turbulento.

3.4. Rugosidad relativa en la tubería

Tomando la ecuación 11, determinamos la rugosidad relativa de la superficie interna de la tubería, de la tabla 4 utilizando el valor de $4,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}$ para acero comercial o soldado, donde:

| | | |
|--------|--------------------------|---------------|
| Ec. 11 | $e = \frac{D}{\epsilon}$ | $e = 11739,1$ |
|--------|--------------------------|---------------|

3.5. Pérdidas primarias

Las pérdidas primarias o pérdidas producidas por la fricción del sistema de conducción se obtienen mediante el procedimiento descrito.

La ecuación 11 obedece al cálculo de las pérdidas por fricción en el túnel de carga. De donde λ (factor de fricción) se obtiene a partir del número de Reynolds en las abscisas y la rugosidad relativa en el eje de las ordenadas

en el diagrama de Moody (Anexo A), con la relación de los valores obtenidos se tiene que el factor de fricción es 0,0135.

Basados en la teoría de Darcy – Weisbach ecuación 12 se tiene que las pérdidas por fricción en la tubería son:

| | | |
|--------|--|----------------------------|
| Ec. 12 | $h_{Lp} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$ | $h_{Lp} = 10,74 \text{ m}$ |
|--------|--|----------------------------|

3.6. Pérdidas secundarias

Las pérdidas secundarias vienen dadas por los accesorios instalados en el túnel de carga los mismos que se diferencian y describen en el Anexo B y sus características en la tabla 13. Es importante señalar que para efectos de cálculo se tomara la abertura de las válvulas al 100%.

Tabla 13. Coeficiente de resistencia y longitud equivalente para accesorios en la tubería de carga.

| Válvulas y Acoplamientos | Coeficiente de resistencia | Longitud equivalente en diámetros de tubería Le/D |
|---|----------------------------|---|
| 5 x Codo 45° | 20 · ft | 20 |
| 1 x Válvula de mariposa abierta por completo | 25 · ft | 25 |
| 1 x Válvula de compuerta abierta por completo | 8 · ft | 8 |

La rugosidad en los sistemas de conducción según el material es de:

$$\epsilon = 4,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Tomando la ecuación 11, la rugosidad relativa es igual a:

| | | |
|--------|--------------------------|---------------|
| Ec. 11 | $e = \frac{D}{\epsilon}$ | $e = 11739,1$ |
|--------|--------------------------|---------------|

Para el caso de estudio el fluido se encuentra en la zona de turbulencia pura, donde mediante el valor determinado de rugosidad relativa se tiene que el factor de fricción fr es:

$$fr = 0,019$$

Para un factor de fricción fr igual a 0,019, se tiene un valor de K para las válvulas y acoplamientos es igual a:

Tabla 14. Coeficiente de resistencia K, para un fr de 0,019.

| Válvulas y Acoplamientos | Coeficiente de resistencia | Coeficiente de resistencia con $fr = 0,019$ |
|---|----------------------------|---|
| 5 x Codo 45° | $20 \cdot fr$ | 0,38 |
| 1 x Válvula de mariposa abierta por completo | $25 \cdot fr$ | 0,475 |
| 1 x Válvula de compuerta abierta por completo | $8 \cdot fr$ | 0,152 |

Mediante la ecuación 13, se determina las pérdidas producidas por los accesorios en el sistema, destacando las características de las válvulas y acoplamientos en su punto más crítico. En la tabla 15, se muestran las perdidas parciales por accesorio y el total acumulado.

| | | |
|--------|--|------------------|
| Ec. 13 | $h_{La} = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$ | $h_{La} = 0,884$ |
|--------|--|------------------|

Tabla 15. Resultado de pérdidas en Válvulas y acoplamientos.

| Válvulas y Acoplamientos | N° de accesorios | Coefficiente de resistencia | Perdidas (m) |
|---|------------------|-----------------------------|--------------|
| Codo 45° | 5 | 0,38 | 0,665 |
| Válvula de mariposa abierta por completo | 1 | 0,475 | 0,166 |
| Válvula de compuerta abierta por completo | 1 | 0,152 | 0,053 |
| | | Total | 0,884 |

3.6.1. Pérdidas en las rejillas

En la toma del sistema de carga se tiene una rejilla que protege a las turbinas por la inserción de sólidos al túnel de carga. Mediante la ecuación 13 se determinó las pérdidas por este accesorio, señalando la geometría y forma de instalación del mismo.



Figura 27. Geometría de la malla en la toma del túnel de carga.

Las variables que establece la ecuación 19 según la figura 13 son.

Tabla 16. Variables de la ecuación 19.

| | |
|------------------|-------|
| Kr por Geometría | 2,4 |
| t | 0,005 |
| b | 0,03 |
| α | 0° |

| | | |
|--------|--|------------------------|
| Ec. 14 | $h_r = k_r \cdot \left(\frac{d}{a}\right)^{0,75} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \text{sen}\alpha$ | $h_r = 0,22 \text{ m}$ |
|--------|--|------------------------|

Una vez calculadas las pérdidas primarias y secundarias producidas por la fricción entre la tubería, accesorios y acoplamientos con el fluido se tiene una pérdida total de:

$$h_L = 10,74 \text{ m} + 0,88 \text{ m} + 0,22 \text{ m}$$

$$h_L = 11,84 \text{ m}$$

Basado en la ecuación 9, con respecto a la altura total del sistema h_A se tiene que la altura disponible del túnel de carga es de:

$$h_T = 280,16 \text{ m}$$

3.7. Triángulo de velocidades de Euler

Del triángulo de velocidades de Euler a la entrada del fluido en el álabe se tiene que:

- *Velocidad absoluta del fluido*, que se basa en tres parámetros fundamentales, el coeficiente de pérdida por la fricción del fluido en el inyector citado por varios autores en un promedio de 0.97, la gravedad y la altura neta del túnel de carga tomando en cuenta las perdidas primarias y secundarias ya calculadas.

| | | |
|--------|---|---------------------------|
| Ec. 24 | $c_1 = 0,97 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_T}$ | $c_1 = 71,92 \text{ m/s}$ |
|--------|---|---------------------------|

- *Velocidad absoluta del rotor*, de forma experimental se ha determinado que la turbina alcanza su mayor eficiencia cuando su

relación con la velocidad del fluido es a la mitad de la misma de donde:

| | | |
|--------|---|---------------------------|
| Ec. 25 | $u_1 = 0,45 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_T}$ | $u_1 = 33,36 \text{ m/s}$ |
|--------|---|---------------------------|

- Resultado de las velocidades absolutas del rotor y fluido, tomando en cuenta las relaciones establecidas por los ángulos del triángulo de velocidades de Euler a la entrada del fluido al álabe.

$$\alpha_1 = 0^\circ$$

$$\beta_1 = 180^\circ$$

Se tiene que la velocidad relativa del fluido con respecto a la velocidad del rotor es:

| | | |
|--------|-----------------|---------------------------|
| Ec. 22 | $w_1 = c_1 - u$ | $w_1 = 38,56 \text{ m/s}$ |
|--------|-----------------|---------------------------|

Para el triángulo de velocidades de salida se cumple que:

$$u_1 = u_2 = u = 33,36 \text{ m/s}$$

Esto se debe a la acción tangencial del fluido sobre el elemento motriz, para que se cumpla la relación señalada en la Ec. 23, el álabe debe aprovechar al máximo la energía que le provee el agua.

El ángulo de salida β_2 se relaciona estrechamente con el diseño del álabe este debe ser muy pequeño, para que el sistema aproveche en su totalidad la energía proveniente del fluido y la componente cinética c_2 sea aproximada a cero.

3.8. Velocidad de rotación síncrona

La velocidad síncrona para el generador eléctrico viene dado en los datos de placa del equipo, sin embargo aplicando la ecuación 26, para una frecuencia eléctrica de 60 Hz y con 4 polos del generador:

| | | |
|--------|-------------------------------|-------------------------|
| Ec. 26 | $n_s = \frac{120 \cdot f}{p}$ | $n_s = 900 \text{ rpm}$ |
|--------|-------------------------------|-------------------------|

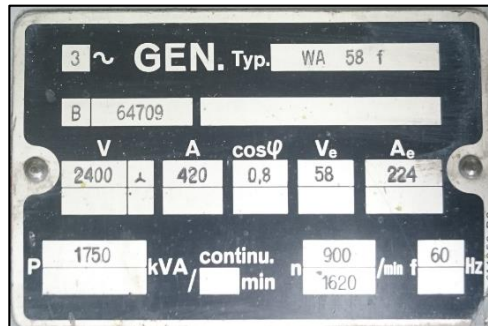


Figura 28. Placa de parámetros eléctricos generador WA 58 1.

3.9. Dimensionamiento del inyector

El diámetro del inyector viene dado por la ecuación 27, en base a este elemento y variables del proceso se obtienen los valores de diseño del inyector y la turbina Pelton. Por la ecuación de la continuidad se tiene que z es igual a 2 en función de la cantidad de inyectores en el sistema.

| | | |
|--------|--|--------------------------|
| Ec. 27 | $d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{z \cdot \pi \cdot C_1}}$ | $d_i = 72,87 \text{ mm}$ |
|--------|--|--------------------------|

3.10. Dimensionamiento de la turbina Pelton

El dimensionamiento de la turbina Pelton se divide en dos partes importantes; el álabe y rodete, los mismos que fundamentan sus dimensiones en un parámetro base que es el diámetro del inyector.

3.10.1. Dimensionamiento del álabe de la turbina Pelton

Los sistemas que son objeto de estudio para las unidades de generación tres y cuatro en la central Illuchi I, constan de dos inyectores por equipo, de donde basado en la tabla 8 se establece la siguiente relación:

| | | |
|---------|---------------------|-------------------------|
| Tabla 7 | $B = 3,2 \cdot d_i$ | $B = 233,12 \text{ mm}$ |
|---------|---------------------|-------------------------|

Del parámetro obtenido y en base a la relación que presenta la figura 19 se establece las siguientes medidas referenciales para el álabe de la turbina Pelton, cabe destacar que para la obtención de los datos señalados se obtiene a partir de una interpolación en base al porcentaje de diferencia entre los valores indicados, basados en el dato B señalado como constante. Los resultados mostrados servirán como referencia para el figurado de la turbina los mismos que serán modificados en pos de alcanzar la máxima eficiencia del elemento.

Tabla 17. Medidas del álabe de la turbina Pelton.

| DIMENSIÓN | FUNCIÓN | MEDIDA (mm) |
|-----------|------------------|-------------|
| A | $2,19 \cdot d_i$ | 159,6 |
| B | $3,2 \cdot d_i$ | 233,12 |
| C | $2,85 \cdot d_i$ | 207,7 |
| D | $0,95 \cdot d_i$ | 69,2 |
| E | $0,95 \cdot d_i$ | 69,2 |
| F | $1,4 \cdot d_i$ | 102 |
| G | $0,44 \cdot d_i$ | 32,1 |
| H | $0,55 \cdot d_i$ | 40,2 |

3.10.2. Dimensionamiento del rodete de la turbina Pelton

El rodete es el elemento donde se encuentran anclados los álabes de la turbina, el diámetro de este componente viene expresado mediante la ecuación 29, referenciado en la figura 23, donde para fines de diseño se tienen también el diámetro de cresta y el diámetro de arista determinados mediante la ecuación 30 y 31, respectivamente.

| | | |
|--------|--|------------------------|
| Ec. 29 | $D_r = \frac{60 \cdot U_1}{\pi \cdot n_s}$ | $D_r = 708 \text{ mm}$ |
|--------|--|------------------------|

| | | |
|--------|---------------------------------|--------------------------|
| Ec. 30 | $D_c = D_r + (2 \cdot (D + G))$ | $D_c = 910,6 \text{ mm}$ |
| Ec. 31 | $D_a = D_r + (2 \cdot D)$ | $D_a = 846,4 \text{ mm}$ |

El número de álabes viene dado mediante la expresión 32, donde para efectos de cálculo se tomará el valor de $k_p = 0.85$, además del cálculo del ángulo θ mediante la ecuación 33, que describe el desplazamiento angular entre D_r y D_a , cuando este forme un ángulo de 90° con su transversal principal descrita por la incidencia del chorro de agua sobre el mecanismo.

| | | |
|--------|---|-----------------------------|
| Ec. 32 | $Z = \frac{2 \cdot \pi}{k_p \cdot \left(\theta - 2 \cdot \left(\frac{D_a}{D_r} \right) \cdot k_u \cdot \text{sen} \left(\frac{\theta}{2} \right) \right)}$ | $Z = 19,76 \cong 20$ |
| Ec. 33 | $\theta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{D_p + d}{D_a} \right)$ | $\theta = 0,79 \text{ rad}$ |

El número de álabes calculado únicamente es una referencia ya que diseños preliminares de acuerdo a la relación que existe entre el diámetro de la rueda con el diámetro del inyector, para este caso se tiene un mínimo de álabes de 18 y un máximo de 23, conforme se detalla en la tabla 8, dado que:

$$\frac{D_r}{d_i} = 9,69 \cong 10$$

Para el ángulo β_4 en función del número de álabes teórico de la turbina y la relación entre los diámetros con referencia en el Anexo D, se tiene que:

$$\beta_4 = 11^\circ$$

y β_2 en función de las condiciones de diseño es igual a $6,9^\circ$.

3.10.3. Dimensionamiento de la cámara

Una parte de gran importancia para el sistema de generación hidroeléctrica es la cámara, que en cuyo interior opera la turbina Pelton y limita las pérdidas por efecto de ventilación.

El dimensionamiento de cámara viene dado en función de las relaciones establecidas en la tabla 9 y correlacionadas con la figura 24.

Tabla 18. Medidas referenciales cámara turbina Pelton.

| Parámetro | Coefficiente de diseño |
|-----------|------------------------|
| Ba | 182,12 mm |
| Bio | 273,18 mm |
| Biu | 910,6 mm |
| Rio | 546,36 mm |

3.11. Potencia hidráulica

Definida la altura neta del sistema, se determina la potencia hidráulica disponible por unidad de generación, donde el peso específico del agua a 10°C es igual a 9.8 kN/m³, empleando la ecuación 36, se tiene:

| | | |
|--------|----------------------------------|----------------------------|
| Ec. 36 | $P_H = \gamma \cdot h_T \cdot Q$ | $P_H = 1649,02 \text{ kW}$ |
|--------|----------------------------------|----------------------------|

La potencia hidráulica está definida principalmente por la cantidad de fluido que impacta sobre el elemento por unidad de tiempo, ya que la altura y el peso específico son constantes en el sistema. Este valor es proporcional a la estrangulación del sistema de inyección.

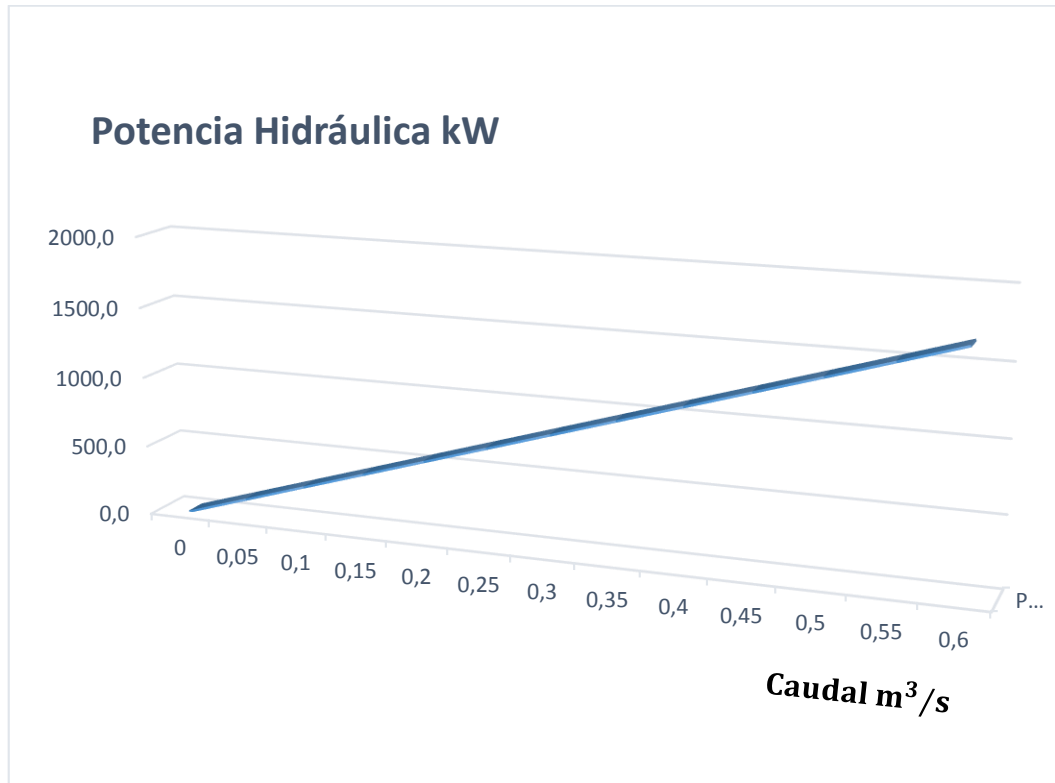


Figura 29. Potencia hidráulica en función de caudal.

3.12. Cálculo de fuerzas y momentos en la turbina Pelton

Para el dimensionamiento del rodete Pelton es importante mantener el concepto de la transformación de energía cinética en trabajo útil transmitido por el eje de acoplamiento con el sistema. Para el presente estudio es importante recalcar que se aplican dos fuerzas proporcionadas por la incidencia de los chorros de agua uno y dos sobre un álabe diferente cada uno, transitorio que se toma para la obtención de la fuerza aplicada sobre el rodete.

Las componentes periféricas de las velocidades relativas de entrada y salida se obtienen en función de la teoría de diseño del álabe, utilizando la ecuación 38.

| | | |
|--------|--------------------|------------------------------|
| Ec. 38 | $w_{1u} = c_1 - u$ | $w_{1u} = 38,56 \text{ m/s}$ |
|--------|--------------------|------------------------------|

Para la obtención de la velocidad de salida del fluido c_2 , se mantiene el concepto que entre más pequeño llegara a ser este parámetro mayor será el aprovechamiento energético de la turbina conforme la siguiente expresión:

| | | |
|--------|--|--------------------------|
| Ec. 39 | $c_2 = 2 \cdot u_2 \cdot \text{sen}^2\left(\frac{\beta_2}{2}\right)$ | $c_2 = 4,07 \text{ m/s}$ |
|--------|--|--------------------------|

De esta manera y mediante la ecuación 40 se tiene que:

| | | |
|--------|------------------------------------|-------------------------------|
| Ec. 40 | $w_{2u} = -w_2 \cdot \cos \beta_2$ | $w_{2u} = -32,67 \text{ m/s}$ |
|--------|------------------------------------|-------------------------------|

Con las velocidades obtenidas a la entrada y salida del sistema se tiene que la fuerza total ejercida sobre el rodete Pelton con un ángulo de salida β_2 igual a 7° grados es igual:

| | | |
|--------|--|------------------------|
| Ec. 37 | $F = \rho \cdot Q \cdot (w_{1u} - w_{2u})$ | $F = 43,01 \text{ kN}$ |
|--------|--|------------------------|

La fuerza calculada teóricamente es la máxima que aprovecha el sistema dentro de los rangos de diseño, para lo cual se presenta la figura 30, donde se puede ver la proyección de la fuerza sobre el ángulo de salida del fluido que va de 7° a $11,5^\circ$, basado en la expresión ecuación 37.

La fuerza del fluido es la resultante que se obtiene de los dos inyectores debido a que se está tomando un caudal total del sistema de $0,6 \text{ m}^3/\text{s}$.

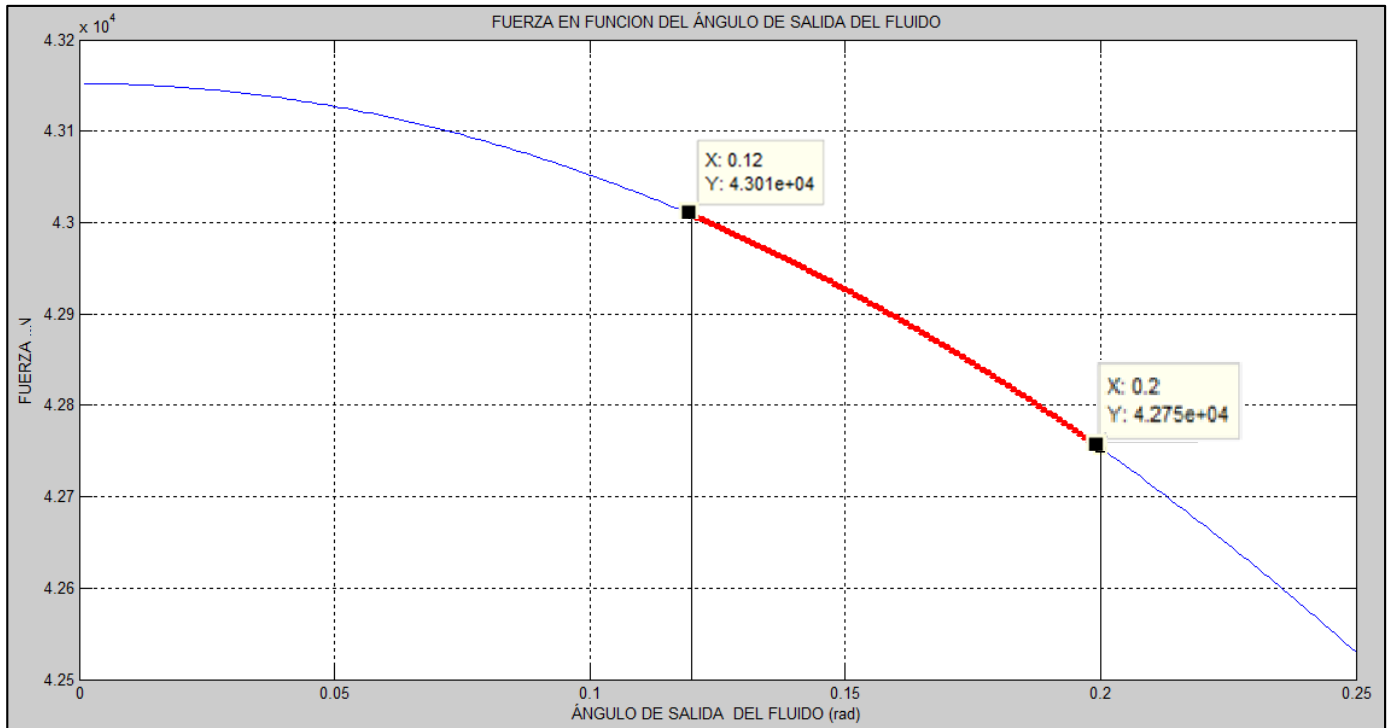


Figura 30. Gráfica de la ecuación de la fuerza con respecto a la velocidad de salida del fluido.

Para el cálculo del momento en la turbina se multiplica la fuerza tangencial ejercida por el fluido por el radio del rodete, es decir que la distancia del centro al punto de incidencia del chorro de agua, determinado mediante la siguiente expresión.

| | | |
|--------|--|---------------------------------------|
| Ec. 41 | $M = \rho \cdot Q \cdot r \cdot (w_{1u} - w_{2u})$ | $M = 15,22 \text{ kN} \cdot \text{m}$ |
|--------|--|---------------------------------------|

De la ecuación del momento en el rango del ángulo de salida del fluido se tiene que mientras más pequeño el ángulo el momento es el máximo, como se puede ver en la figura 31.

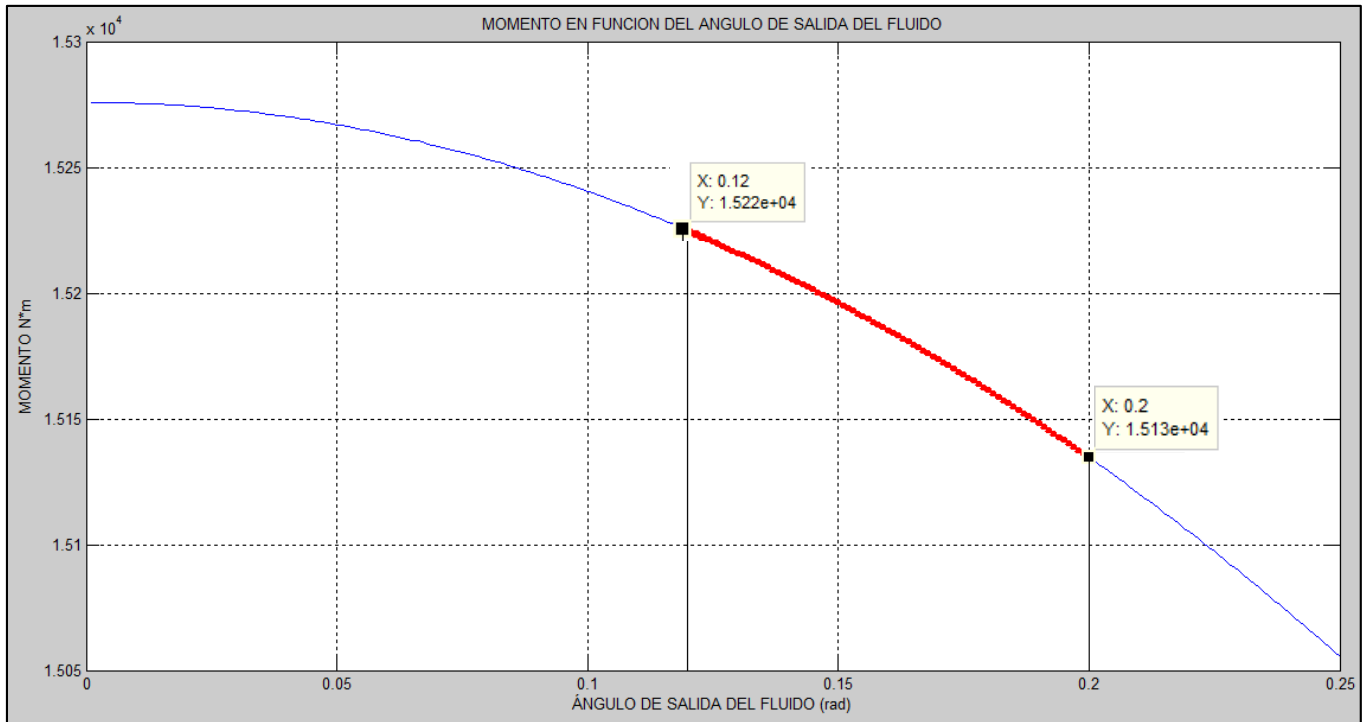


Figura 31. Curva del momento ejercido por el rodete Pelton.

El rango del ángulo de salida del fluido viene dado por especificaciones de diseño referenciales para el presente proyecto de investigación basados en la hidrodinámica del sistema en conjunto, donde el ángulo no puede ser menor a 7° por la circulación y choque del fluido en los álabes aledaños al que se encuentra en acción ni mayor a 11,5° por la pérdida de energía producida en el sistema.

3.13. Cálculo de la potencia y rendimiento

3.13.1. Potencia de salida

Para el cálculo de la potencia de salida se tomará el momento máximo entregado por la turbina con una velocidad sincrónica de 900 rpm en función de las características de funcionamiento de esta.

| | | |
|--------|------------------------|--|
| Ec. 42 | $P_a = M \cdot \omega$ | $P_a = 1425,85 \text{ kW} = 1902,8 \text{ CV}$ |
|--------|------------------------|--|

Es importante el cálculo de la velocidad específica, para caracterizar las condiciones y modo de operación de la turbina Pelton.

| | | |
|--------|--|--|
| Ec. 43 | $n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P_a}}{h_T^{5/4}}$ | $n_s = 34,25 \text{ rpm} = 0,57 \text{ rps}$ |
|--------|--|--|

Para un n_s de 34,25 rpm se tiene que la turbina Pelton objeto de estudio, debe trabajar con dos inyectores en función de las gráficas señaladas en el Anexo E. Con una formulación P1N2-H (Turbina Pelton de eje horizontal, una rueda y dos chorros).

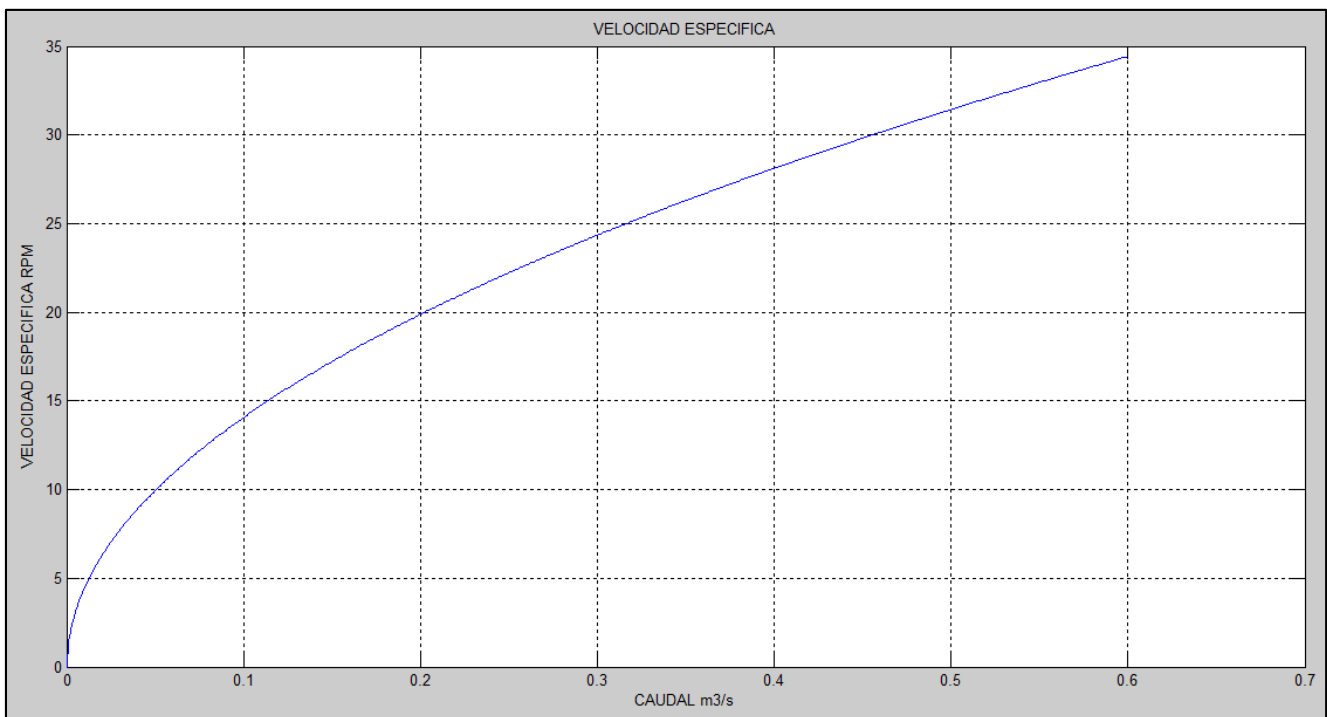


Figura 32. Proyección de la velocidad específica en función del caudal.

3.13.2. Potencia interna

Para determinar la potencia interna de la turbina Pelton es necesario estimar las pérdidas mecánicas existentes en el proceso de transformación de la energía, producida por el viento en la cavidad interna de la turbina y el rozamiento en el cojinete de soporte.

El rozamiento en los cojinetes que soportan al sistema produce una pérdida mecánica relativamente menor, para reducir este efecto se sugiere utilizar cojinetes conformados por Babbit 7 equivalente ASTM B23 grado 7 con una composición detallada en el anexo F, que son metales aleados antifricción que reducen considerablemente el rozamiento, el sistema de lubricación es de película mixta parcialmente hidrodinámica y al límite con recirculación de aceite, lo que conlleva que el coeficiente de fricción es igual a 0,08.

Mediante la ecuación 46 se estima un aproximado de las pérdidas por fricción, con un coeficiente q de 1,5 específico para cargas altas.

| | | |
|--------|--|-------------------------|
| Ec. 46 | $\eta_{be} = \frac{k_{be} \cdot n^q}{P_a}$ | $\eta_{be} = 0,0000003$ |
|--------|--|-------------------------|

Las pérdidas producidas por el viento en la cámara se determina en función de la velocidad específica expresada en rev/s, la velocidad de la turbina, la densidad del aire a 10°C que es igual a 1,247 kg/m³ y el número de inyectores que en este caso son dos.

Mediante la ecuación 48, se determina el número de viento:

| | | |
|--------|--|----------------|
| Ec. 48 | $Wi = g^{1,5} \cdot \frac{(1 + 2 \cdot n_s)^5}{n_s^2}$ | $Wi = 4244,46$ |
|--------|--|----------------|

Con este parámetro y aplicando la ecuación 47, se tiene que el coeficiente de pérdidas producidas por el viento al interior de la cámara es igual:

| | | |
|--------|---|----------------------|
| Ec. 47 | $\eta_{wi} = 4,2 \times 10^{-7} \cdot Wi \cdot \frac{a}{Z} \cdot \frac{n^3}{n_N^3}$ | $\eta_{wi} = 0,0011$ |
|--------|---|----------------------|

Como se puede observar las pérdidas ocasionadas por el viento tiene relación directa con la velocidad angular de la turbina, el cálculo efectuado

se lo realizo con la velocidad sincrónica nominal a la que operará la turbina, lo que quiere decir que será la pérdida máxima.

La potencia interna se determina mediante la ecuación 45. Donde P_m^r , resulta de la suma de las pérdidas mecánicas a la potencia de salida.

| | | |
|--------|---------------------|----------------------------|
| Ec. 45 | $P_i = P_a + P_m^r$ | $P_i = 1427,42 \text{ kW}$ |
|--------|---------------------|----------------------------|

3.14. Rendimiento hidráulico

El rendimiento hidráulico viene dado por la ecuación 49, basado en la segunda formulación de Euler, fundamentado en la altura útil del sistema y características físicas del fluido.

| | | |
|--------|--|------------------|
| Ec. 49 | $\eta_h = \frac{H_u}{H} = \frac{u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u}}{g \cdot H}$ | $\eta_h = 0,867$ |
|--------|--|------------------|

3.15. Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico para una turbina Pelton es despreciable debido a que el caudal total de fluido incide plenamente sobre los álabes esto se da debido a la condición de que el ancho del elemento debe ser mínimo en una relación de tres veces con el diámetro del inyector, de donde empleando la ecuación 68 se tiene:

| | | |
|--------|------------------------------------|--------------|
| Ec. 50 | $\eta_v = \frac{Q - q_e - q_i}{Q}$ | $\eta_v = 1$ |
|--------|------------------------------------|--------------|

3.16. Rendimiento mecánico

Para el caso de estudio se puede notar que el rendimiento mecánico es teóricamente el ideal partiendo de los parámetros de dimensionamiento. Este parámetro viene dado por la ecuación 51.

| | | |
|--------|----------------------------|------------------|
| Ec. 51 | $\eta_m = \frac{P_a}{P_i}$ | $\eta_m = 0,998$ |
|--------|----------------------------|------------------|

3.17. Rendimiento Total

El rendimiento total considera la totalidad de las pérdidas del sistema y viene dado por la ecuación 52.

| | | |
|--------|---|----------------------|
| Ec. 52 | $\eta_{tot} = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h$ | $\eta_{tot} = 0,865$ |
|--------|---|----------------------|

Es preciso evaluar el rendimiento del sistema variando el caudal de inyección para determinar los puntos de eficiencia de la turbina, este tipo de elemento no somete a variación la altura del túnel de carga, tampoco la velocidad sincrónica de rotación debido a las características del sistema eléctrico.

3.18. Selección de los materiales

La turbina Pelton está constituida por dos elementos que son los álabes y el rodete, para este primer elemento se debe tomar como consideración especial que el material del cual este formado debe ser resistente a la fatiga, corrosión y erosión.

Por experiencia de varios autores y fabricantes se determinó que el material utilizado para la fabricación de los álabes deberá tener la siguiente composición (Cr 20, Ni 8, Mo 3), la aleación de estos materiales presentan una gran resistencia a la cavitación y la abrasión.

Para las características del fluido y de la situación operacional, para el presente estudio se utilizara un acero AISI 316, con las siguientes características químicas.

Tabla 19. Propiedades químicas acero AISI 316.

| ELEMENTOS | % |
|----------------|---------|
| Carbono (C) | 0,08 |
| Manganeso (Mn) | 2 |
| Fosforo (P) | 0,04 |
| Azufre (S) | 0,03 |
| Silicio (Si) | 0,75 |
| Cromo (Cr) | 16 a 18 |
| Níquel (Ni) | 10 a 14 |
| Molibdeno (Mo) | 2 a 3 |

En el Anexo G se muestran las propiedades físicas del acero utilizado para los álabes, para la manufacturación de la rueda, el acero empleado por sus características será fundido o forjado, debido a que esta no se encuentra en contacto directo con el fluido. Idealmente debería ser acero inoxidable pero esto hace que el costo de la turbina sea elevado.

Basado en el criterio de factor de seguridad para el diseño establecido y previa selección de la geometría apropiada se determinara mediante el software de diseño el modelo óptimo para el álabe de la turbina Pelton.

3.19. Conclusiones del capítulo

- El modelamiento hidrodinámico para la turbina Pelton, parte de una serie de funciones matemáticas, que sirven como una base referencial de medidas para alcanzar un rendimiento óptimo del elemento.
- De acuerdo con la tabla 11, al tener una velocidad específica de 34.25 rpm, se puede concluir que el sistema con la turbina calculada tiene un buen rendimiento, aprovechando a plenitud las características de la fuente energética.

CAPÍTULO 4

PROPUESTA

4.1. Título de la propuesta

Elaboración de una base informática de respaldo de ingeniería
CAD – CAM

4.2. Justificación de la propuesta

Los métodos empleados para la remanufactura de la turbina Pelton en las unidades de generación hidroeléctrica tres y cuatro de la central ILLUCHI I, de la empresa ELEPCO S.A. en la actualidad se están viendo afectadas por la falta de innovación en sus procesos esto acompañado también de la carencia de datos de diseño lo que hace que el sistema baje su rendimiento y no se pueda aprovechar de manera eficiente la energía del recurso hídrico.

Utilizando los datos de modelado geométrico establecidos en el capítulo anterior y determinados en base a las características operacionales, se crea el sistema mediante un software de diseño resaltando cada una de las variables físicas del elemento, los mismos que son sometidos a una simulación para identificar las líneas y características del flujo de agua y su vector de velocidad.

Como paso final se contrasta el aporte energético que brinda el fluido al sistema por medio de la medición del momento en el acoplamiento del eje y de esta manera poder evaluar si el modelo propuesto es el que brindará mayor eficiencia para el aprovechamiento del recurso energético.

4.3. Objetivo de la propuesta

- Determinar el modelo propuesto más eficiente de turbina en función de la evaluación de las características operacionales del proceso e infraestructura de los sistemas de generación.

- Establecer una geometría hidrodinámica eficiente en el diseño de la turbina Pelton por medio de la evaluación utilizando medios digitales.
- Realizar comparaciones en base al modelo actual con el propuesto basado en el modelo geométrico y el aprovechamiento energético.
- Crear una base de ingeniería digital que ayude a utilizar nuevos métodos de manufacturación en pos de alcanzar la confiabilidad del sistema.

4.4. Estructura de la propuesta

- Utilizando los datos del dimensionado geométrico obtenidos en el capítulo anterior, se realiza la construcción mediante software del modelo propuesto.
- A partir de estos datos se selecciona la turbina más eficiente tomando en consideración las variables operacionales del proceso, además de la infraestructura disponible en el sistema.
- Se realizará la comparación del aporte energético del sistema propuesto con el modelo operativo identificando las pérdidas en el proceso.
- Se creará una base de respaldo de ingeniería digital el mismo que nos permitirá tener una referencia clara del dimensionado geométrico al momento de manufacturar una turbina con estas características.
- Como paso final se detallara las ventajas de la generación hidroeléctrica con respecto a los sistemas de generación termoeléctrica.

4.5. Desarrollo de la propuesta

Con los parámetros obtenidos en el Capítulo 3 del presente proyecto de investigación, se tiene una base teórica del diseño de los álabes y rodete de la turbina Pelton, datos necesarios para su modelamiento en los programas de diseño. Estos parámetros son una base de partida para el

diseño de los componentes los cuales están sujetos a modificaciones y mejoras de acuerdo a su rendimiento.

El modelamiento hidrodinámico de la turbina tiene que ver principalmente con el desplazamiento del fluido sobre la superficie de los álabes, haciendo que estos presenten la menor resistencia al paso del agua y al mismo tiempo sean capaces de absorber la mayor cantidad de energía posible, la simulación hidrodinámica del elemento es realizada por el software ANSYS 16.0 Workbench CFX, donde se podrá medir la velocidad y observar las zonas de turbulencia del fluido en distintos puntos.

4.6. Caracterización de la turbina en función de las variables operacionales

Conforme a las características operacionales del sistema, considerando el caudal de abastecimiento de la fuente hídrica y el salto neto disponible, se puede realizar la selección de la turbina apropiada eficiente para el caso de estudio.

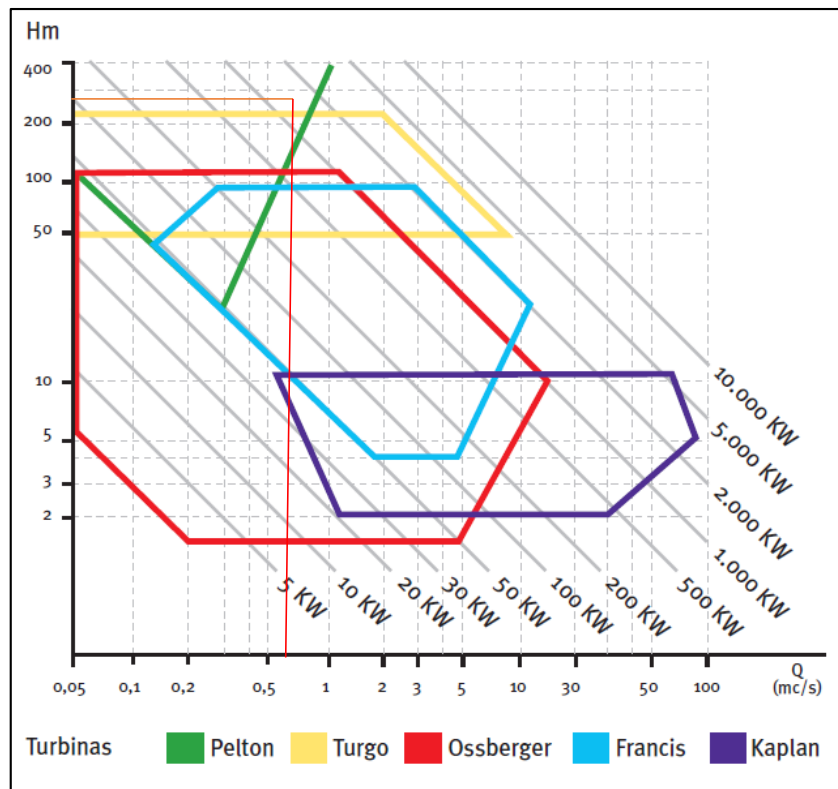


Figura 33. Relación caudal – altura para aplicación de diferentes turbinas hidráulicas (Fuente: Castro, 2006).

De la figura 33, para un caudal de abastecimiento reducido de $0.6 \text{ m}^3/\text{s}$ y un salto neto de 280.16 m, la turbina apropiada más eficiente conforme estos parámetros es la turbina de acción tipo Pelton con una potencia máxima de 1500 kW.

4.7. Diseño virtual de la turbina Pelton

Tomando las medidas y características geométricas calculadas en el capítulo III, se realizó el diseño virtual de la turbina con la ayuda del software SolidWorks 2016.

4.7.1. Selección de la turbina Pelton por geometría y situación operacional

- **Modelo de álabes insertados**

Para el presente modelo se busca la facilidad en las prácticas de mantenimiento del elemento, es decir que si un álabe sufre un desperfecto mecánico como fractura, fisura o exceso en su erosión superficial, este podrá ser fácilmente desmontado y reemplazado. Por lo cual se reducen los tiempos de corte por mantenimientos correctivos referentes a las partes constitutivas de la turbina lo que hace que el sistema sea mucho más eficiente y confiable.

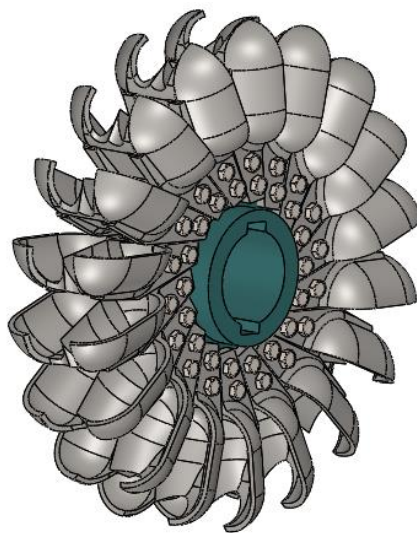


Figura 34. Turbina Pelton de álabes insertados.

La clara desventaja de este tipo de mecanismo es que el eje de rotación deberá tener dos apoyos y la transmisión a la rueda se lo realizara por medio de cuñas, un sistema muy poco confiable para la aplicación.

Por geometría y simulación de esfuerzos en los soportes de sujeción, se tiene que la turbina debe tener un mínimo de 18 álabes, el número mínimo permitido según el dimensionamiento geométrico.

- **Modelo de turbina en un solo cuerpo**

Con este modelo el sistema tiene la versatilidad de utilizar los soportes estructurales ya instalados para su operación. La desventaja principal radica en que si uno de los álabes llegara a fallar por el estrés propio del proceso será necesario el cambio total del elemento. Dentro de las ventajas más importantes se tiene la reducción de carga mecánica en el sistema.

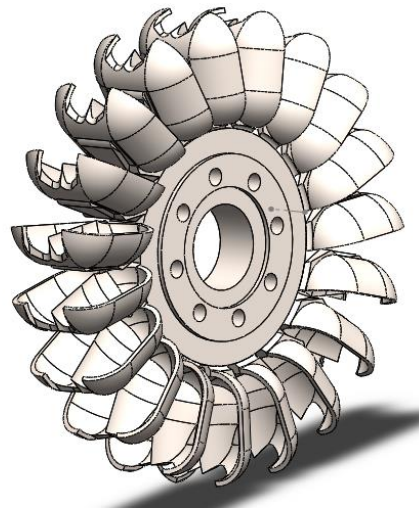


Figura 35. Turbina Pelton en un solo cuerpo.

Para determinar el modelo más eficiente se debe tomar en cuenta que todos los álabes están sometidos al mismo esfuerzo y expuestos a cavitación continua producida por la depresión súbita que sufre el sistema de carga hidráulica, lo que ocasiona que las superficies de los álabes sufran una erosión continua en igual proporción. Razón por la cual para realizar los análisis posteriores se tomarán como referencia este segundo modelo que es el más eficiente para la aplicación propuesta.

4.7.2. Modelado digital del álabe

El álabe cumple con el dimensionamiento propuesto en función de las características operacionales ya determinadas obteniendo los siguientes resultados:

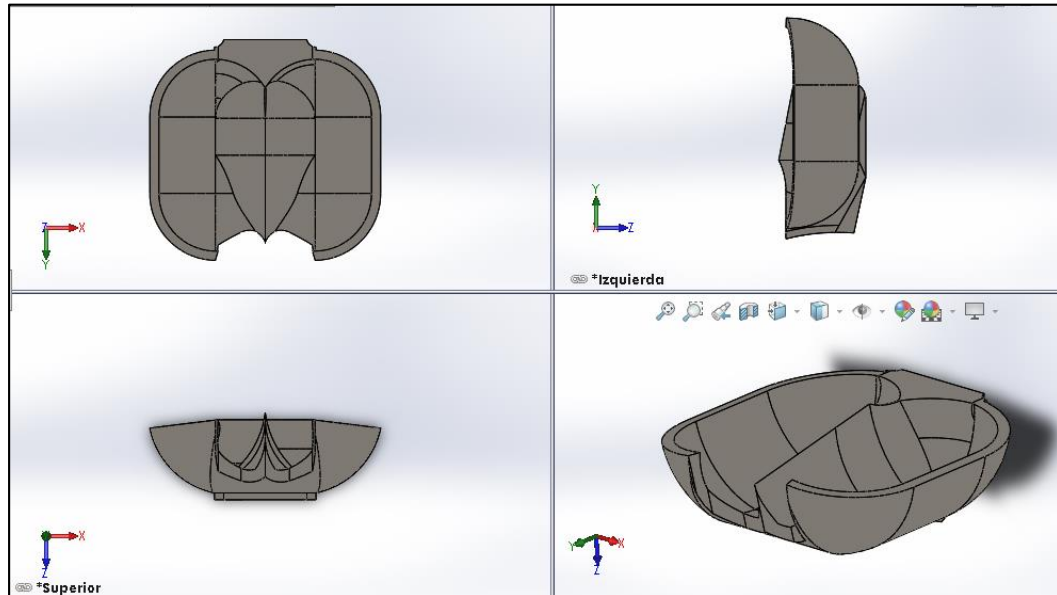


Figura 36. Modelado geométrico del álabe Pelton SolidWorks 2016.

Para realizar la simulación de esfuerzos y factor de seguridad es preciso aplicar el material de diseño AISI 316, que se encuentra en la librería de materiales del software.

| Propiedad | Valor | Unidades |
|----------------------------------|-------------|-------------------|
| Módulo elástico | 192999.9974 | N/mm ² |
| Coeficiente de Poisson | 0.27 | N/D |
| Límite de tracción | 580.0000008 | N/mm ² |
| Límite elástico | 172.3689323 | N/mm ² |
| Módulo tangente | | N/mm ² |
| Coeficiente de expansión térmica | 1.6e-005 | /K |
| Densidad de masa | 8000 | kg/m ³ |
| Factor de endurecimiento | 0.85 | N/D |

Figura 37. Características del material AISI 316.

Del criterio del factor de seguridad establecido para este tipo de aplicaciones se realizó una simulación para una carga hidráulica, producida

por el impacto del chorro de agua sobre el elemento con una fuerza de 21505 N.

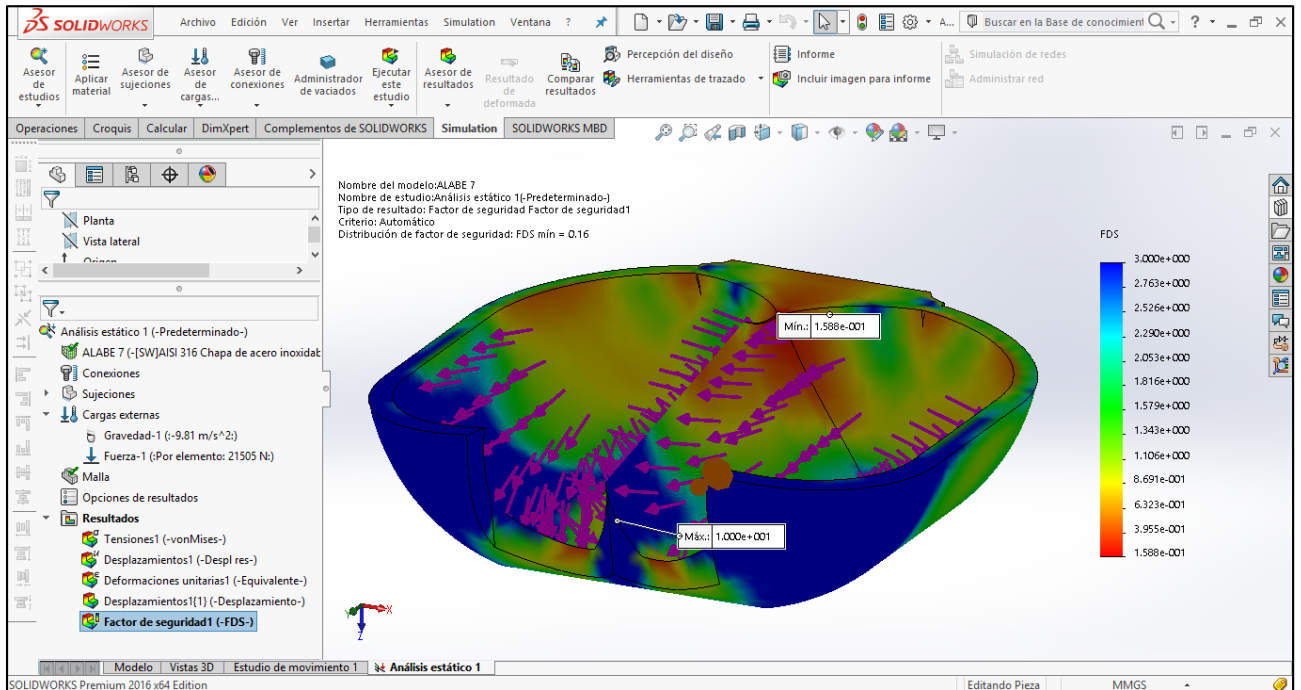


Figura 38. Factor de seguridad mínimo y máximo establecido por diseño.

Conforme indica la figura 38, al efectuar la simulación se puede referenciar mediante una escala de colores que el factor de seguridad crítico se encuentra pintado de color rojo con un mínimo de 0,18 en elementos que no forman parte del soporte estructura, sino de la hidrodinámica del elemento y un máximo de 10. Por medio del muestreo de los valores se puede identificar las partes críticas que requieren de una optimización en el diseño.

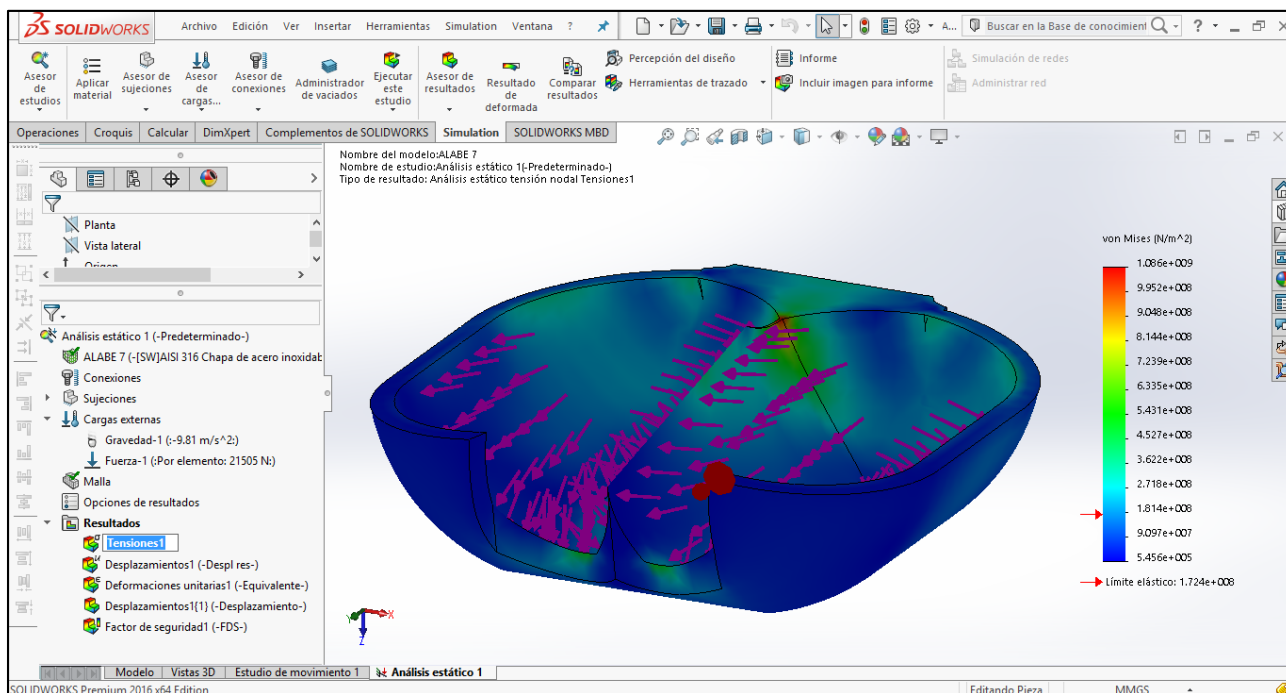


Figura 39. Limite elástico von Mises.

La simulación en base al criterio de von Mises muestra el fallo elástico que podría sufrir el elemento con los esfuerzos que actúan sobre él, como se muestra en la figura 39. De color rojo se puede identificar la deformación máxima que sufre el elemento en un punto determinado.

4.8. Comportamiento hidrodinámico del álabe

Mediante el software de diseño y simulación de elementos finitos ANSYS Workbench CFX, se pudo tener una referencia muy aproximada a la realizada del efecto que se produce cuando el agua impacta a la superficie del álabe en condiciones operacionales reales, de esta manera se planteó mejoras de diseño con el fin de alcanzar una mayor eficiencia en el elemento, desde varios puntos de vista.

4.8.1. Simulación hidrodinámica ANSYS Workbench CFX

Aplicando parámetros de operación reales el paquete computacional describe la trayectoria del fluido en base a su forma geométrica, además de identificar los puntos críticos de velocidad sus módulos y la identificación

de zonas de turbulencia en una escala de colores. Por la complejidad de la geometría de la turbina, esta fue dibujada en el software SolidWorks con referencia en las medidas de diseño. El software consta de cinco pasos para completar la simulación.

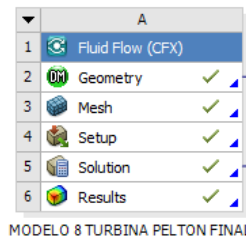


Figura 40. Condiciones de flujo para la simulación.

- **Geometry**

- ✓ Importación del sólido *Turbina Pelton*
- ✓ Ubicación de la geometría de operación.
- ✓ Ubicación de la posición del sistema de inyección.
- ✓ Operaciones Boleanas de unión entre la geometría de ubicación de los inyectores y la geometría de operación.
- ✓ Operación Boleana de substracción entre el cuerpo principal *Turbina Pelton* y a geometría de operación.

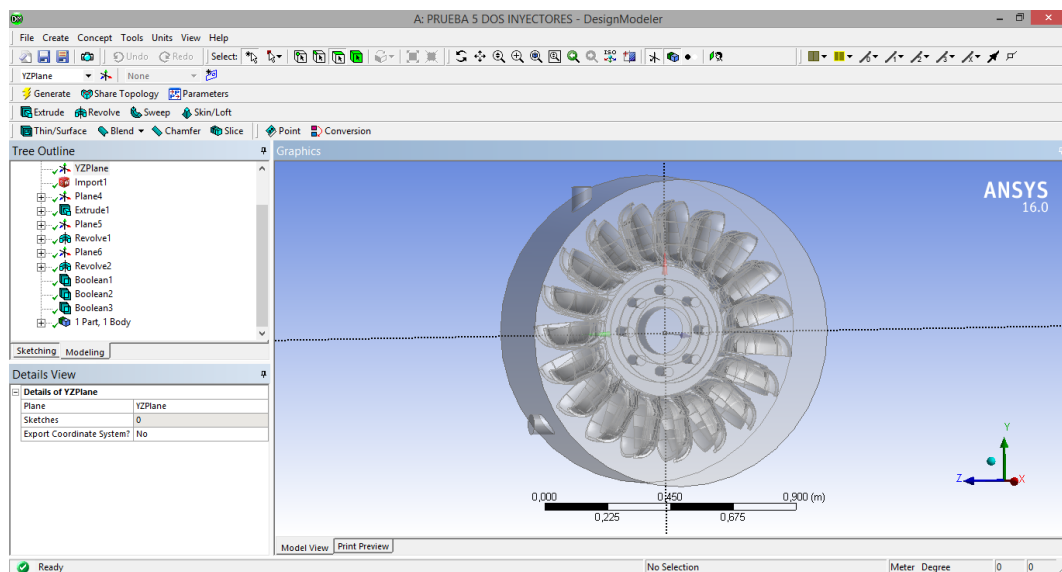


Figura 41. “Geometry” definición de geometría y volumen de operación.

- **Mesh**

En este paso el software delimita las regiones del sólido para efectuar los cálculos de flujo y simulación por medio del método de volúmenes finitos que consiste en la resolución de ecuaciones diferenciales mediante la discretización del dominio que se resumen en:

Entrada + Aportes = Salida

- ✓ Delimitación de una malla para la entrada del fluido.
- ✓ Delimitación de una malla para la geometría de operación.
- ✓ Delimitación de una malla para el cuerpo solido de incidencia *Turbina Pelton*.
- ✓ Generación de la malla

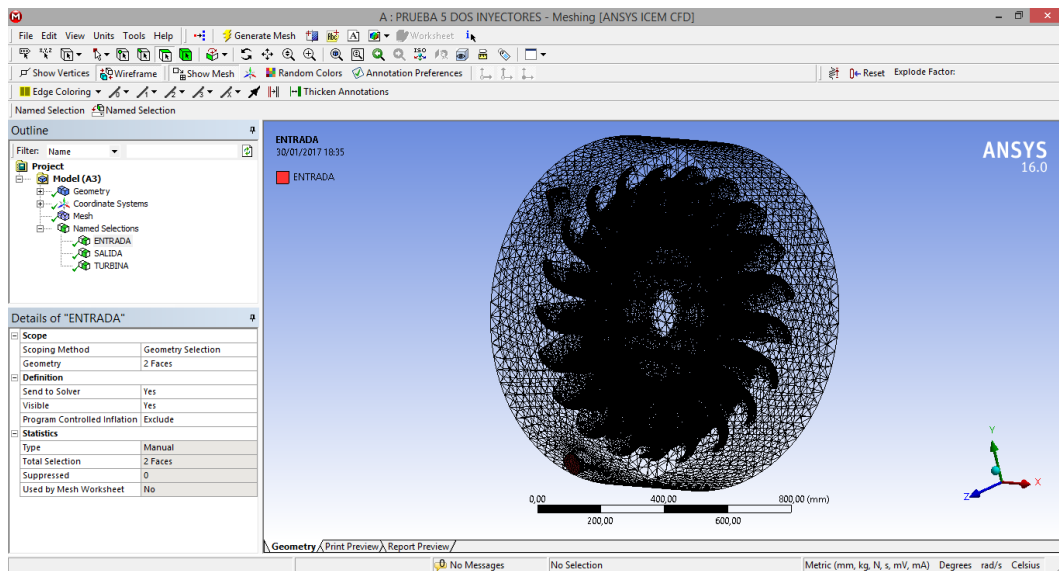


Figura 42. “Mesh” delimitación de las zonas de operación y análisis.

- **Setup**

Es preciso definir los dominios que intervienen dentro del sistema la entrada del fluido, la geometría de operación y el sólido de impacto con sus respectivas características.

- ✓ Definición de los parámetros del dominio, basados en el tipo de fluido que se manejará en las operaciones.

- ✓ Límite de entrada del fluido que define la velocidad de circulación del agua por el inyector.
- ✓ Límite de la geometría de operación en donde se descarga el fluido una vez que impacte con el cuerpo sólido a una presión de 1 atm.
- ✓ Límite del cuerpo de impacto.

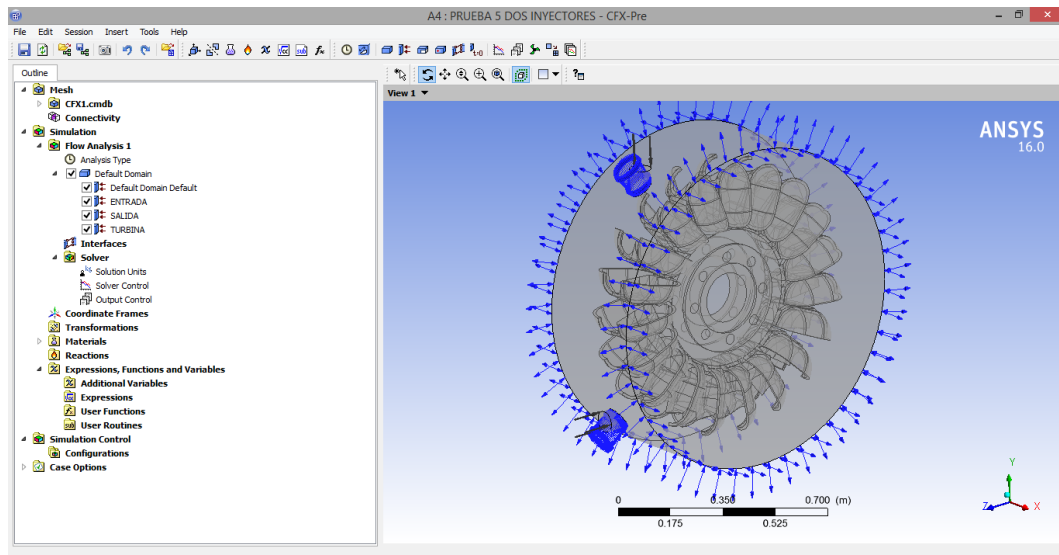


Figura 43. “Setup” dominios y límites el sistema.

- **Solution**

Para el presente caso el software realiza los cálculos del sistema basado en los datos ingresados sobre las características de operación. Además en este paso se presentan las curvas de momento conforme avanza la simulación, donde se puede identificar la convergencia de las tendencias entre si y su proyección continua, efecto que nos ayudara a pronosticar los resultados de la simulación.

En caso de que las curvas no tengan una tendencia definida o tengan cortes abruptos en su proceso, es una clara señal de que el proceso de cálculo llego a una indeterminación, es decir que el software no puede realizar el cálculo de un segmento del solido mallado.

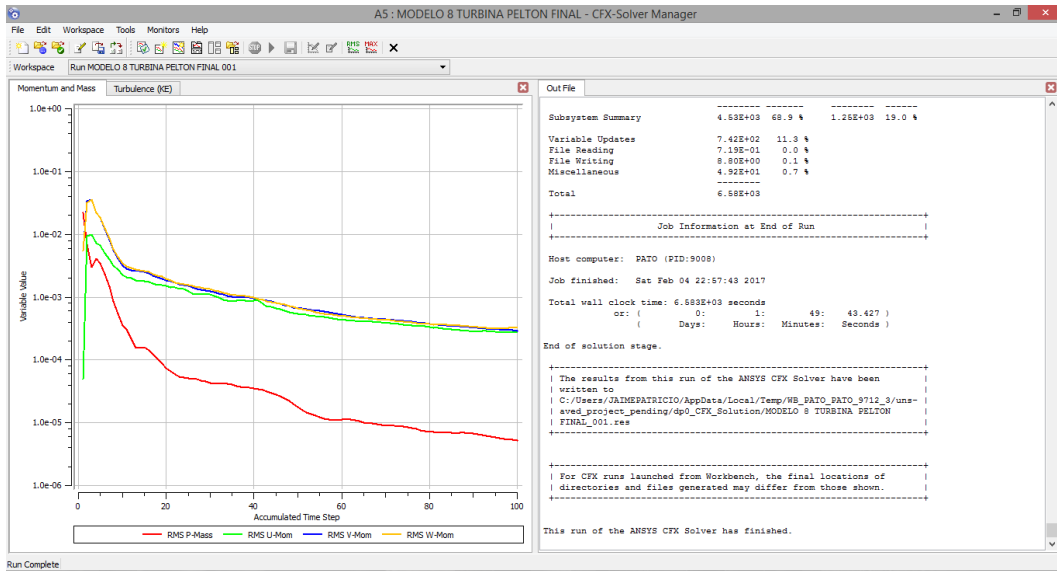


Figura 44. "Solution" procedimiento de cálculo.

- **Results**

Concretados los cálculos para la simulación, ingresamos al paso final que son los resultados donde por medio de opciones como:

- Contour
- Volumen Rendering
- Streamline
- Vector

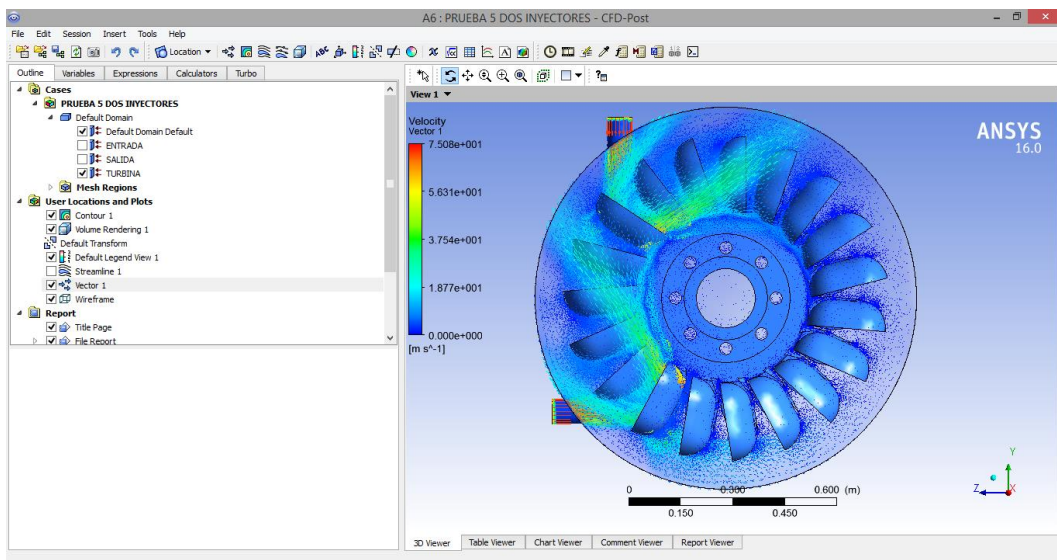


Figura 45. "Result" resultados de la simulación.

Se puede identificar las líneas de flujo del fluido al entrar en contacto con la superficie del álabe y su dispersión a la salida del mismo. De la misma manera se puede determinar por medio de una escala de colores el módulo de velocidad del fluido y su valor exacto en cualquier punto de la simulación

4.8.2. Comportamiento hidrodinámico de la turbina

Por medio de la simulación Fluid Flow (CFX), se puede observar la diferencia entre las líneas de flujo del fluido, vectores y módulos de velocidad del agua en contacto con la superficie del álabe en las partes más críticas. Para el presente proyecto se realizan las comparaciones en la hidrodinámica del modelo actual con el propuesto.

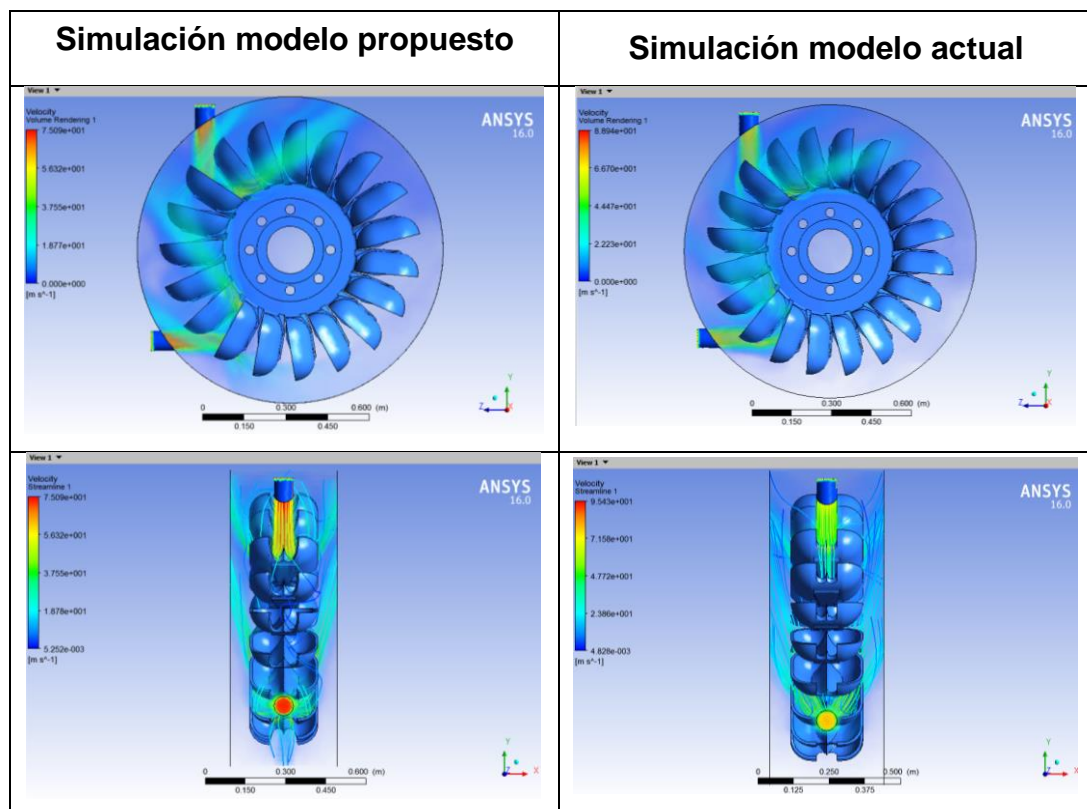


Figura 46. Simulación del modelo hidrodinámico propuesto y modelo actual.

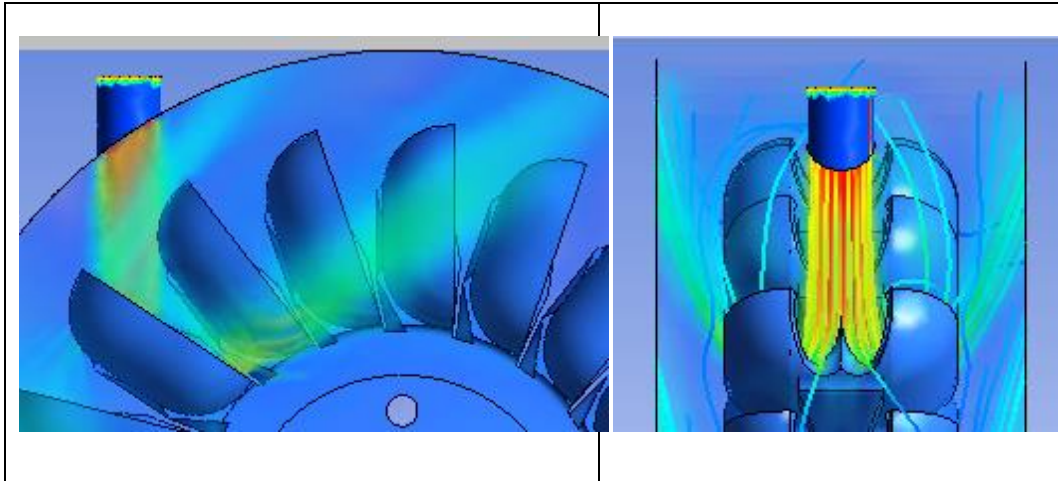


Figura 47. Dispersión del fluido en la turbina propuesta.

En la figura 47 se puede ver claramente la dispersión del agua que produce el modelo propuesto conforme el diseño hidrodinámico de la turbina lo que hace que se reduzcan las pérdidas volumétricas del sistema, lo que no ocurre con el modelo implantado actualmente, en cual se puede observar las pérdidas volumétricas existentes.

El dimensionado geométrico es una base de partida para el modelamiento de la turbina Pelton, esto debido a que por medio de la simulación se pueden detectar alteraciones en la hidrodinámica del elemento por lo cual se realizó las siguientes correcciones sobre el modelo propuesto.

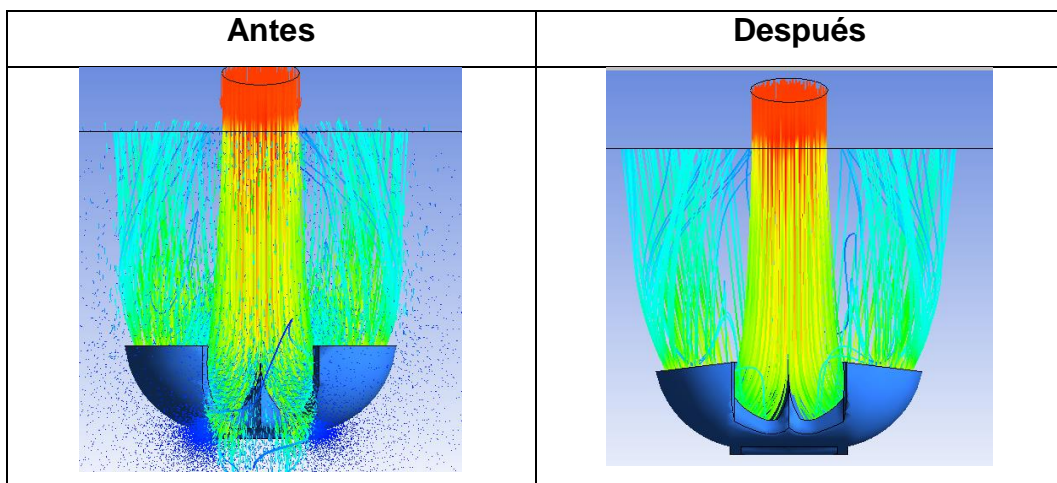


Figura 48. Correcciones del modelo geométrico en base a la simulación.

Para tener una mejor referencia sobre las pérdidas producidas por el mal dimensionado del álabe, se realizó una simulación en tres puntos de incidencia del chorro de agua sobre la superficie de contacto tanto para el modelo propuesto como para el que se encuentra operando en campo. De esta manera se puede observar la dispersión del fluido cuando hace contacto sobre la superficie del álabe.

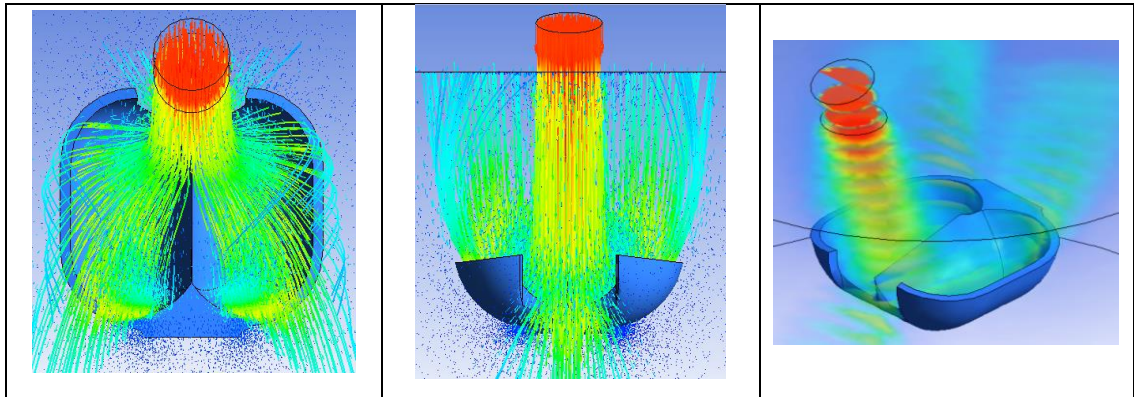


Figura 49. Incidencia del chorro de agua paso 1, modelo propuesto.

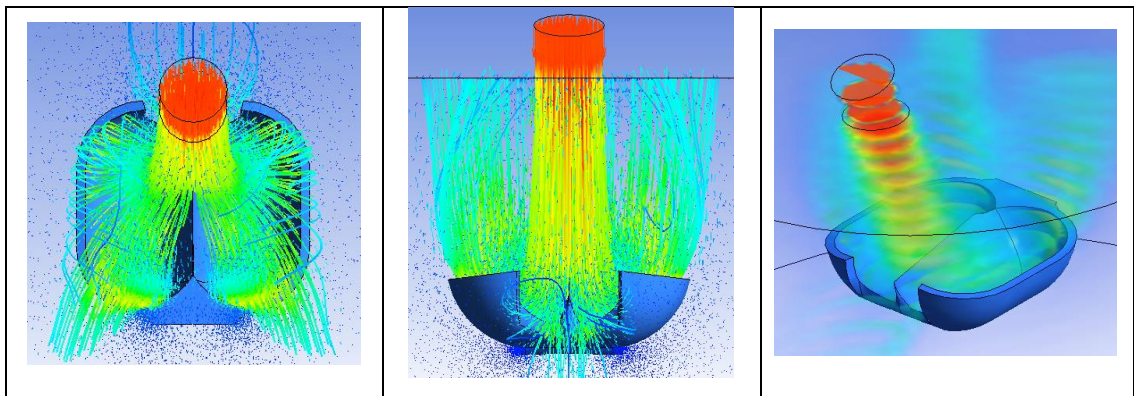


Figura 50. Incidencia del chorro de agua paso 2, modelo propuesto.

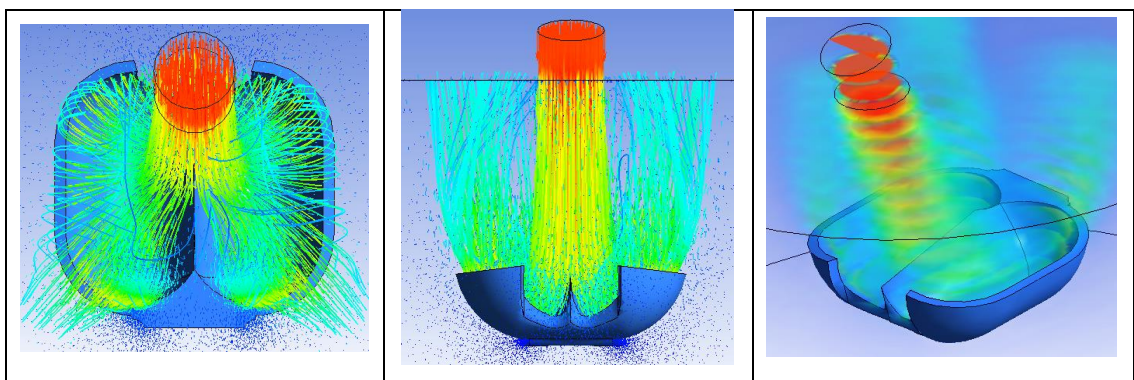


Figura 51. Incidencia del chorro de agua paso 3, modelo propuesto.

En base al modelo propuesto se puede evidenciar el desplazamiento del flujo de agua sobre la superficie del álabe de manera que este reduzca al máximo las pérdidas volumétricas.

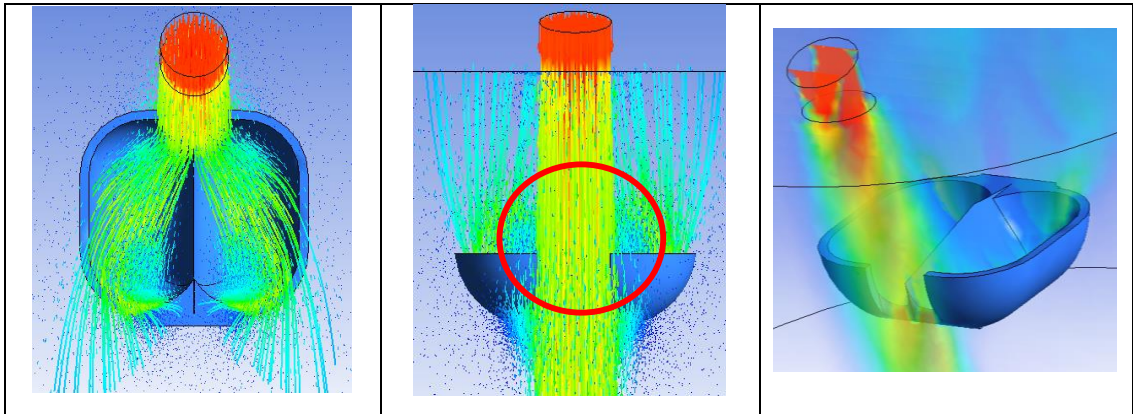


Figura 52. Incidencia del chorro de agua paso 1, modelo en operación.

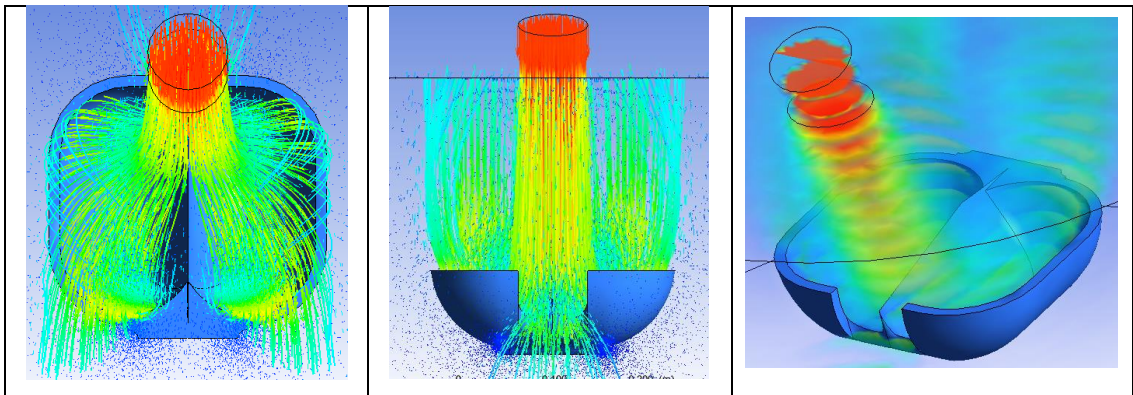


Figura 53. Incidencia del chorro de agua paso 2, modelo en operación.

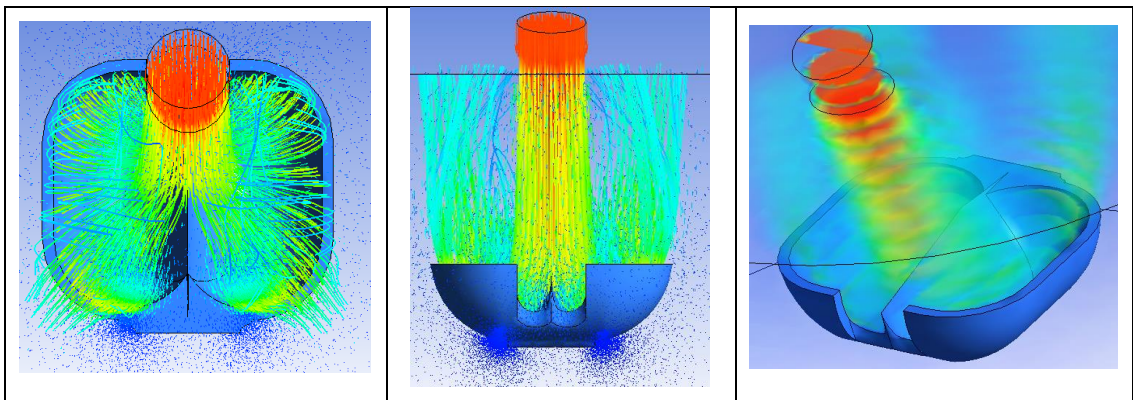


Figura 54. Incidencia del chorro de agua paso 3, modelo en operación.

En la figura 52 se observa las pérdidas volumétricas por el mal dimensionado geométrico, lo que ocasiona que el fluido proveniente del inyector choque en las paredes frontales del álabe.

Por medio de la simulación realizada, se puede determinar el módulo de velocidad de las partículas de agua a lo largo de su recorrido en la superficie del álabe, en una escala de colores se muestra la velocidad del fluido en su trayecto donde el color rojo muestra el valor máximo.

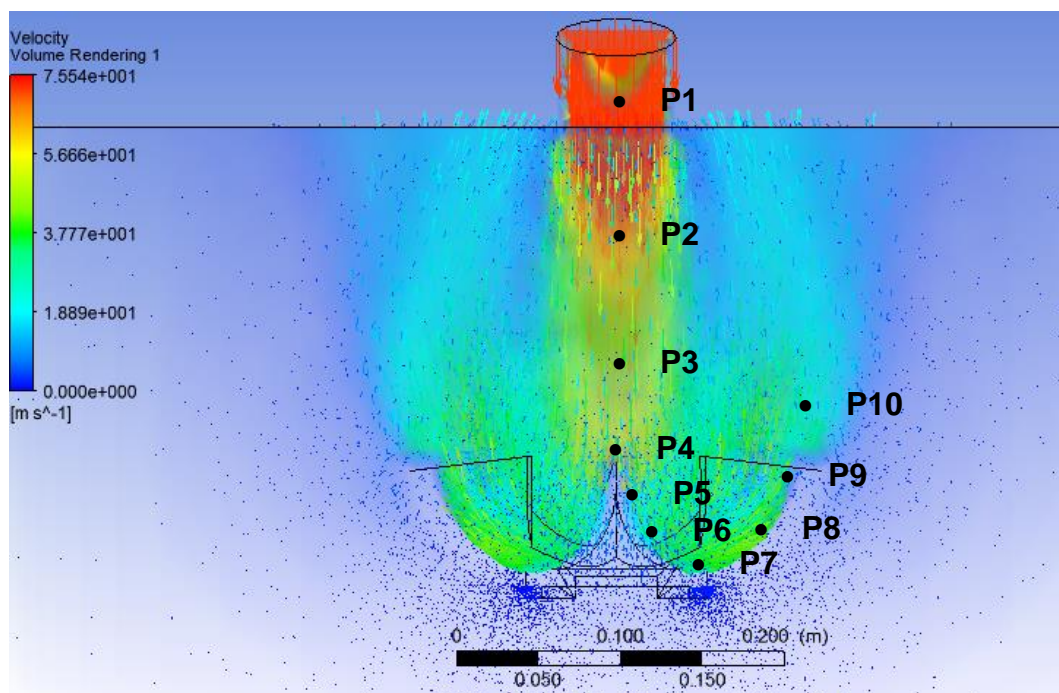


Figura 55: Puntos de medición de la velocidad en el perfil del álabe.

Con la consideración de los puntos de medición señalados en la figura 55, en las coordenadas identificadas en la tabla 20, se tiene los módulos de velocidad.

Tabla 20. Identificación de puntos de velocidad en el perfil transversal del álabe

| Puntos de medición | Velocidad (m/s) | Coordenadas |
|--------------------|-----------------|-------------------|
| P1 | 75,33 | 0; 0,07; -0,18 |
| P2 | 73,92 | 0; 0,06; -0,14 |
| P3 | 72,25 | 0; 0,06; -0,12 |
| P4 | 57,14 | 0; 0,02; 0 |
| P5 | 49,3 | 0,01; 0,02; 0,02 |
| P6 | 42,89 | 0,02; 0,02; 0,04 |
| P7 | 31,01 | 0,05; 0,02; 0,065 |
| P8 | 42,68 | 0,095; 0,02; 0,04 |
| P9 | 33,28 | 0,11; 0,02; 0 |
| P10 | 12,44 | 0,14; 0,02; -0,08 |

Tomando estos datos se puede identificar claramente un decremento en la velocidad del fluido a lo largo de su trayecto desde la salida del inyector pasando por la superficie de la cuchara hasta salir de esta. Es importante aclarar que a partir del punto 8 el fluido incrementa su velocidad por la inercia que lleva en el impulso provocado por la geometría.

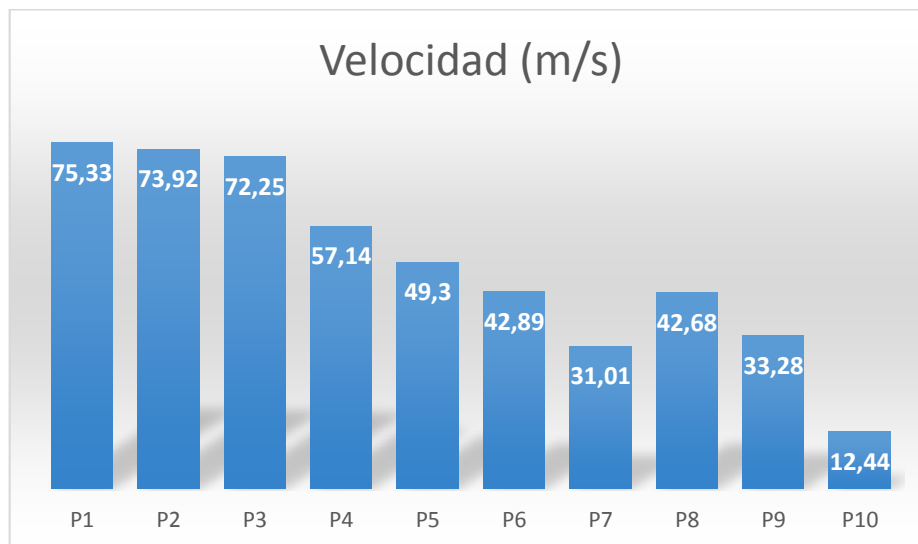


Figura 56: Módulo de velocidad en los puntos señalados.

4.9. Estudio de momento en función de las variables hidrodinámicas

Para realizar la determinación del momento en función de las variables operacionales y geométricas en la turbina Pelton, se interrelacionan la opción Fluid Flow (CFX) y Static Structural.

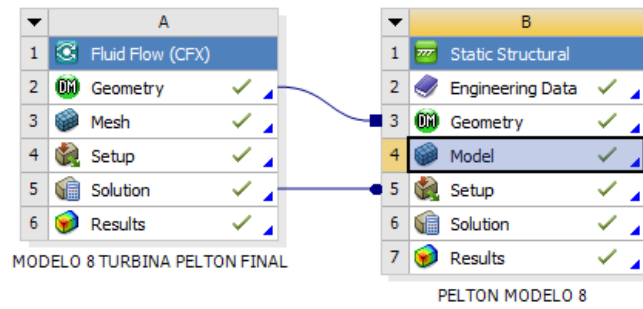


Figura 57. Interrelación de procesos de simulación Fluid Flow (CFX) y Static Structural.

De esta manera la opción Static Structural toma los datos hidrodinámicos de la simulación de flujo. Con el fin de obtener el momento en el eje de rotación de la turbina, se debe cumplir con las siguientes condiciones de frontera:

- **Model**

En la opción Model delimitaremos el área de acción del chorro de agua, en este punto se establece las condiciones de mallado para el posterior análisis.

Delimitación de las áreas de acción para la simulación.

- Superficie 1.
- Superficie 2.

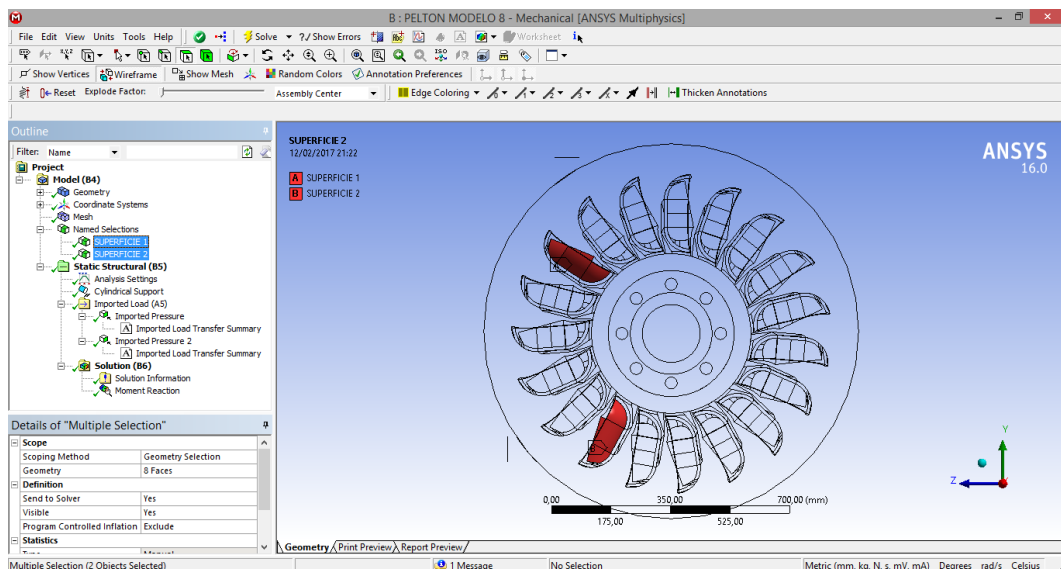


Figura 58. Superficies de acción con respecto al impacto del fluido.

- **Setup**

Para establecer las variables dentro del sistema se debe determinar el tipo de soporte, para el caso de estudio es un soporte cilíndrico, el nexo entre los dos sistemas de simulación se establece al importar las cargas con la opción de presión para las superficies de acción establecidas en el paso anterior, como paso final se selecciona el cálculo del momento en el centro de apoyo en función de las características del sistema.

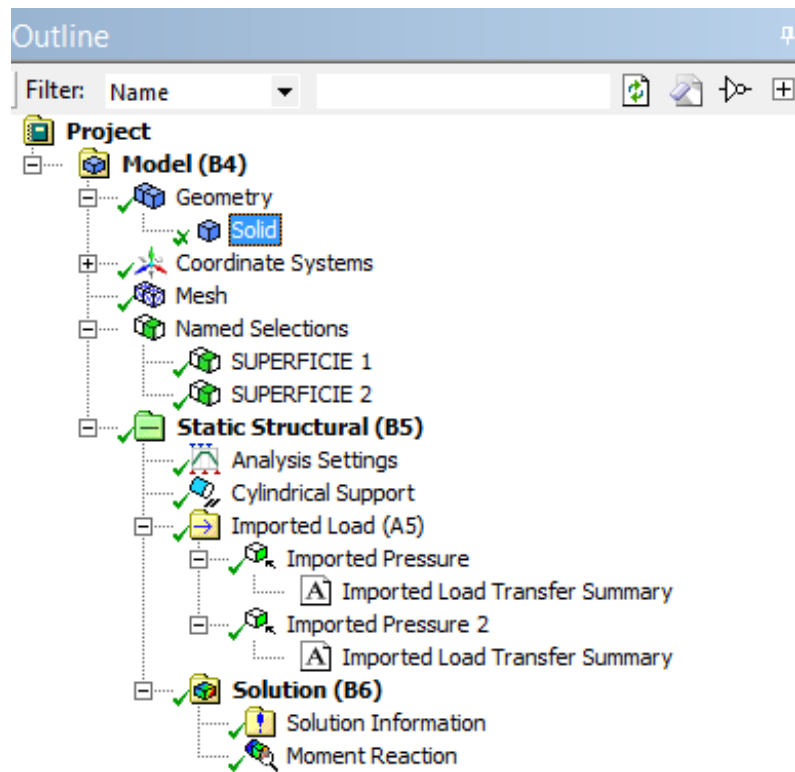


Figura 59. Condiciones de frontera del modelo propuesto.

Basado en la simulación realizada, se obtienen los siguientes resultados; teniendo como objetivo de análisis el momento en el eje de rotación de la turbina Pelton.

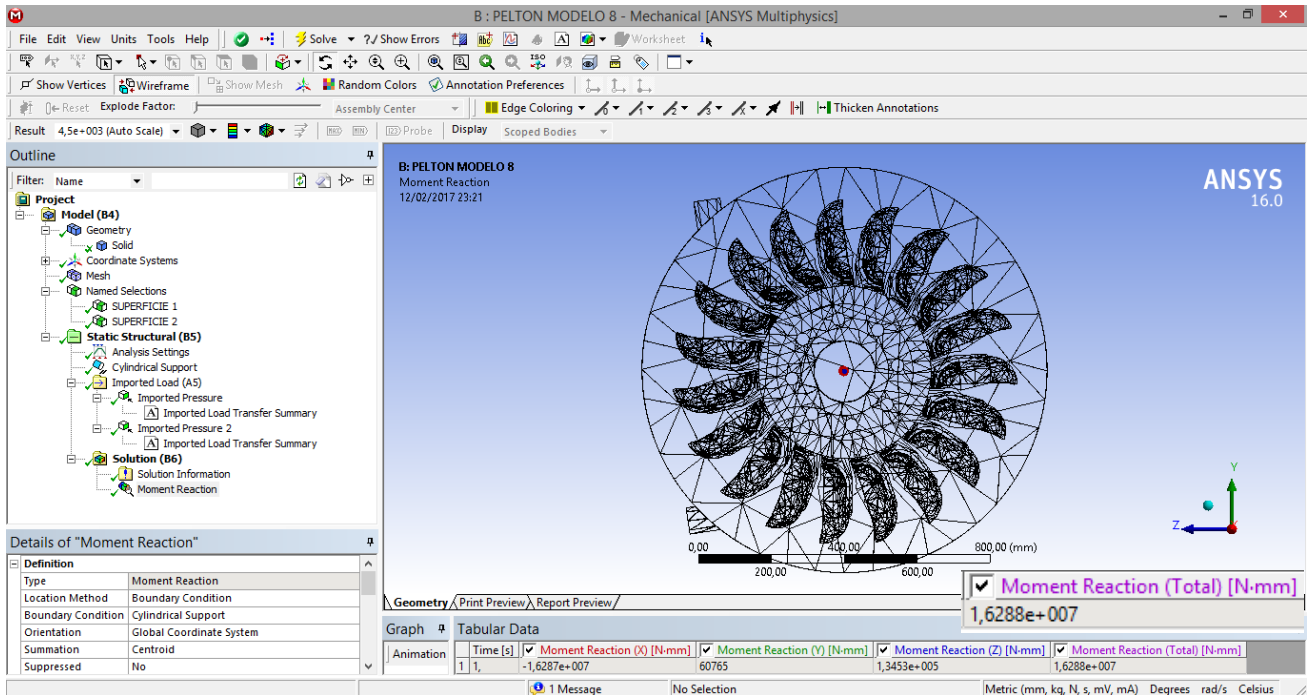


Figura 60. Simulación “Moment Reaction”, modelo propuesto.

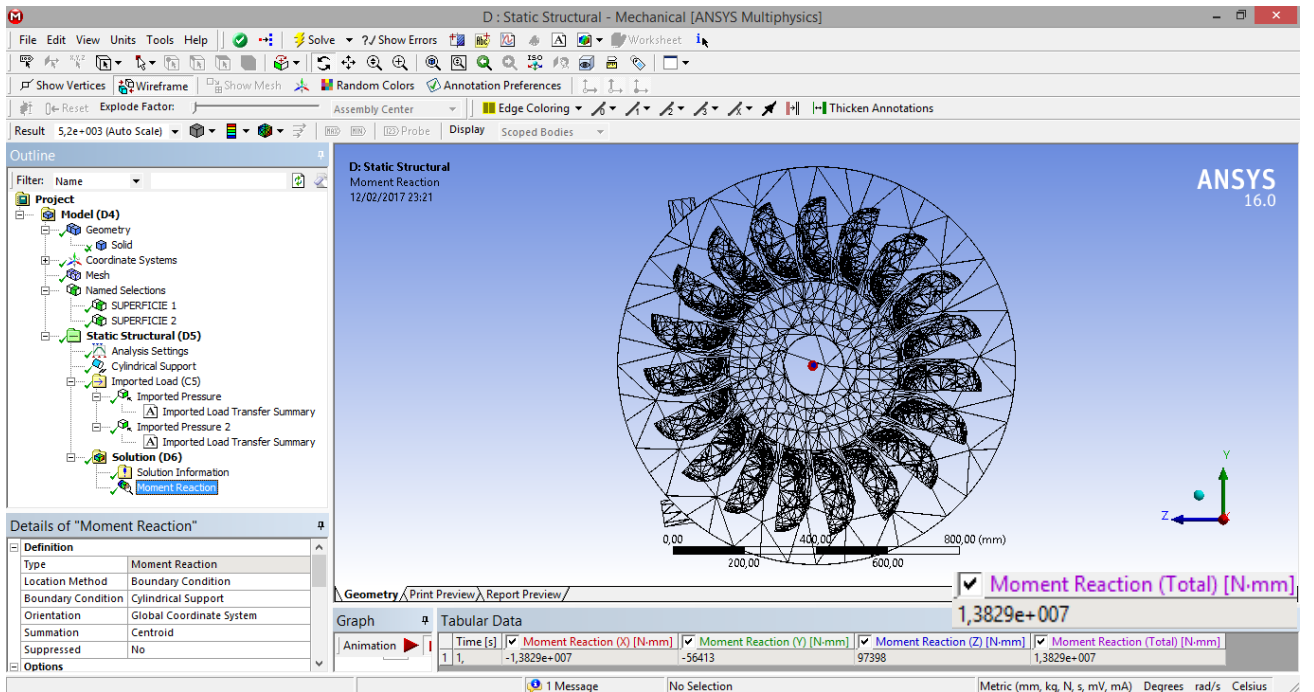


Figura 61. Simulación “Moment Reaction”, modelo en funcionamiento.

El ángulo de posicionamiento del inyector con respecto a la tangente de la circunferencia que describe el sentido de rotación de la turbina es, 25° dado

que se han realizado varias simulaciones llegando al punto óptimo del diseño.

4.9.1. Determinación de momento basado en las características hidrodinámicas del sistema

El momento calculado con referencia en el centro de la turbina viene dado por la fuerza hidráulica generada por el chorro de agua sobre la superficie del álabe tomando en consideración las pérdidas presentes en el sistema.

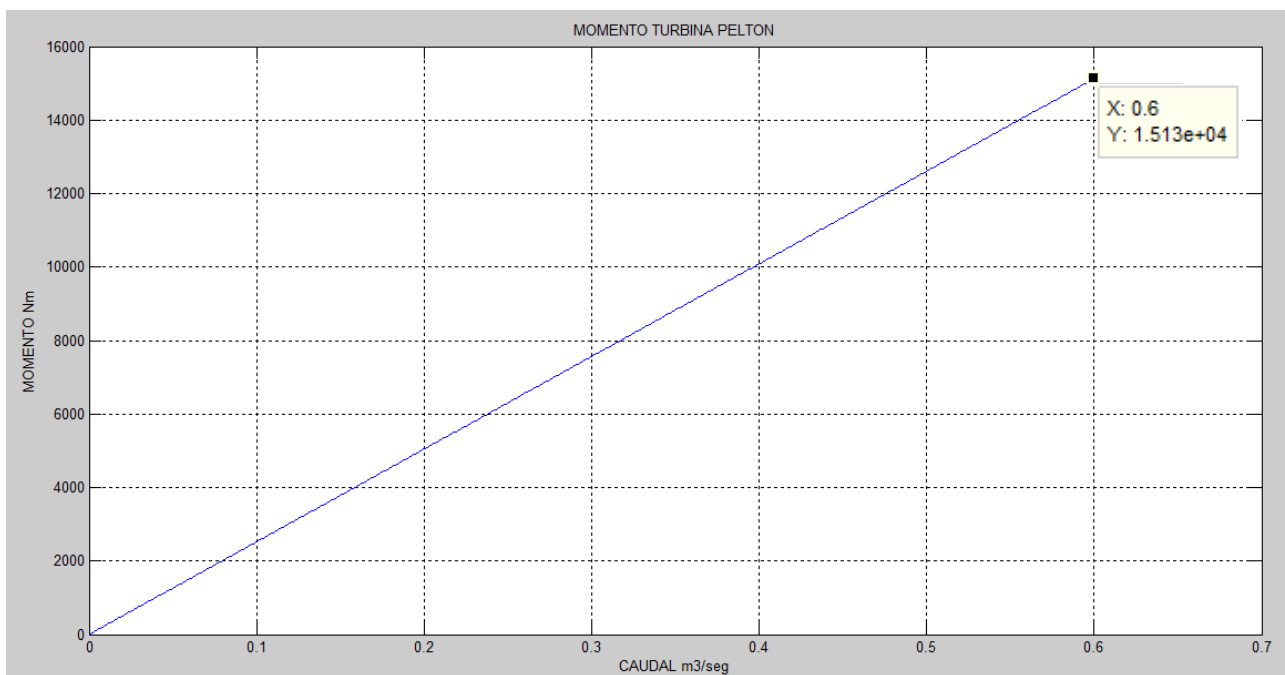


Figura 62. Curva de momento calculado en función del caudal.

En la figura 62 se presenta el momento producido por la turbina Pelton en el eje de rotación, el mismo que es directamente proporcional al caudal que es controlado por el inyector debido a las características eléctricas del sistema, este deberá funcionar a una velocidad constante de 900 rpm.

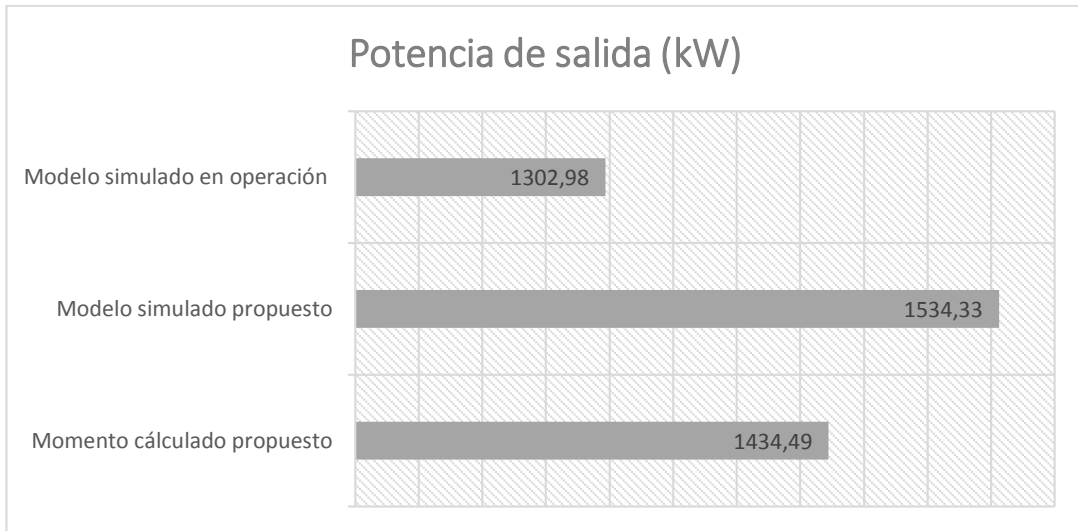


Figura 63. Potencia de salida simulados y calculado

Para el caso propuesto el momento producido por la fuerza del agua sobre el álabe es próximo al calculado en el Capítulo 3, lo que corrobora la efectividad de la propuesta.

De la resultante de la potencia de salida con respecto a la potencia hidráulica proporcionada por el fluido y las características operacionales, se tienen que el modelo propuesto en función del análisis realizado aprovecha de manera más eficiente la energía.

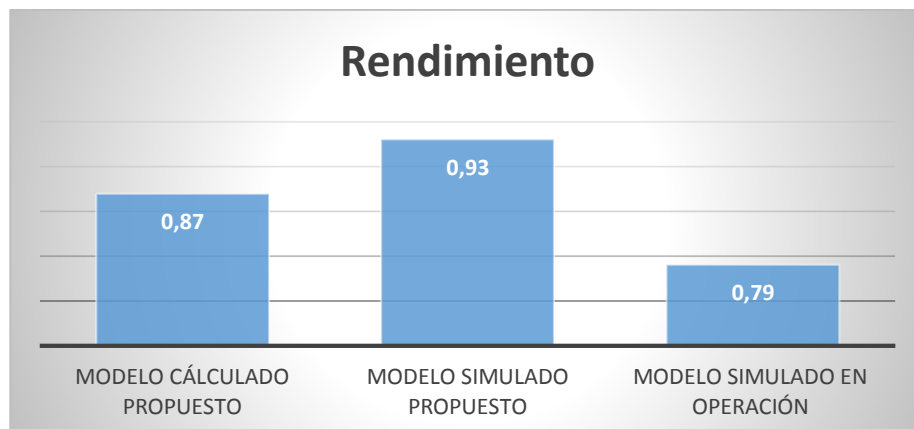


Figura 64. Rendimiento potencia de salida sobre potencia hidráulica.

De esta manera se puede ver que el modelo propuesto es el que tiene el mayor aprovechamiento y basado en la figura del Anexo E. se tiene que:

Tabla 21. Disposición del sistema en función de la potencia de salida.

| | Potencia de salida kW | Disposición del sistema |
|---------------------|-----------------------|----------------------------------|
| Modelo propuesto | 1534,39 | P ₁ N ₂ -H |
| Modelo en operación | 1303,47 | P ₁ N ₁ -H |

Para corroborar los resultados de la tabla 21, con referencia a la velocidad específica se tienen los siguientes resultados:

Tabla 22. Disposición del sistema en función de la velocidad específica.

| | Velocidad específica rev/min | Disposición del sistema |
|---------------------|---------------------------------|----------------------------|
| Modelo propuesto | 35,6 | 2 inyectores |
| Modelo en operación | 32.81 | 1 inyector |

Concatenando los resultados de la tabla 22, respecto a las características de la figura 65, se observa la eficiencia del modelo propuesto para las características operacionales y del sistema de generación.

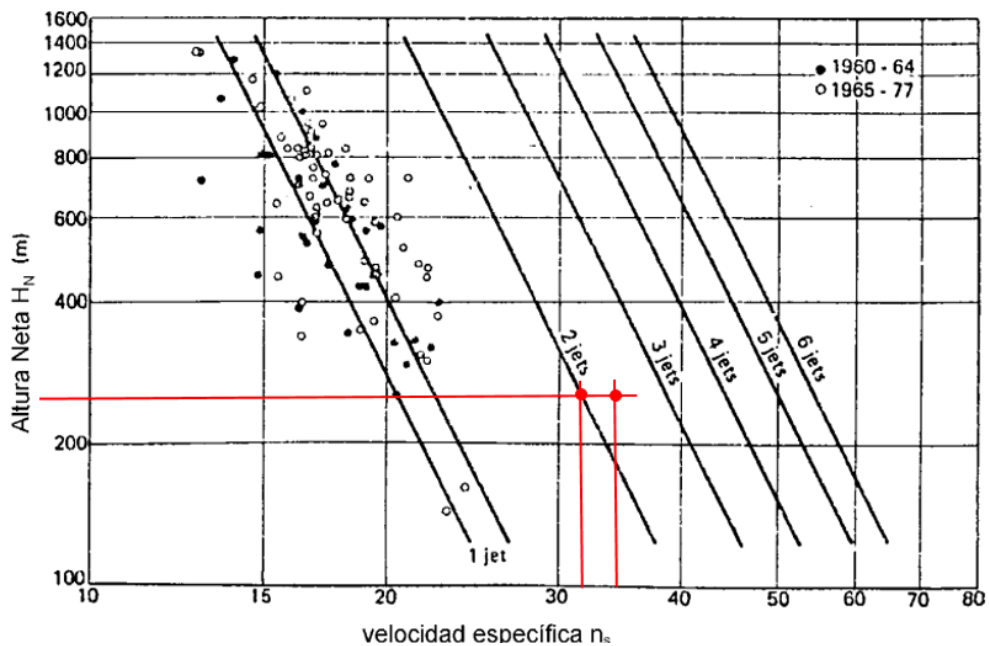


Figura 65. Disposición del sistema en función de la velocidad específica

4.10. Análisis financiero TIR y VAN

Con los datos obtenidos en el incremento del rendimiento del sistema en comparación al modelo actual se tiene que en promedio se tendrá un incremento de 230,92 kW, por unidad de generación, dado que el objeto de estudio son las dos unidades del mismo tipo que trabajan en paralelo el aumento total de la potencia generada es 461,84 kW.

En función de la resolución ARCONEL 043/16 el costo del kW/h es de \$ 3.97 dólares americanos, para generación hidroeléctrica valor que es cancelado por el Estado Ecuatoriano para mantener los sistemas bajos en emisiones de carbono al ambiente.

La Tarifa de la Dignidad, subsidio establecido mediante Decreto Ejecutivo 451-A de 30 de junio de 2007, fijó una tarifa de 0,04 USD por kW·h para los usuarios residenciales cuyos consumos mensuales no superen los 110 kW·h en las provincias de la Sierra y los 130 kW·h en las provincias de la Costa, Amazonía y Región Insular.

Tabla 23. Ingresos anuales por incremento de potencia generada.

| | Incremento de producción kW·h | \$/kW·h | \$/mensual | \$/anual |
|-------------------------------|--------------------------------------|----------------|-------------------|-----------------|
| Costo consumidor final | 461,84 | 0,04 | 13300,99 | 159611,90 |
| Costo por producción | 461,84 | 3,97 | 1320123,46 | 15841481,47 |

Para estimar la rentabilidad del proyecto es necesario evaluar el proyecto con las dos unidades trabajando en sincronismo al 80% de carga.

Tabla 24. Ingresos anuales por potencia total generada unidades tres y cuatro al 80% de carga.

| | Producción kW·h | \$/kW·h | \$/mensual | \$/anual |
|-------------------------------|------------------------|----------------|-------------------|-----------------|
| Costo consumidor final | 3068,78 | 0,04 | 70704,69 | 848456,29 |
| Costo por producción | 3068,78 | 3,97 | 7017440,60 | 84209287,22 |

Para la evaluación del TIR (Taza Interna de Retorno) y el VAN (Valor Actual Neto), es preciso evaluar el costo de la inversión en base a la construcción de una nueva turbina con las características detalladas en el proyecto.

El costo de inversión estimado para la manufacturación de cada turbina es de \$ 140000 dólares americanos, el tiempo de evaluación y vida útil de la turbina es de 4 años en los cuales los costos operativos y de mantenimiento son de \$ 100000 dólares americanos por año y por unidad.

Para la evaluación del TIR, se tiene un valor porcentual del 230 % y el VAN con un interés del 10% tiene un valor de \$ 1775519,20 dólares americanos, esto demuestra la rentabilidad económica del proyecto incluso con la Tarifa de la Dignidad que es de \$ 0.04 / kW·h.

El costo del kW·h para las unidades de generación hidroeléctrica tomando en cuenta los costos de operación y mantenimiento para las unidades tres y cuatro es de \$ 0.0093 dólares americanos, menos de un centavo de dólar. El costo del kW·h de un sistema termoeléctrico que utiliza diésel como combustible es de \$ 0,12 dólares americanos, lo que hace que sea 12.9 veces más caro.

4.11. Huella de carbono

Las centrales hidroeléctricas en general tienen un bajo impacto ambiental más aun cuando estas forman parte de un sistema multipropósito como es el de la central Illuchi I, ya que el agua después de pasar por el sistema de generación en sus dos etapas, el agua es tratada en una planta de potabilización para su consumo en la ciudad de Latacunga.

El tonelaje de emisiones de carbono a la atmosfera por parte de la central de generación por kW·h generado es cero, mientras que para sistemas de generación térmica de la misma capacidad, en cuanto a su potencia instalada se representa en la siguiente gráfica donde se tomaran diésel y crudo como combustibles.

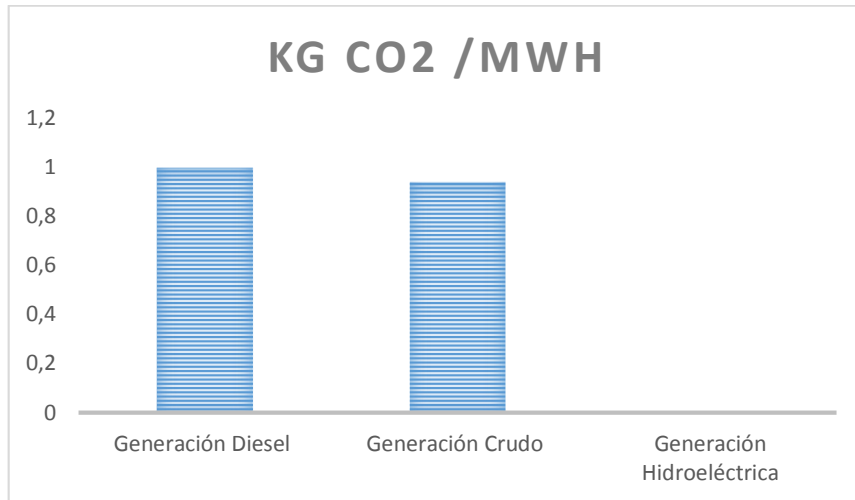


Figura 66. kg CO₂ / MW-h por tipo de combustible.

CONCLUSIONES GENERALES

1. El análisis de los parámetros operacionales de la fuente energética es el punto de partida para el correcto dimensionado geométrico de la turbina Pelton.
2. Con el modelo propuesto se incrementa el aprovechamiento energético en 230.92 kWh por unidad de generación, basado en el análisis y simulación realizado en el software (static Structural).
3. Baso en el criterio de modelado geométrico de varios autores se pudo obtener un equilibrio en el diseño de la turbina Pelton, el mismo que fue comprobado por medio de sistemas computacionales, para obtener los resultados deseados.
4. Realizado el modelado geométrico de la turbina Pelton y sus partes constitutivas en un sistema computacional (SolidWorks), se puede acceder a métodos innovadores de manufacturación utilizando máquinas de control numérico.
5. Por medio de la simulación computacional utilizando paquetes informáticos (Fluid Flow CFX), se pudo obtener el aprovechamiento energético deseado al modelar eficientemente la turbina Pelton en sus características geométricas, hidrodinámicas y estructurales.
6. El estudio y aprovechamiento de las microcentrales hidroeléctricas es de suma importancia debido al incremento de demanda energética en el mundo y los grandes niveles de contaminación producidos por las centrales termoeléctricas.
7. Al disponer de una base de ingeniería para la manufacturación de la turbina Pelton, la central de generación Illuchi I aumenta su rendimiento y confiabilidad.
8. El análisis económico realizado nos muestra que el sistema propuesto es rentable al tener un valor actual neto de \$ 1775519,20 dólares americanos a un interés del 10%.

RECOMENDACIONES

1. En el país aún no se cuenta con centros de mecanizado con un volumen de control necesario para maquinar la turbina Pelton propuesta en una sola pieza.
2. El modelo propuesto de álabes insertables no es dable para aplicación debido que el sistema está sometido a altos niveles de vibración lo cual haría que los elementos de sujeción se aflojen por lo cual se recomienda descartar el modelo mencionado.
3. Al existir varios criterios de diseño sobre la turbina Pelton, es preciso realizar la comprobación y ajuste de resultados por medio de paquetes computacionales.
4. En un sistema netamente eficiente se aprovecha al 100% la energía proveniente del fluido lo que hace que los cálculos entren en un régimen ideal, al realizar la simulación hidrodinámica del elemento se puede observar que el modelo calculado necesita ajustes para obtener el mayor rendimiento.
5. Si no se modifica la geométrica propuesta de la turbina que se encuentra operando actualmente en las unidades tres y cuatro de la central de generación el sistema es ineficiente.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) Acosta, C. (2004). Efecto de las empresas transnacionales en las comunidades indígenas: Endesa y la comunidad mapuche-pehuenche. En C. Acosta, *Efecto de las empresas transnacionales en las comunidades indígenas: Endesa y la comunidad mapuche-pehuenche* (pág. 61). Cholula: Universidad de las Américas Puebla.
- (2) Aguirre, L., Fonseca, A., Torres, L., & Martinez, C. (2010). Efficiency measurement with uncertainty estimates for a pelton turbine generating unit. *Latin American Applied Research*, 91-98.
- (3) Aguledo, S., Chica, E., Obando, F., Sierra, N., Velásquez, L., & Enríquez, W. (2013). Diseño, simulación, fabricación y caracterización de una turbina tipo Pelton de 5 kW. *Ingeniería y Competitividad*, 183-193.
- (4) ARCONEL. (2016). Agencia de Regulación y Control de electricidad. *Regulación No ARCONEL -043/16*. Quito.
- (5) Bejarano, G. N. (23 de Agosto de 2001). *Decreto Ejecutivo No. 1761*. Obtenido de Reglamento ambiental para actividades eléctricas: <https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiGv5GPIqjJAhWJWSYKHfQnAiAQFgghMAE&url=http%3A%2F%2Fwww.conelec.gob.ec%2Fnormativa%2FREGLAMENTO%2520AMBIENTAL%2520PARA%2520ACTIVIDADES%2520ELECTRICAS.doc&usg=AFQjC>
- (6) Bustamante, E., & Arias, C. (2008). *Diseño y construcción de una turbina Pelton para generación eléctrica, capacidad 2 kW*. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana .
- (7) Calero, M. (2007). Descripción de las centrales hidroeléctricas ILLUCHI I y II. En M. Calero, *Estudio técnico - económico de la implementación del centro de control de las centrales hidroeléctricas ILLUCHI I y II ELEPCO S.A.* (pág. 4). Quito.

- (8) Castro, A. (2006). *Minicentrales hidroeléctricas*. Madrid: IDAE.
- (9) Clavijo, W. (2010). *Auditoría ambiental interna sistema de generación y distribución eléctrica Empresa Eléctrica Provincial Cotopaxi s.a*. Quito: ELEPCO.
- (10) Climent, M. (2013). Cómo seleccionar un centro de mecanizado CNC. *AIDIMA*. Obtenido de Como seleccionar un centro de mecanizado CNC:
http://infomadera.net/uploads/articulos/archivo_2665_13252.pdf
- (11) Daza, C. (2000). *Evolución de la generación hidroeléctrica*. Obtenido de
<http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/historia/generacion/generacion.htm>
- (12) Delgado, V. (2007). *Guía para el diseño de pequeñas centrales hidroeléctricas*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- (13) Fernández, P. (2003). *Turbinas Hidráulicas*. Cantabria: Universidad de Cantabria.
- (14) Ferrada, A. (2012). *Diseño de Rodete de Turbina Hidráulica Tipo Pelton para Microgeneración*. Santiago de Chile: Universidad de Chile.
- (15) Figueroa, J. (2011). *Turbina de impulso*. Obtenido de Turbina pelton:
<http://www.cec.uchile.cl/~jfiguero/pelton.html>
- (16) García, L. (2005). *Macro optimización del proyecto y la explotación de las pequeñas centrales hidroeléctricas de las regiones montañosas*. Santiago de Cuba: Universidad de Oriente.
- (17) Gonzales, P. (Febrero de 2009). *Máquinas de Fluidos*. Obtenido de Turbinas pelton:

http://cvb.ehu.es/open_course_ware/castellano/tecnicas/maquinas_fluidos/tema-6-turbinas-pelton.pdf

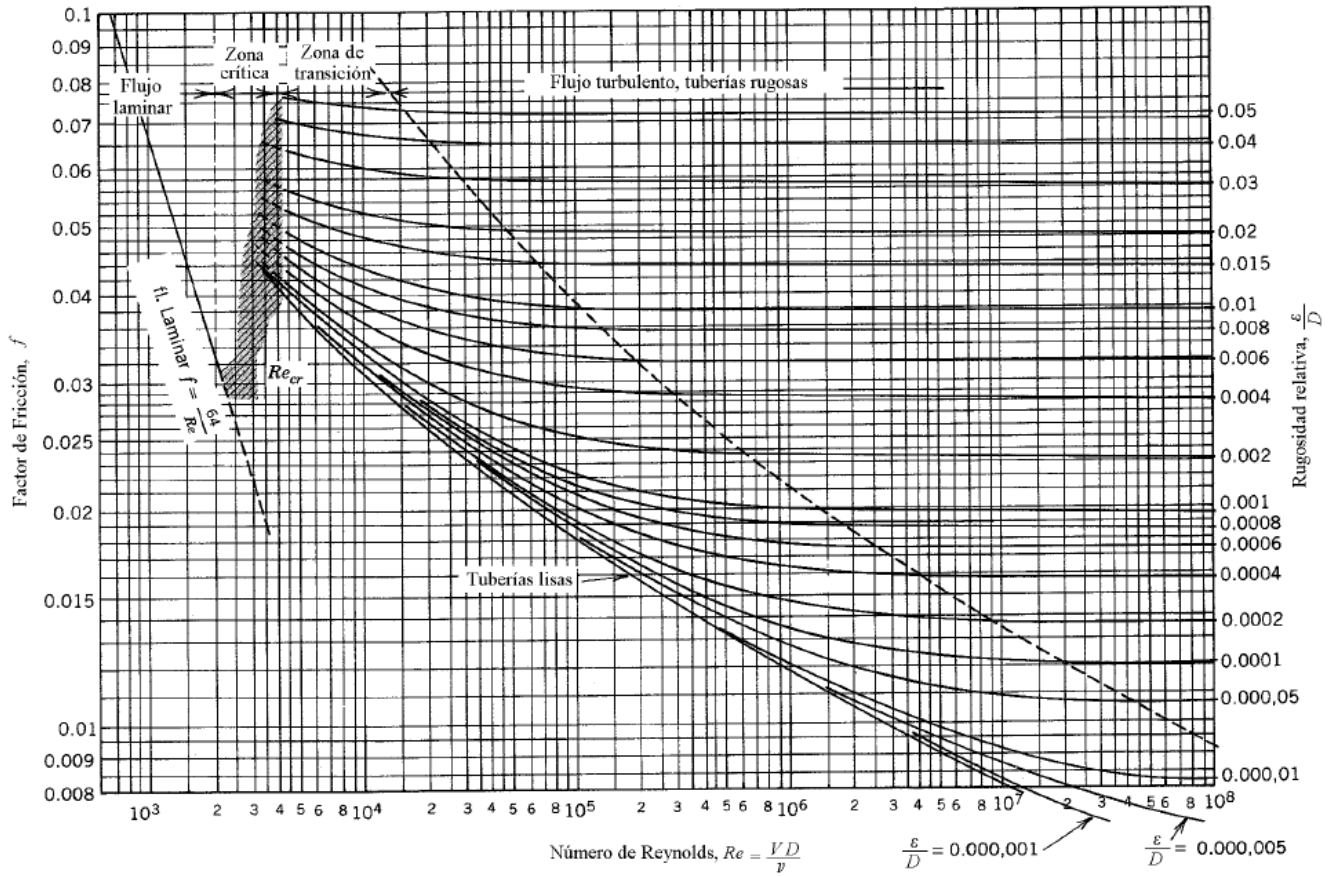
- (18) GoodFellow. (2008). *GoodFellow*. Obtenido de Acero Inoxidable - AISI 316: <http://www.goodfellow.com/S/Acero-Inoxidable-AISI-316.html>
- (19) Hernández, C. (1984). Diseño, estandarización y fabricación de turbinas Pelton. *Organización Latinoamericana de Energía*, 25 - 37.
- (20) Kothary, D., & Nagrath, I. (2008). *Sistemas eléctricos de potencia*. México: McGraw-Hill.
- (21) LaPaloma. (2014). *Babbitt (Metal Antifricción)*. Obtenido de http://www.lapaloma.com.mx/lapaloma_metales/babbitt.html
- (22) LaPaloma. (s.f.). *La Paloma Compañía de Metales S.A. de C.V.* Obtenido de Babbitt (Metal Antifricción): http://www.lapaloma.com.mx/lapaloma_metales/babbitt.html
- (23) López, J. (2015). *Ingeniería Rural*. Obtenido de <http://www.ingenieriarural.com/>
- (24) Mataix, C. (1982). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Mexico, D. F.: Industria Editorial Mexicana.
- (25) *Ministerio De Electricidad Y Energías Renovables*. (2010). Obtenido de Proyecto hidroelectrico COCA CODO SINCLAIR: http://www.cocacodosinclair.gob.ec/el_proyecto/
- (26) Mott, R. (2006). *Mecánica de fluidos*. México: Prentice Hall.
- (27) Nechleba, M. (1957). *Hydraulic Turbines Their Design and Equipment*. London : Artia - Prague.
- (28) Olade. (1984). Diseño, Estandarización y Fabricación de Turbinas Pelton. *Revista Energética*, 25 - 87.

- (29) Orozco, G. (2011). *Diseño y construcción de un prototipo de turbina para generación de energía eléctrica en una microplanta*. Mexico, D.F.: Unidad Profesional Zacatenco.
- (30) Polo, M. (1983). *Turbo Máquinas Hidráulicas*. Mexico: Limusa.
- (31) Quispe, V. (2009). Descripción del sistema eléctrico de ELEPCO S.A. En V. Quispe, *Estudio y planificación del sistema de distribución eléctrica del canton la Mana jurisdicción de la empresa eléctrica provincial de Cotopaxi* (pág. 8). Quito.
- (32) Rojas, O. (Junio de 2006). *Diseño y tecnología*. Obtenido de Diseño asistido por computador:
http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/publicaciones/indata/vol9_n1/a02.pdf
- (33) *Universidad Centroamericana José Simeón Cañas*. (2000). Obtenido de <http://www.uca.edu.sv/facultad/clases/ing/m200018/doc1.pdf>
- (34) Valle, R. (2015). El nacimiento de la hidráulica experimental. *Ingeniería hidráulica y ambiental*, Vol. XXXVI, 48-60.
- (35) Zhang, Z. (2016). *Pelton Turbines*. Switzerland: International Publishing AG Switzerland.

ANEXOS




ANEXO A

Diagrama de Moody (Fuente: Mott, 2006).



ANEXO B

- Válvulas y acoplamientos en la tubería de carga 22 pulg. de diámetro.

| | |
|---|--|
|  | <p>1) Codo 45°</p> |
|  | <p>2) Codo 45° 3) Codo 45° 4) Codo 45°</p> |
|  | <p>5) Codo 45°</p> |



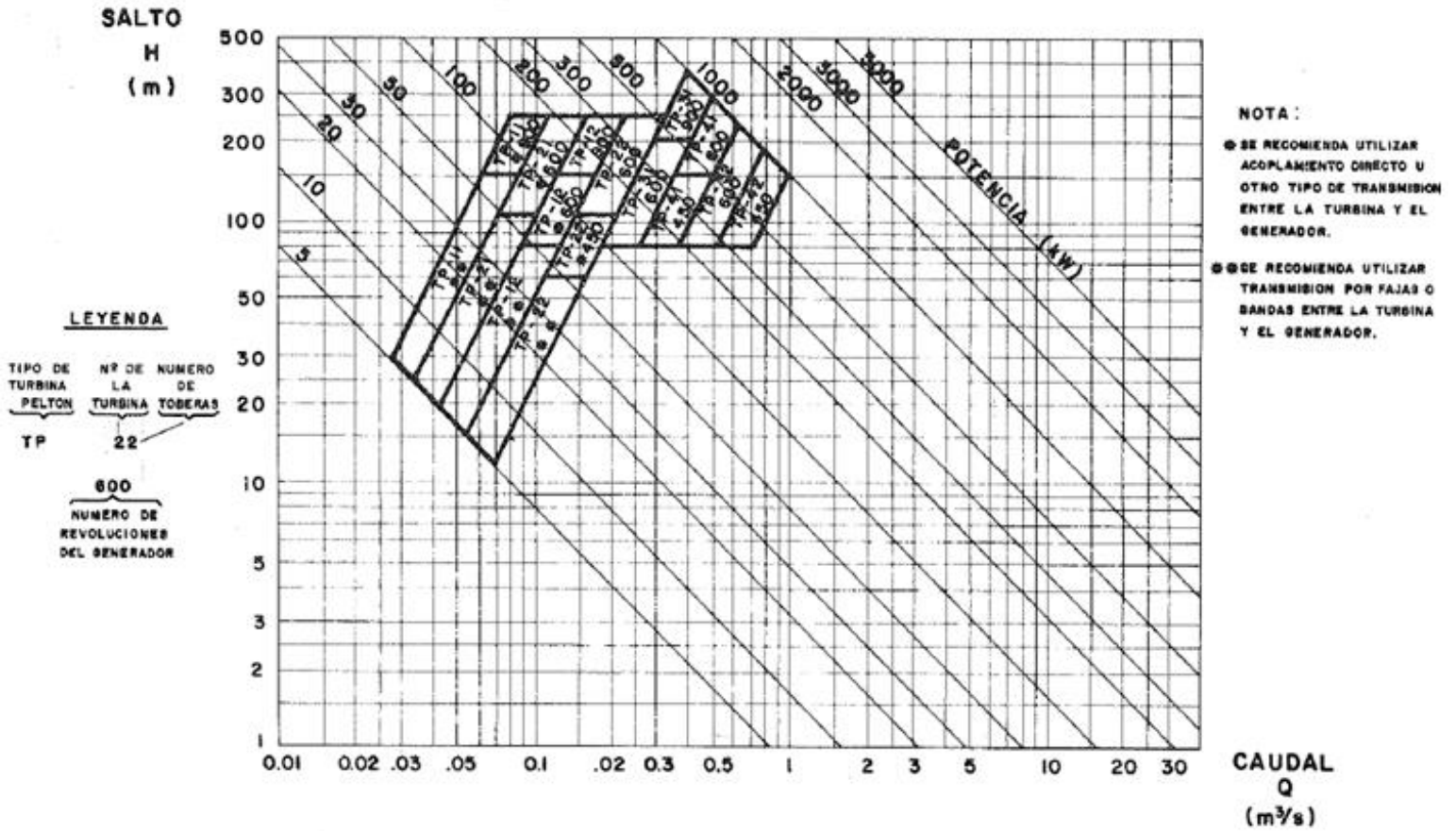
1) Válvula de Mariposa



1) Válvula de Compuerta

ANEXO C

Ejemplo de estandarización de turbinas Pelton considerando acoplamiento directo.
(Fuente: Hernández, 1984).



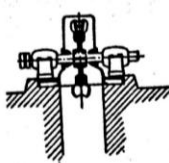
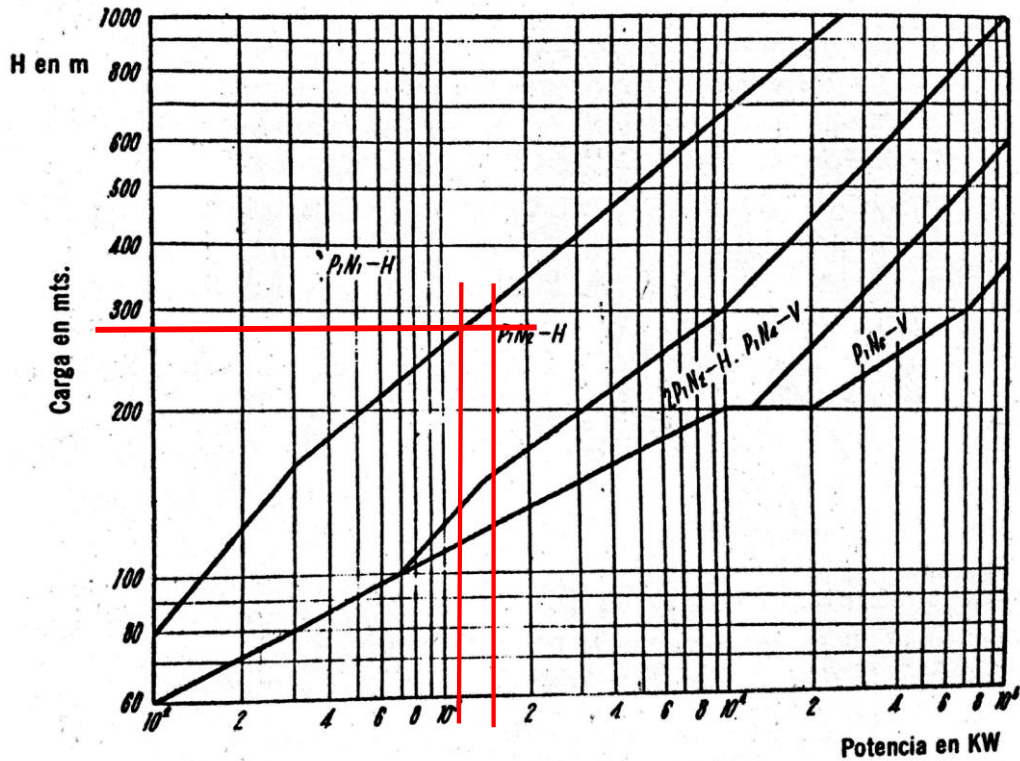
ANEXO D

Valores de ángulos β_4 , para la arista del álabe Pelton. (Fuente: Bustamante & Árias, 2008).

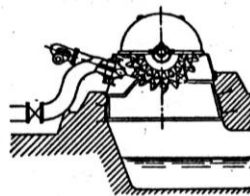
| <i>Valores de ángulos β_4 en la cuchara del rodete</i> | | | | | | | | | | | |
|---|------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $\frac{D_p}{d}$ | Número de cucharas (Z) | | | | | | | | | | |
| | 27 | 26 | 25 | 24 | 23 | 22 | 21 | 20 | 19 | 18 | 17 |
| 15 | 10° | 9° | 8° | 7° | 6° | 5° | 4° | - | - | - | - |
| 14 | - | 10° | 9° | 8° | 7° | 6° | 5° | - | - | - | - |
| 13 | - | - | 11° | 9° | 8° | 7° | 6° | 4° | - | - | - |
| 12 | - | - | - | 11° | 10° | 9° | 7° | 6° | - | - | - |
| 11 | - | - | - | 14° | 12° | 11° | 9° | 8° | 6° | - | - |
| 10 | - | - | - | - | 16° | 14° | 12° | 11° | 9° | 7° | - |
| 9 | - | - | - | - | - | 18° | 16° | 14° | 12° | 10° | - |
| 8 | - | - | - | - | - | 25° | 23° | 20° | 18° | 15° | 13° |
| 7,5 | - | - | - | - | - | 30° | 27° | 27° | 22° | 19° | 16° |

ANEXO E

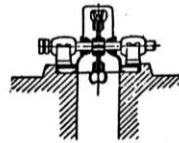
Diagrama para la selección de la disposición más conveniente en función de la carga y la potencia para una turbina Pelton. (Fuente: Polo, 1983)



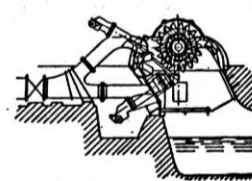
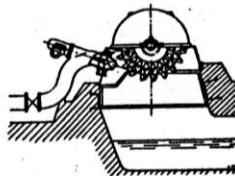
$P_1 N_1 - H$ Eje horizontal, una rueda y un chorro



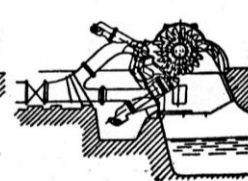
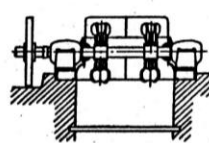
$P_1 N_2 - H$ Eje horizontal, una rueda y dos chorros



$P_2 N_2 - H$ Eje horizontal, dos ruedas y dos chorros



$P_2 N_2 - V$ Eje horizontal, dos ruedas y 4 chorros



ANEXO F

Babbit 7 equivalente ASTM B23 grado 7. (Fuente: LaPaloma, 2014).

| Grado ASTM | Composición % | | | | Densidad gr/cm3 | Punto de Cedencia (psi) | | Ultimo Esfuerzo a la Compresión. (psi) | | Dureza Brinell | | Temperatura indicada para el vaciado °C |
|---------------|---------------|-----------|-----------|-----------|--------------------|----------------------------|-------------|--|-------------|----------------|-------------|---|
| | Estaño | Antimonio | Plomo | Cobre | | 20°C | 100°C | 20°C | 100°C | 20°C | 100°C | |
| No.2 | 89 | 7.5 | 0.03 | 3.4 | 7.39 | 6100 | 3000 | 14900 | 8700 | 24.5 | 12 | 424 |
| 5X | 87 | 9 | | 4 | | 6300 | | 15000 | | 25 | 13 | 470 |
| No.3 | 83.3 | 8.2 | 0.03 | 8.3 | 7.4 | 6600 | 3150 | 17600 | 9900 | 27 | 14.5 | 491 |
| No.7 | 10 | 15 | 75 | -- | 9.73 | 3550 | 1600 | 15650 | 6150 | 22.5 | 10.5 | 338 |
| No.8 | 5 | 15 | 80 | -- | 10.04 | 3400 | 1750 | 15600 | 6150 | 20 | 9.5 | 341 |
| Magnolia | 3 | 14 | 83 | -- | 10.6 | 3380 | 1810 | 15500 | 5940 | 18 | | |

ANEXO G

Características físicas del acero AISI 316. (Fuente: GoodFellow, 2008).

Propiedades Eléctricas

| | |
|---|-------|
| Resistividad Eléctrica (μOhmcm) | 70-78 |
| Coefficiente de Temperatura (K^{-1}) | - |

Propiedades Físicas

| | |
|---------------------------------|-----------|
| Densidad (g cm^{-3}) | 7,96 |
| Punto de Fusión (C) | 1370-1400 |

Propiedades Mecánicas

| | |
|------------------------------------|---------|
| Alargamiento (%) | <60 |
| Dureza Brinell | 160-190 |
| Impacto Izod (J m^{-1}) | 20-136 |
| Módulo de Elasticidad (GPa) | 190-210 |
| Resistencia a la Tracción (MPa) | 460-860 |

Propiedades Térmicas

| | |
|---|-------|
| Calor Específico a 23C ($\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$) | 502 |
| Coefficiente de Expansión Térmica @20-100C ($\times 10^{-6} \text{K}^{-1}$) | 16-18 |
| Conductividad Térmica a 23C ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$) | 16,3 |

ANEXO H



Sistema de generación hidroeléctrica ILLUCHI I



Sistema de control de inyección (las turbinas operan con dos inyectores)



Modelo patrón turbina Pelton



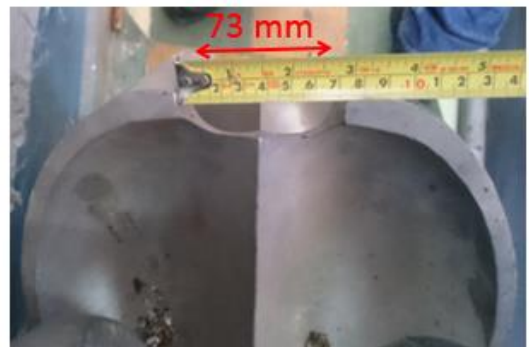
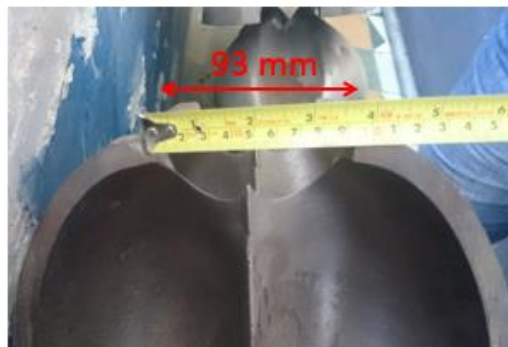
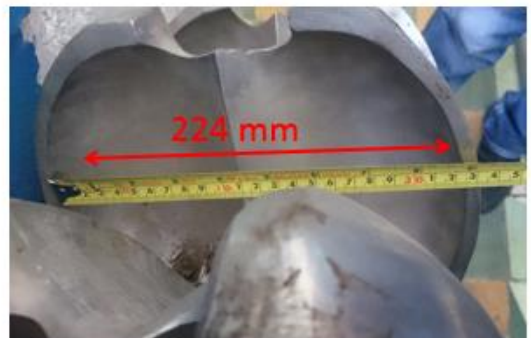
Turbina Pelton central Bell – Kriens 2000 CV / 900 rpm
(Manufacturada en China)



Turbina Pelton central Bell – Kriens 2000 CV / 900 rpm problemas de erosión y desgaste.



Turbina Pelton central Bell – Kriens 2000 CV / 900 rpm remanufacturada.



Perdida de datos patrones de diseño geométrico de ingeniería de los álabes de la turbina Pelton.

ANEXO I
PLANO TURBINA PELTON

ANEXO J
PLANO ÁLABE