

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

"Diseño de una turbina Pelton y su sistema de control"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Juan Diego Palacios Pinto

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la empresa Delta Delfini por su aporte al trabajo realizado.

A mis padres, Milton y Mónica, por su dedicación y apoyo.

A Claudia por su ayuda.

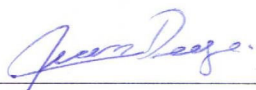
DECLARACIÓN EXPRESA

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

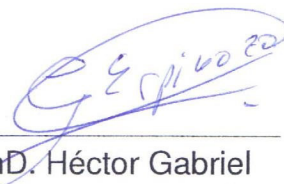
Juan Diego Palacios Pinto

PhD. Héctor Espinoza Román

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



Juan Diego Palacios
Pinto



PhD. Héctor Gabriel
Espinoza Román

RESUMEN

El Ecuador es un país en el cual llueve todo el año y el agua es un recurso renovable que debemos utilizar para la generación de electricidad. La eficiencia de las hidroeléctricas es mayor que cualquier sistema que utiliza hidrocarburos. Los proyectos hidroeléctricos que conocemos en el país son a gran escala, los cuales tienen problema en su construcción o se demoran más de lo estimado. El alcance de del proyecto es diseñar una mini hidroeléctrica que trabaje con pequeño caudal y altura media para evitar la construcción de represa y solamente requerir de un canal de desvío en el río, ya que se utilizaría un 8% del caudal total del río. Para generar energía en nuestra turbina debemos diseñar un sistema de control que pueda sincronizar la velocidad angular de la turbina con las del generador. El proyecto se localizaría en el río Bucay, pero no necesariamente es el único lugar donde se puede aplicar este tipo de proyectos, ya que en el Ecuador existen varios lugares con condiciones similares a las del proyecto. El costo del proyecto comparado con una hidroeléctrica grande es bajo y es accesible para un pequeño pueblo u hotel, en el cual la capacidad de electricidad que necesitan comparada con la generada por la turbina es baja por lo que la electricidad que no se utiliza puede ser vendida a la red eléctrica del Ecuador y así generar ganancias económicas para el propietario.

El método de diseño del proyecto se basa en dos variables principales de caudal y altura neta que son respectivamente 8 litros por segundo y 150 metros. De estas dos variables se obtiene geometría del rodete, geometría de inyectores y aguja, y componentes auxiliares del sistema. El sistema de control se lo debe diseñar a partir de las variables de entrada y salida del sistema encontrando las relaciones necesarias para que el sistema funcione. Los materiales utilizados en el proyecto se seleccionan dependiendo del ambiente de trabajo, como sabemos el eje de la turbina debe de ser acero inoxidable AISI 304, pero las chumaceras de piso no necesariamente ya que están libres del contacto de agua.

Como resultado el sistema hidráulico y de control trabajan en conjunto para lograr la sincronización con la red con el fin de generar energía. Además, se obtiene una

manera de generación de bajo costo comparado con hidroeléctricas a gran escala, la cual es rentable debido al alto nivel de precipitación pluvial y geografía del Ecuador.

El proyecto generaría ganancias después de los 3.7 años, ya que la turbina está conectada a la red eléctrica de Ecuador. Adicionalmente, ayudaría al cambio de la matriz energética del país.

Palabras Claves: Turbina Pelton, Generación de electricidad, sistema hidráulico, sistema de control.

ABSTRACT

Ecuador is a country where it rains throughout the year and water is a renewable resource that we use to generate electricity. Hydroelectric efficiency is greater than any system that uses hydrocarbons. The hydroelectric projects in the country are large-scale, which have problems in construction or take longer than estimated. The scope of this project is to design a mini hydroelectric that works with low flow rate and average height to avoid the construction of a dam and to require only one bypass channel in the river because it is only using 8% of the total flow of the river. To generate energy in the project we must design a control system that can synchronize the angular velocity of the generator.

The project is located in Bucay river, but it is not necessarily the only place where a project of this type can be applied, since in Ecuador there are several places with similar conditions to the project. The project cost compared to a large-scale hydroelectric project is low and it is accessible for a small town or hotel, on which the electricity capacity they need compared to the generated by the turbine is low so that the electricity that is not used can be sold to the Ecuadorian grid and generate economic benefits for the owner.

The design method of the project is based on two main variables: flow and net height, which are 8 liters per second and 150 meters respectively. Of the two variables we obtain impeller geometry, needle, injectors dimensions and auxiliary components. The control system is designed based on the input and output variables to find the necessary relationships to make the system work. The materials used in the project are selected depending on the work environment. The shaft of the turbine must be AISI 304 stainless steel, but not necessarily the floor bearings because they are free of water contact. The standards used are ASME ANSI 106B.

As a result the hydraulic and control systems work together to achieve synchronization with the network in order to generate power.

A way to generate low-cost electricity is obtained compared to a large-scale hydroelectric, which is cost effective because of the amount of water which precipitates in Ecuador.

The project would generate profits after 3.7 years because the turbine is connected to the grid of Ecuador. Additionally, this project will help the country's energy matrix.

Keywords: Pelton turbine, power generation, hydraulic system, control system

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	III
ÍNDICE GENERAL.....	V
ABREVIATURAS	X
SIMBOLOGÍA	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS	XV
ÍNDICE DE PLANOS	XVI
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción del problema	1
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Investigación.....	3
1.4.1 Electricidad en el Ecuador.....	3
1.4.2 Turbinas Hidráulicos.....	3
1.4.3 Tipo de turbinas.....	4
1.5 Investigación hidráulica.....	7
1.5.1 Relación entre la velocidad del flujo y la eficiencia.....	7
1.5.2 Ecuación de Euler	8
1.5.3 Velocidad específica	8
1.5.4 Turbina Pelton.....	10
1.6 Dimensiones de la paleta.....	16
1.6.1 Geometría de la paleta.....	17

1.7	Tobera y Aguja	20
1.7.1	Caudal en el instante de tiempo	21
1.7.2	Fuerza que actúa sobre la aguja	21
1.8	Carcasa	22
1.9	Sistema de control	22
1.9.1	Sistema de circuito cerrado	23
1.9.2	Definición de Terminología	24
1.9.3	Teoría del PID	25
1.9.4	Sintonización	27
CAPÍTULO 2.....		28
2.	Metodología del Diseño	28
2.1	Metodología de diseño Hidráulico	28
2.2	Metodología del sistema de control	29
2.3	Diseño Conceptual	30
2.4	Formulación de diferentes alternativas de diseño	30
2.4.1	Tipo de turbinas	31
2.4.2	Geometría de la paleta	31
2.4.3	Posición y cantidad de Inyectores	32
2.4.4	Acople entre el eje de la turbina y el generador	32
2.4.5	Instrumentos de medición	32
2.5	Selección de la mejor alternativa	32
2.5.1	Matriz de Decisión	32
2.5.2	Solución	38
2.6	Selección de Materiales	38
2.7	Proceso de Fabricación	39
CAPÍTULO 3.....		40

3.	Analisis de resultados	40
3.1	Resultados del diseño de la turbina Pelton.....	40
3.1.1	Potencia Hidráulica	40
3.1.2	Potencia transmitida al eje	40
3.1.3	Diámetro del chorro.....	42
3.1.4	Velocidad de giro de la turbina.....	42
3.2	Tobera	45
3.3	Carcasa	48
3.4	Dimensión de las paletas.....	48
3.4.1	Dimensión interior de la paleta dependiendo del diámetro del chorro...	49
3.4.2	Numero de Paletas.....	50
3.5	Diseño del eje Mecánico.....	51
3.5.1	Fuerzas que actúan en el eje.....	51
3.5.2	Par torsión.....	52
3.5.3	Dimensión del eje.....	53
3.5.4	Apoyos en el eje.....	53
3.5.5	Calculo de reacciones en los apoyo.....	54
3.5.6	Diámetro del eje	57
3.5.7	Factor de seguridad	58
3.6	Selección de los componentes	61
3.6.1	Selección del generador.....	61
3.6.2	Selección de chumaceras para el eje mecánico	63
3.6.3	Selección del acople flexible	65
3.6.4	Ensamble del sistema	66
3.7	Sistema de Control	67
3.7.1	Control PID.....	67

3.7.2	Especificaciones del sistema	68
3.7.3	Rango del sistema de control.....	69
3.7.4	Señales	69
3.7.5	Tipo de control	69
3.8	Simulación del sistema de control	76
3.9	Simulación en Lab View.....	78
3.9.1	Simulación del controlador	78
3.9.2	Simulación del sistema mecánico	81
3.10	Selección de instrumentos.....	85
3.10.1	Transductor de posición.....	85
3.10.2	Instrumento de torque y rpm	86
3.11	Ubicación de los instrumentos.....	88
3.12	Sistema de control hidráulico.....	89
3.13	Análisis de Costos	92
3.13.1	Costos de inversión inicial.....	92
3.13.2	Costos de Materiales	93
3.13.3	Costos de maquinado	94
3.13.4	Costos de componente auxiliares	95
3.13.5	Costos de obra civil.....	96
3.14	Ganancia anual del proyecto	96
3.15	Inversión total del proyecto.....	97
3.16	VAN y TIR.....	97
CAPÍTULO 4.....		99
4.	Conclusiones.....	99
4.1	Conclusiones	100
4.2	Recomendaciones	101

BIBLIOGRAFÍA.....	102
APÉNDICES	103

ABREVIATURAS

ASME	American Society of Mechanical Engineers
ANSI	American National Standards Institute
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral.
HP	Caballos de potencia
IEEE	Institute of Electrical and Electronics Engineers
in	Pulgada
J	Joules
kg	Kilogramo
kW	Kilovatio
mm	milímetro
m	Metro
min	Minuto
N	Newton
NI	National Instruments
PLC	Programmable Logic Controller
Pa	Pascal
rad	radian
SISO	Single Input Single Output
s	segundo
TIR	Taza Interna de Retorno
VAN	Valor Actual Neto

SIMBOLOGÍA

A	Área
AA	Año
g	Aceleración gravitacional
H_n	Altura Neta
N_{th}	Potencia Teórica
ρ	Densidad del agua
Q	Caudal
N_{ef}	Potencia Efectiva
η	Eficiencia
u_1	Velocidad radial del chorro
c_o	Velocidad lineal del chorro
n_s	Velocidad especifica radial de la turbina
P_x	Fuerza del chorro
d_o	Diámetro del chorro
D_1	Diámetro del rodete Pelton
z	Número de paletas
a	Ancho de la muesca
C	Longitud de la paleta
A	Ancho de la paleta
E	Profundidad de la paleta
Kp	Constante Proporcional
Ki	Constante integral
Kd	Constante derivativa
P_h	Potencia hidráulica
P_m	Potencia Mecánica
U	Velocidad de giro de la turbina
T	Torsión
L	Longitud del eje

d	Diámetro del eje
σ_a	Esfuerzo de flexión alternante
σ_m	Esfuerzo de flexión medio
τ_a	Esfuerzo de torsión alternante
τ_m	Esfuerzo de torsión medio
q	Constante de sensibilidad a la muesca
T_m	Costo de maquinado
V	Volumen
\dot{V}	Flujo Volumétrico
η	Factor de Seguridad
K_a	Factor de modificación de la condición superficial
K_b	Factor de modificación del tamaño
K_c	Factor de modificación de la carga
K_d	Factor de modificación de la temperatura
K_e	Factor de confiabilidad
K_f	Factor de modificación de efectos varios
S_e	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
S_{ut}	Límite ultimo a la tensión
S_y	Esfuerzo de fluencia

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Paleta Pelton	6
Figura 2 Triángulo de velocidades	12
Figura 3 Dirección de la velocidad y diámetro del chorro	13
Figura 4 Diámetro del chorro e inclinación de la velocidad de salida.....	14
Figura 5 Diámetro del rodete (D)	15
Figura 6 Diferentes geometrías de paletas Pelton	16
Figura 7 Geometría de paleta y dirección del chorro	17
Figura 8 Medidas de paleta Pelton dependiendo del diámetro del chorro	19
Figura 9 Geometría de la aguja y tobera	20
Figura 10 diagrama de bloques cerrado	23
Figura 11 Respuesta de un sistema PID cerrado	25
Figura 12 Diagrama de bloques de un algoritmo básico de control PID	26
Figura 13 Metodología de diseño Hidráulico.....	28
Figura 14 Metodología de diseño del sistema de control.....	29
Figura 15 Solución del proyecto.....	38
Figura 16 Tobera	45
Figura 17 Aguja.....	45
Figura 18 Ensamble Aguja.....	46
Figura 19 Paleta Pelton del proyecto según la geometría obtenida.....	50
Figura 20 Rodete Pelton con 22 Paletas	51
Figura 21 Diagrama de Cuerpo libre.....	52
Figura 22 Longitud del Eje Mecánico.....	53
Figura 23 Distribución de cargas en el eje.....	54
Figura 24 Diagrama de Fuerza Cortante	55
Figura 25 Diagrama de momento flector.....	56
Figura 26 Generador Marathon Electric.....	63
Figura 27 Chumacera UCP2.....	64
Figura 28 Acople del eje de la turbina con las chumaceras UCP210D1	64
Figura 29 Acople flexible C285	65
Figura 30 Acople flexible entre el eje de la turbina y el generador.....	66

Figura 31	Ensamble turbina y sus componentes auxiliares	66
Figura 32	Diagrama de bloques de lazo abierto	70
Figura 33	Diagrama de bloques relación de posición del inyector con velocidad angular	71
Figura 34	Tiempo de respuesta del sistema de lazo abierto.....	73
Figura 35	Diagrama de bloques de lazo cerrado	73
Figura 36	Lugar geométrico de las raíces con las especificaciones de diseño del sistema	77
Figura 37	Presentación del compensador del sistema	78
Figura 38	Pantalla de inicio del controlador PID	79
Figura 39	Ec. característica del sistema con sus variables.....	80
Figura 40	Programación del sistema de control.....	80
Figura 41	Programa que representa la entrada de apertura de la válvula y salida rpm	82
Figura 42	Programa en simulación de apertura de válvula.....	82
Figura 43	Programa pasado de 1200 rpm, pide cerrar la válvula	83
Figura 44	El sistema se encuentra conectado a la red	83
Figura 45	Programación del sistema de control.....	84
Figura 46	Transductor de desplazamiento micro pulse AR	86
Figura 47	Torquímetro de apoyo en la carcasa	86
Figura 48	Acople entre la turbina, generador e instrumento de medición.....	87
Figura 49	Pistón de doble efecto	89
Figura 50	Válvula de estrangulamiento.....	90
Figura 51	Válvula de 4 vías	90
Figura 52	Sistema de control hidráulico	91
Figura 53	Sistema de control hidráulico con los dos pistones	92
Figura 54	Velocidad de agua en el caso 1	108
Figura 55	Movimiento de partículas de agua dentro de la tobera en el caso 1	109
Figura 56	Velocidad del agua en el caso 2	109
Figura 57	Velocidad del agua en el caso 3	110

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Velocidades específicas de diferentes tipos de turbinas.....	9
Tabla 2 Número de paletas.....	15
Tabla 3 Relación de eficiencia vs caudal	20
Tabla 4 Matriz de criterios de la geometría de paleta	33
Tabla 5 Matriz de decisión de la geometría de la paleta.....	34
Tabla 6 Matriz de criterio de la cantidad de inyectores	35
Tabla 7 Matriz de decisión de cantidad de inyectores	35
Tabla 8 Matriz de criterios de acople	37
Tabla 9 Matriz de decisión del acople.....	37
Tabla 10 Caudal de 0.08m ³ /s, un solo inyector.....	44
Tabla 11 Caudal de 0.08m ³ /s, dos inyectores	44
Tabla 12 Rango de aceptación dependiendo de velocidades específicas	44
Tabla 13 Relación de apertura vs caudal.....	46
Tabla 14 Relación de apertura vs fuerza de la aguja.....	47
Tabla 15 Dimensiones de paleta 1.....	49
Tabla 16 Dimensiones de paleta 2.....	49
Tabla 17 Valores momentos de flexión Cm y Ct.....	57
Tabla 18 Selección del generador modelo LIMA SER	62
Tabla 19 Dimensiones de chumacera UCP210D1.....	64
Tabla 20 Especificación de acople flexible	65
Tabla 21 Especificaciones del ensamble	67
Tabla 22 Especificaciones para el sistema de control	68
Tabla 23 Selección de torquímetro	87
Tabla 24 Costos de instalación de proyecto hidroeléctrico	93
Tabla 25 Materia prima	94
Tabla 26 Costos de maquinado	95
Tabla 27 Costos de componentes auxiliares	96
Tabla 28 Inversión total.....	97
Tabla 29 Cálculo del VAN.....	97

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Ensamble turbina Pelton.....	105
PLANO 2	Tobera.....	106
PLANO 3	Eje de la turbina.....	107
PLANO 4	Aguja.....	108
PLANO 5	Rodete Pelton.....	109

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

Las energías renovables son la respuesta a los problemas energéticos actuales del Ecuador, ya que la explotación petrolera tiene su fin; además, cada vez se incrementa el costo de extraer un barril de petróleo. Por esto, ya no se está generando ganancia con el petróleo y se busca una manera de solucionar el problema de generación de electricidad en el país.

En Ecuador el agua es un recurso que se debe utilizar para la generación de energía; y por esto, existen varios proyectos de hidroeléctricas que se están realizando. El problema de estos proyectos es que son de alta capacidad de generación y ocupan grandes áreas, las cuales generan daños al medio ambiente y problemas en su construcción. Parte de la solución es realizar proyectos mini hidroeléctricos, que deben tomar en cuenta desviar un pequeño porcentaje del río para utilizarlo para la generación de electricidad, este tipo de proyectos se pueden realizar con inversión privada, debido a su costo accesible, comparado con los grandes proyectos hidroeléctricos como Coca Codo Sinclair.

La energía del agua se basa en convertir energía potencial en energía cinética. En las zonas donde existe mayor cantidad de agua dulce es en la Amazonía y en la Sierra de Ecuador, donde también hay grandes diferencias de altura que se pueden utilizar para la generación de electricidad. Existen varios proyectos hidráulicos en estas regiones del país, pero la mayoría son proyectos a gran escala con grandes inversiones del estado ecuatoriano. Así mismo, es muy factible realizar el diseño de una mini-hidroeléctrica en un pueblo o para una cadena hotelera, beneficiados con el pasar de un río con el caudal necesario. Esto, puede ser una buena inversión; ya que se generaría energía eléctrica limpia que conectada a la red eléctrica del Ecuador podría generar beneficios económicos.

Debido a esto, el proyecto propone solucionar problemas de electricidad a comunidades donde existen caudales de agua con caídas aceptables para la generación de electricidad mediante el diseño de una turbina Pelton. Para este proyecto se ha seleccionado la ciudad de Bucay, provincia del Guayas, en donde cierta parte de la población tiene dificultades con el uso de electricidad continua y en donde se cuenta con una altura neta de 150 metros y 100 litros por segundo de caudal.

En este proyecto se va a utilizar el 8% del caudal del río; ya que como lo anteriormente mencionado, el fin es crear una solución que no genere el impacto ambiental que originan las represas. Además, enfatizar cómo en comunidades pequeñas, fincas u hoteles, se pueden realizar este tipo de inversiones que ayudan al medio ambiente, generan beneficios económicos para el sector y aportar a la matriz energética del Ecuador.

1.2 Objetivos

- Diseñar el sistema hidráulico de la turbina Pelton.
- Diseñar el sistema de control para sincronizar la velocidad angular del rodete con el generador.
- Encontrar una manera de generación de electricidad para pequeños inversionistas que genere ganancias e influir de una manera positiva en la matriz productiva del país.

1.3 Objetivos Específicos

- Diseñar y dimensionar el rodete Pelton de acuerdo a las variables de altura y caudal especificadas en la zona.
- Diseñar el inyector y aguja de acuerdo a la fuerza del chorro obtenido
- Diseñar la carcasa de la turbina Pelton
- Seleccionar el generador de acuerdo a la potencia mecánica obtenida
- Seleccionar la construcción del rodete Pelton
- Diseñar un gobernador para la conexión del sistema hidráulico a la red eléctrica de Ecuador.

- Diseñar el sistema de control del mecanismo de acuerdo a las variables de entrada y salida del sistema.
- Seleccionar el sistema hidráulico de control

1.4 Investigación

1.4.1 Electricidad en el Ecuador

La electricidad de Ecuador es manejada por la Corporación Eléctrica del Ecuador (CELEC), compañía estatal encargada de generar y abastecer de energía eléctrica al país y bajo el control del Consejo Nacional de Electricidad (CONELEC). Su objetivo de esta fusión es que las empresas compartan y optimicen sus recursos, siendo cada una, una unidad autónoma de negocios que respondan a objetivos del organismo con independencia técnica, administrativa y financiera. (CELEC, 2015)

La CELEC tiene una capacidad instalada de 1.941 megavatios (MW), mientras que su producción de energía es de alrededor de 9.825 gigavatios hora al año (GW h/año); lo que representa el 61% del consumo nacional.

El precio del kilowatt por hora en el país está en 9.33 centavos de dólar americano, según un artículo publicado por el Diario El Comercio que indica que “el rango de costo de la electricidad varía dependiendo del sector en el que se encuentre y la cantidad de kilowatt por hora que consume al mes. Pero en promedio el precio es de 9.33 centavos”.

1.4.2 Turbinas Hidráulicas

Las turbinas hidráulicas utilizan la energía del agua para generar energía mecánica. El agua se mueve de posiciones elevadas hacia lugares de posiciones más bajas y su energía potencial original se convierte en energía mecánica en el eje de la máquina. Desde los lugares de menor energía potencial como el mar, el agua regresa a los lugares de alta energía

potencial mediante la acción de la energía solar, que mantiene la circulación del agua en la naturaleza. Por esto, las turbinas hidráulicas utilizan indirectamente la energía del sol. (Quantz, 1976)

1.4.3 Tipo de turbinas

Turbina Pelton

Funcionamiento

La tobera o inyector lanza directamente el chorro de agua contra la serie de paletas en forma de cuchara montadas alrededor del borde de una rueda, el doble de la distancia entre el eje de la rueda y el centro del chorro de agua se denomina diámetro Pelton. El agua acciona sobre las cucharas intercambiando energía con la rueda en virtud de su cambio de cantidad de movimiento, que es casi de 180° . Obsérvese en la figura anexa un corte de una pala en el diámetro Pelton; el chorro de agua impacta sobre la pala en el medio, es dividido en dos, los cuales salen de la pala en sentido casi opuesto al que entraron, pero jamás puede salir el chorro de agua en dirección de 180° ya que si fuese así el chorro golpearía a la pala sucesiva y habría un efecto frenante. La sección de entrada del fluido a la cuchara se denomina 11, así como 12 a la sección de salida.

Cuando la presión total de energía de la columna de agua se convierte en energía cinemática, la presión del agua no cambia durante el flujo dentro de los ductos, entonces la presión en la descarga es igual a la de entrada. Estas turbinas se conocen como turbinas de presión constantes. Si existe una parte de la energía de presión en los ductos, se convierte en energía cinemática, la velocidad de salida no será igual a la de entrada. El agua fluye a través de los tubos bajo una sobrepresión, este tipo de turbinas se conocen como turbinas de presión. En las turbinas de presión, el flujo de agua es acelerada en el ducto lo que ocasiona una reacción en las paletas.

Existe otra clasificación para las turbinas hidráulicas en la dirección que fluye el agua respecto al eje de la turbina. Cuando el flujo del agua es paralelo eje, se conoce como turbina de flujo axial. Cuando el agua fluye en dirección perpendicular al eje de la turbina, se conoce como turbinas de flujo radial y cuando el flujo en el espacio cambia de radial a axial, se conocen como turbinas de flujo mixto. La turbina Pelton es de flujo tangencial.

Micro turbinas Pelton

Se usan en zonas rurales aisladas donde se aprovechan los recursos hidráulicos que existen en pequeños ríos o quebradas para transformarlos en energía mecánica o eléctrica. Para hacer posible este proceso, se tiene que hacer un grupo de obras así como obtener equipos especiales; estos se dividen normalmente en tres grupos: obras civiles, equipo electromecánico y redes eléctricas.

Mini turbinas Pelton

Según las normas europeas, las mini centrales hidroeléctricas son aquellas que están comprendidas en el rango de 100kW a 1000kW de potencia. Según la organización Latinoamericana de Energía clasifica en el rango de 50kW a 500kW. Los modelos desarrollados por ITDG cubren el rango de 50kW a 1000kW.

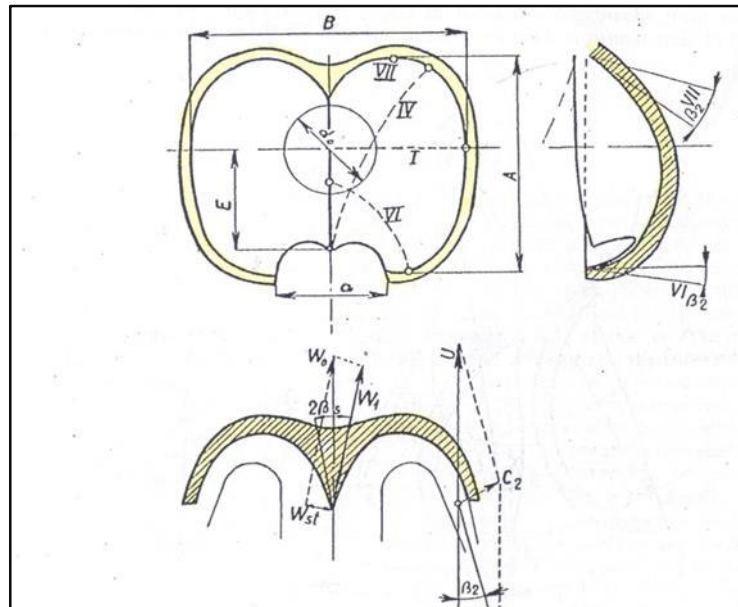


Figura 1 Paleta Pelton

Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

Turbina Francis

La turbina Francis es, en la actualidad, la turbina hidráulica típica de reacción de flujo radial. Lleva este nombre en honor al ingeniero James Bichano Francis, quien fue el encargado de realizar proyectos hidráulicos utilizando turbinas centrípetas, es decir, con recorrido radial del agua de afuera hacia dentro para un debido aprovechamiento de la acción centrípeta. La turbina Francis presenta las siguientes características:

- Su óptimo diseño hidráulico garantiza un alto rendimiento
- Su diseño reforzado da una vida útil de muchas décadas en servicio continuo
- La alta velocidad de giro permite pequeñas dimensiones
- La aplicación de modernos materiales reduce el mantenimiento de las piezas móviles.

Turbina Kaplan

La importancia de las turbinas Hélice y Kaplan en pequeños saltos con grandes caudales, las hacen idóneas tanto en posición horizontal como vertical; por su

similitud con las turbinas Bulbo, empleadas tanto en centrales mareomotrices como en algunas mini centrales hidráulicas, se presenta este somero estudio que permite comprender su funcionamiento y campos de aplicación.

La tendencia a la construcción de turbinas cada vez más rápidas, para velocidades específicas N_s mayores de 450, conduce a las turbinas Hélice y Kaplan; ya que en las turbinas Francis con N_s del orden de 400, el agua no se puede guiar y conducir con precisión.

1.5 Investigación hidráulica

1.5.1 Relación entre la velocidad del flujo y la eficiencia

Potencia sin pérdidas (teórica)

Ec. 1

$$N_{th} = \rho QH$$

Donde ρ es la densidad del agua

H la altura neta

Q es el caudal

Este valor de potencia teórica existe si no hay pérdidas. Un motor hidráulico no puede generar esta eficiencia debido a las pérdidas que existen en la conversión de energía hidráulica a energía mecánica. Entonces, existe la potencia efectiva que es más pequeña que la potencia teórica. (Nechleba, 1957)

Ec. 2

$$N_{ef} = \eta N_{th}$$

Donde η es la eficiencia y es menor que la unidad

La eficiencia es la eficiencia total del motor hidráulico para turbinas. Se encuentra en el rango de 0.75 a 0.9 dependiendo del tipo de turbina y varía con las cargas del motor.

La eficiencia total es el múltiplo de la eficiencia volumétrica, hidráulica y mecánica.

1.5.2 Ecuación de Euler

Ec. 3

$$\frac{1}{g} * (U_1 * C_{u1} - U_2 * C_{u2}) = H * n_h$$

Donde U es

$$U = rw$$

C es velocidad tangencial

La ecuación de Euler se aplica dentro de la tubería de la turbina

De la ecuación de Euler se pueden obtener varias relaciones entre variables como caudal, eficiencia y velocidad. La relación que existe entre la velocidad de salida y la altura neta es:

Ec. 4

$$N = \frac{1000 * Q * H * n}{75}$$

1.5.3 Velocidad específica

Las velocidades específicas son expresiones que indican la velocidad actual con respecto al tiempo y se obtienen de la ecuación de Euler. Por métodos matemáticos se indica que (Nechleba, 1957):

Ec. 5

$$\frac{C_0}{\sqrt{2gh}} = c_0$$

$$\frac{U_1}{\sqrt{2gh}} = u_1$$

$$\frac{W_2}{\sqrt{2gh}} = w_2$$

Uno de los principales criterios que se deben manejar a la hora de seleccionar el tipo de turbina a utilizar en una central, es la velocidad específica (Ns) cuyo valor exacto se obtiene a partir de la siguiente ecuación. (Quantz, 1976):

Ec. 6

$$n_s = \frac{rpm * \sqrt{Q}}{H^{0.75}}$$

La velocidad específica Ns es el número de revoluciones que daría una turbina semejante a la que se trata de buscar y que entrega una potencia de un caballo al ser instalada en un salto de altura unitaria.

Tabla 1 Velocidades específicas de diferentes tipos de turbinas

Velocidad específica N_s	Tipo de Turbina
De 5 a 30	Pelton con un inyector
De 30 a 50	Pelton con varios inyectores
De 50 a 100	Francis lenta
De 100 a 200	Francis normal
De 200 a 300	Francis rápida
De 300 a 500	Francis doble gemela rápida o express
Más de 500	Kaplan o Hélice

Fuente: Motores Hidráulicos De Quantz

Tal como se mencionó anteriormente, Ns sirve para clasificar las turbinas según su tipo. De la ecuación, se observa que la velocidad específica de una turbina depende del número de revoluciones por minuto; cantidad que tiene un límite, y también que para cada altura o salto existe un cierto número de revoluciones con el que el rendimiento es máximo. Así mismo, depende de la potencia a desarrollar, función a su vez del caudal de que pueda disponer y de la altura del salto. Fijada la potencia y el caudal aprovechable, el valor de la velocidad específica indica el tipo de turbina más adecuado.

1.5.4 Turbina Pelton

1.5.4.1 Chorro de agua libre

Las coordenadas de la partícula de agua dependiendo del ángulo de elevación α puede ser calculada de la siguiente manera:

Ec. 7

$$x = C_0 * t * \cos\alpha$$
$$z = C_0 * t * \sin\alpha - \frac{1}{2} * g * t^2$$

Eliminando el tiempo de ambas ecuaciones y considerando las constantes que hay, se puede hallar un valor máximo para x y z que son:

Ec. 8

$$x_{max} = 2 * \frac{C_0^2}{2 * g} * \sin(2\alpha)$$

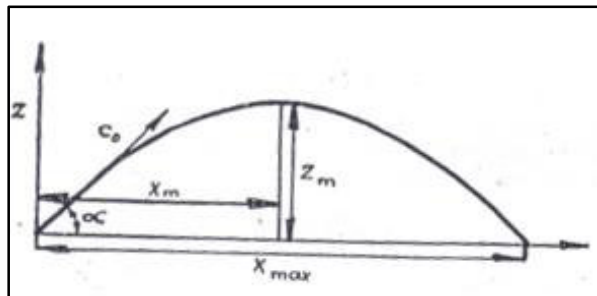


Figura 2 Dirección de la velocidad dependiendo del ángulo

Fuente: Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

Demostración de posición de partículas

La influencia del diámetro de chorro de la longitud de la proyección es sustancialmente mayor que la influencia de la velocidad o de la presión. Para mantener una mejor proyección, el agua debe salir del inyector sin movimiento circular (Nechleba, 1957).

Cuando el chorro incide perpendicularmente sobre una placa recta de área suficiente de la placa, se actúa una fuerza en la dirección del chorro que se define según la Ecuación 9 por la expresión:

Ec. 9

$$P_x = \frac{\gamma * Q}{g} C_o$$

Sin embargo, hay que situar la superficie de control que sirve como base para el cálculo del impulso en una posición en la que el chorro aún no está influenciado por la pared y todas sus partículas se mueven en la misma dirección.

Cuando se mueve la pala hay velocidad relativa:

$$P_x = \frac{\gamma * Q}{g} (C_o - U)$$

Esta Ecuación se la puede derivar con respecto a la potencia; ya que potencia es igual a:

$$N = P_x * U$$

Y se consigue como resultado que la potencia es siempre y cuando $U=C_o/2$

Ec. 10

$$N_{max} = \frac{1}{2} * \gamma * Q * \frac{C_o^2}{2 * g}$$

Si se obtiene la eficiencia con respecto a la potencia teórica:

Ec. 11

$$N_{th} = \gamma * Q * \frac{C_o^2}{2 * g}$$

La eficiencia es:

$$n_{max} = \frac{N_{max}}{N_{th}} = 0.5$$

Este valor sería insatisfactorio. Por lo tanto, la pala no puede ser recta y debe tener un ángulo α

La fuerza debe estar en función del ángulo:

Ec. 12

$$P_x = \frac{\gamma * Q}{g} C_o(1 + \sin\alpha)$$

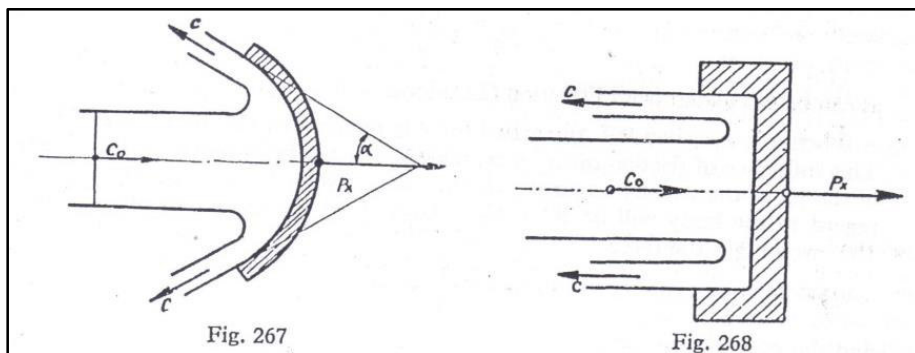


Figura 3 Triángulo de velocidades

Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

Esta es la fuerza del chorro que se dirige a la paleta.

1.5.4.2 Diámetro del chorro

Cuando el chorro de agua sale de la boquilla de una turbina de Pelton, su diámetro disminuye un poco debido a la contracción, y su velocidad aumenta hasta su sección transversal menor.

Desde este lugar, el diámetro del chorro empieza a aumentar de nuevo gradualmente, porque bajo la influencia del intercambio de impulso entre el chorro y el aire ambiente, la velocidad de las partículas exteriores del chorro se reduce gradualmente.

De la ecuación de la continuidad obtenemos que el caudal es;

Ec. 13

$$Q = \frac{\pi}{4} d_o^2 * C_o$$

Para esto debemos saber el significado de C_o , el cual es toda la altura que tenemos de agua convertida en velocidad por la eficiencia de la tobera.

Ec. 14

$$C_o = 0.98\sqrt{2 * g * H}$$

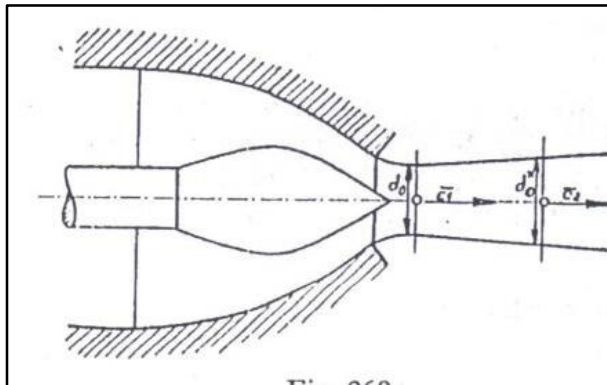


Figura 4 Dirección de la velocidad y diámetro del chorro

Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

Remplazando y despejando el diámetro del jet obtenemos la siguiente ecuación.

Ec. 15

$$d_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} * \frac{Q}{0.98\sqrt{2 * g * H}}}$$

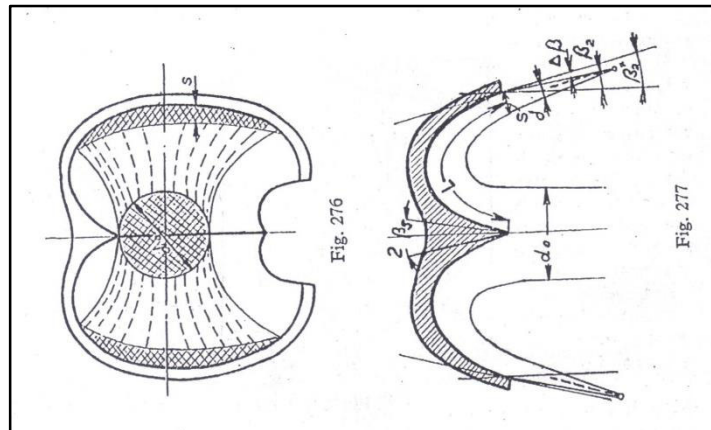


Figura 5 Diámetro del chorro e inclinación de la velocidad de salida

Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

1.5.4.3 Diámetro del jet dentro de paletas y ángulo de escape del agua

Diámetro rodete Pelton

El diámetro del rodete Pelton lo obtenemos de una interacción hasta sacar las rpm a la cual va a girar nuestro rodete. Ya que a las rpm que va a girar depende de las velocidades comerciales de los generadores y su Velocidad específica (N_s), explicada anteriormente (Quantz, 1976).

Ec. 16

$$D_1 = \frac{0.48 * V_{jet} * 60}{\pi * rpm}$$

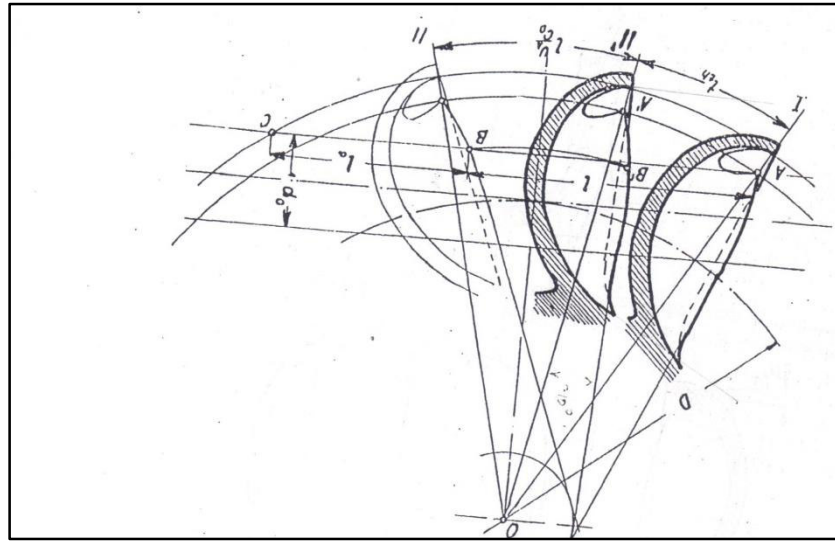


Figura 6 Diámetro del rodete (D)

Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

Numero de Paletas

El número más ventajoso de las palas se determina a partir de una manera muy distinta al punto de vista de lo que se hace para turbina Francis. En este caso, nuestra mayor atención debe dirigirse a establecer como condición que la cuchilla no interfiere con frecuencia con el chorro de agua y que todas las partículas de agua se ven obligados a emitir toda su energía cinética a la rueda.

Tabla 2 Número de paletas

For $\frac{d_0}{D} =$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{25}$
Number of blades $z =$	17 to 21,	18 to 22,	19 to 24,	22 to 27,	24 to 30,	26 to 33.

Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

Como se va a describir, la entrada de la cuchilla en el chorro causa una considerable perturbación debido a la desviación hacia fuera desfavorable de parte del agua. Por esta razón, nunca tomamos un mayor número de cuchillas que indispensablemente necesario.

El número de paletas se relaciona con el diámetro de salida del chorro y el diámetro del rodete.

$$z = \frac{d_o}{D_1}$$

Inclinación de la paleta

En la actualidad, el ángulo de la cresta es en los casos mayoritarios es 18° , en lugar del ángulo usado antes de 10° . Como se muestra en la figura 333 existe un crecimiento del espacio utilizando un ángulo de 18° .

1.6 Dimensiones de la paleta

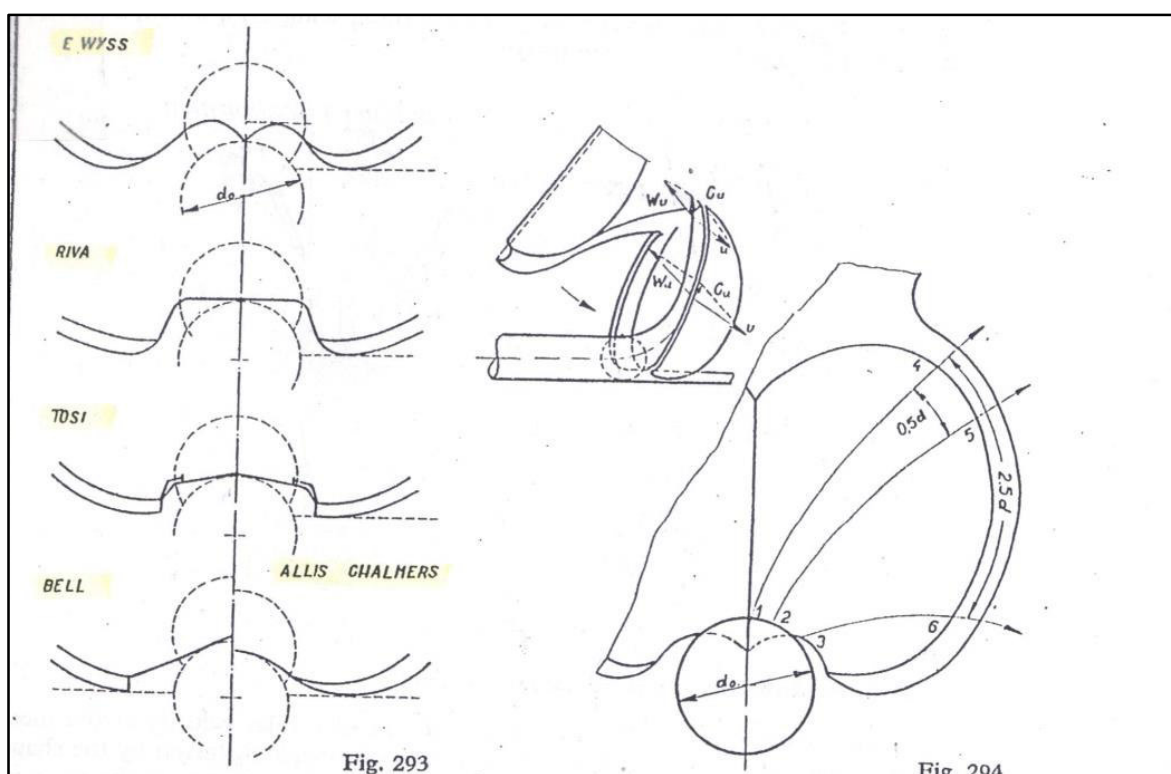


Figura 7 Diferentes geometrías de paletas Pelton

Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

A Partir de una comparación de la dirección de la velocidad de entrada relativa en el punto de la cubeta con el ángulo de entrada más distante se deduce que la dirección relativa de la entrada del chorro está en la parte exterior de la cubeta mucho más inclinado que el elemento de superficie del cubo en su contorno. Si salimos de la forma elíptica de la cubeta sin cambios incluso en este lugar, el chorro entra aquí con un impacto más

fuerte y la eficiencia disminuiría notablemente. Por lo tanto, la parte exterior de la cubeta debe ser cortada de acuerdo a la anchura del chorro.

La anchura de la filo debe ser mayor que el diámetro del chorro, ya que hay que tener en cuenta las inexactitudes en la fabricación de las Palas y en su montaje en relación a la línea central del chorro. Se recomienda hacer la anchura de la muesca de acuerdo con la fórmula

Ec. 18

$$a = 1.2d_o + 5(mm)$$

Una regla principal para el diseño de los filos es que las partículas de agua que no son retenidos por el borde de los filos deben transmitirse sin obstáculos y sin ningún tipo de desviación en el cubo anterior.

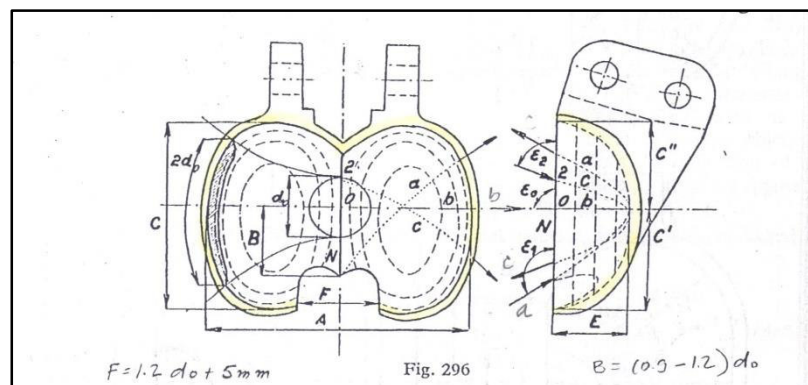


Figura 8 Geometría de paleta y dirección del chorro

Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

1.6.1 Geometría de la paleta

En la Figura 8 podemos observar como las partículas de agua deben entrar a la cavidad de la paleta.

Es ventajoso tener la forma de la muesca diseñada de tal manera que, en la medida en que hay suministro de aire suficiente, el chorro se separa en el borde sin ningún contacto aún más la superficie de la cubeta. No es posible utilizar el

diseño de esta manera porque el filo será débil. Por lo tanto se obtienen medidas realizadas en experimentos y experiencias. Dimensiones de acuerdo a la Figura 8

Longitud de la paleta.

Ec. 19

$$C = 2.5 - 2.8 * d_o$$

Ancho de la paleta

Ec. 20

$$A = 2.8 - 4.0 * d_o$$

Profundidad de la paleta

Ec. 21

$$E = 0.95 * d_o$$

Dimensiones de paletas dependiendo del diámetro del chorro.

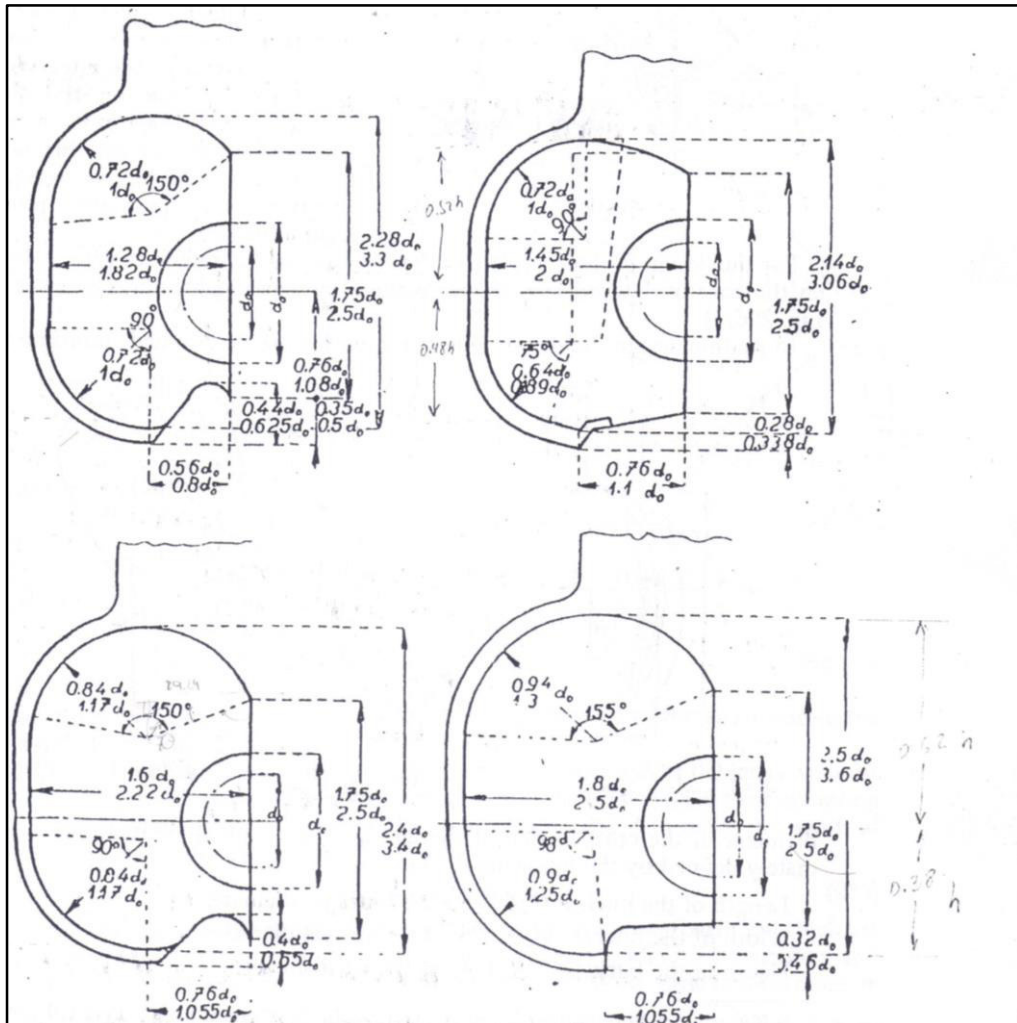
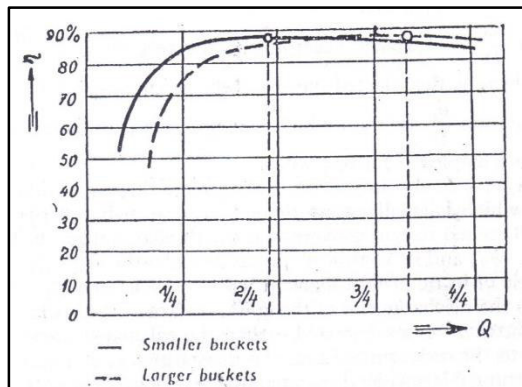


Figura 9 Medidas de paleta Pelton dependiendo del diámetro del chorro

Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

En la figura anterior se representan las medidas más usuales de paletas. El tamaño de las paletas no tiene ninguna influencia sobre la magnitud de la máxima eficiencia, pero sólo en el progreso de la eficiencia. Las pequeñas paletas dan la máxima eficiencia con caudales inferiores, paletas más grandes en un mayor caudal.

Tabla 3 Relación de eficiencia vs caudal



Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

En esta tabla 3 observamos que el tipo de paleta o sus dimensiones influyen en la eficiencia del sistema dependiendo del caudal. Mientras más pequeñas la paleta en regiones de poco caudal tenemos una paleta que contribuye más a la eficiencia del sistema que una paleta más grande.

1.7 Tobera y Aguja

La tobera o inyector lanza directamente el chorro de agua contra la serie de paletas en forma de cuchara montadas alrededor del borde de una rueda. La forma y compacidad del chorro dependen de la forma de la aguja y de la garganta. Las agujas utilizadas anteriormente con una punta muy alargada ya no se emplea.

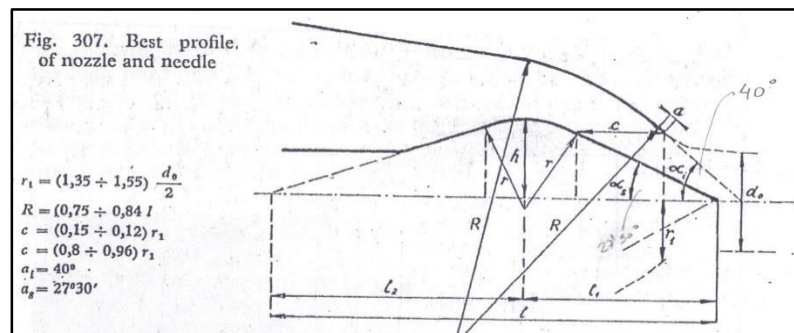


Figura 10 Geometría de la aguja y tobera

Fuente: Turbine Design Miroslav Nechleba

Los experimentos y la experiencia práctica han demostrado que con las agujas de este tipo del chorro está fuertemente contraído y la punta de la aguja se somete a una erosión considerable. En la actualidad se utilizan generalmente agujas y boquillas con ángulos de 45°/60°, 60°/90°, o 55°/80°, la última relación es considerada la que mejor se acopla a al sistema. Esta forma de las agujas cónicas y boquillas es más ventajoso ya que el chorro converge rápidamente sin ser molestado por la punta y la aguja está menos sometido a la erosión.

1.7.1 Caudal en el instante de tiempo

La magnitud de la sección transversal salida de la boquilla debe ser establecida de una manera que en el H dado que permite que el caudal dado Q pase.

La relación para obtener el caudal a cierta posición dependiendo de los diámetros de tobera y posición de posición de aguja en ese instante equivale a (Nechleba, 1957)

Ec. 22

$$Q = \mu * \frac{\pi}{4} * \frac{d_1^2 - d_2^2}{\sin\alpha} * c_o \sqrt{2gH}$$

Donde μ varía de 0.8 a 0.88, c_o la velocidad tangencial del chorro y el ángulo equivale a 27.5°. El diámetro d_1 equivale al diámetro de la tobera, mientras que el diámetro d_2 varía desde el mínimo diámetro de la aguja hasta el máximo. Por lo tanto se debe presentar la geometría de la aguja antes de realizar los cálculos de variación de caudal.

1.7.2 Fuerza que actúa sobre la aguja

Para el diseño de la unidad de la aguja, debemos conocer las fuerzas con las que el flujo de agua actúa sobre la aguja. En primer lugar debemos conocer las fuerzas resultantes de la presión del agua, y luego determinar las fuerzas eternas a fin de lograr contrapeso mutuo de las fuerzas de la presión del agua para mayor

medida posible. Podemos considerar que la presión en esta sección como constante y proporcional a la cabeza.

Cuando la boquilla está cerrada completamente, la presión hasta el diámetro d_1 de la garganta es constante, y en la parte trasera de este diámetro es igual a cero.

Ec. 23

$$P = -\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)\gamma H$$

La magnitud de la fuerza depende exclusivamente de la posición de la aguja.

1.8 Carcasa

La carcasa de la turbina Pelton no sólo tiene la función de recoger y que se aleja el agua que se descarga de la rueda, pero en algunos casos también debe asumir la reacción de las boquillas. En los lugares proyectados por encima del suelo, la carcasa es por regla hecha con un espesor de pared tal como es requerido por la técnica de fundición. En el eje de la rueda, el caso se divide de manera que después de la eliminación de la cubierta superior el corredor es accesible. En el lugar de contacto entre el chorro y la rueda de la anchura de la carcasa debe ser igual a 12 a 18 diámetros de chorro y la de la tapa superior 3 a 5 diámetros de chorro.

1.9 Sistema de control

La idea básica detrás de un controlador PID es leer un sensor, y luego calcular la salida del actuador deseada mediante el cálculo, y las respuestas derivadas integrales proporcionales y sumando estos tres componentes para calcular la salida. Antes de empezar a definir los parámetros de un controlador PID, veremos lo que un sistema de circuito cerrado es y algunas de las terminologías asociadas a ella.

1.9.1 Sistema de circuito cerrado

En un sistema de control típico, la variable de proceso es el parámetro del sistema que necesita ser controlada, tales como la temperatura ($^{\circ}\text{C}$), presión (psi), o caudal (litros / minuto). Un sensor se utiliza para medir la variable de proceso y proporcionar información al sistema de control. El punto de ajuste es el valor de comando deseado o para la variable de proceso, tales como 100 grados Celsius en el caso de un sistema de control de temperatura. En cualquier momento dado, la diferencia entre la variable de proceso y el punto de ajuste es utilizado por el algoritmo de sistema de control (compensador), para determinar la salida del actuador deseada para conducir el sistema (planta). Por ejemplo, si la variable de proceso temperatura medida es 100 grados centígrados y el punto de consigna de la temperatura deseada es 120 grados centígrados, entonces la salida del actuador especificada por el algoritmo de control podría ser la de conducir un calentador. Conducir un actuador para encender un calentador hace que el sistema se vuelva más caliente, y da como resultado un aumento en la variable de proceso de la temperatura. Esto se llama un sistema de control de bucle cerrado, debido a que el proceso de lectura de los sensores para proporcionar la retroalimentación constante y el cálculo de la salida del actuador deseado se repite continuamente y a una velocidad fija de bucle como se ilustra en la figura 4.

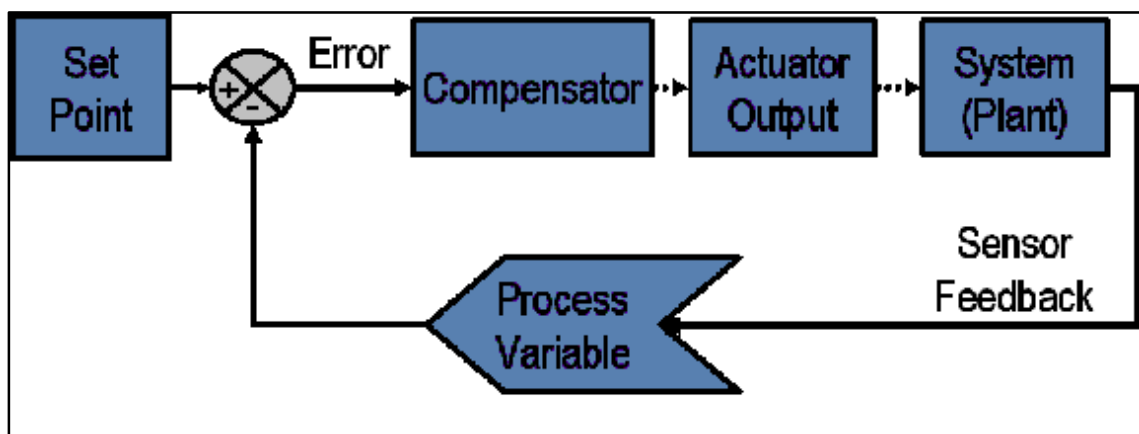


Figura 11 diagrama de bloques cerrado

Fuente: National Instrument teoría del PID

En muchos casos, la salida del actuador no es la única señal que tiene un efecto sobre el sistema. Por ejemplo, en una cámara de temperatura que podría haber una fuente de aire fresco que sopla a veces en la cámara y perturba la temperatura. Un término se refiere como perturbación. Normalmente intentamos diseñar el sistema de control para minimizar el efecto de las perturbaciones sobre la variable de proceso (Webb, 2016).

1.9.2 Definición de Terminología

El proceso de diseño de control comienza con la definición de los requisitos de rendimiento. El rendimiento del sistema de control se mide a menudo mediante la aplicación de una función escalonada como la variable de comandos set Point, y luego medir la respuesta de la variable de proceso. Comúnmente, la respuesta se cuantificó mediante la medición de características de forma de onda definidas. Tiempo de subida es la cantidad de tiempo que el sistema necesita para pasar de 10 % a 90 % del estado estacionario, o final, el valor. Sobre pico Porcentaje es la cantidad que la variable del proceso sobrepasa el valor final, expresada como un porcentaje del valor final. Tiempo de estabilización es el tiempo requerido para la variable de proceso que sedimenten para dentro de un cierto porcentaje (comúnmente 5 %) del valor final. Steady -State de error es la diferencia final entre la variable de proceso y el punto de ajuste. Tenga en cuenta que la definición exacta de estas cantidades pueden variar en la industria y el mundo académico (Webb, 2016).

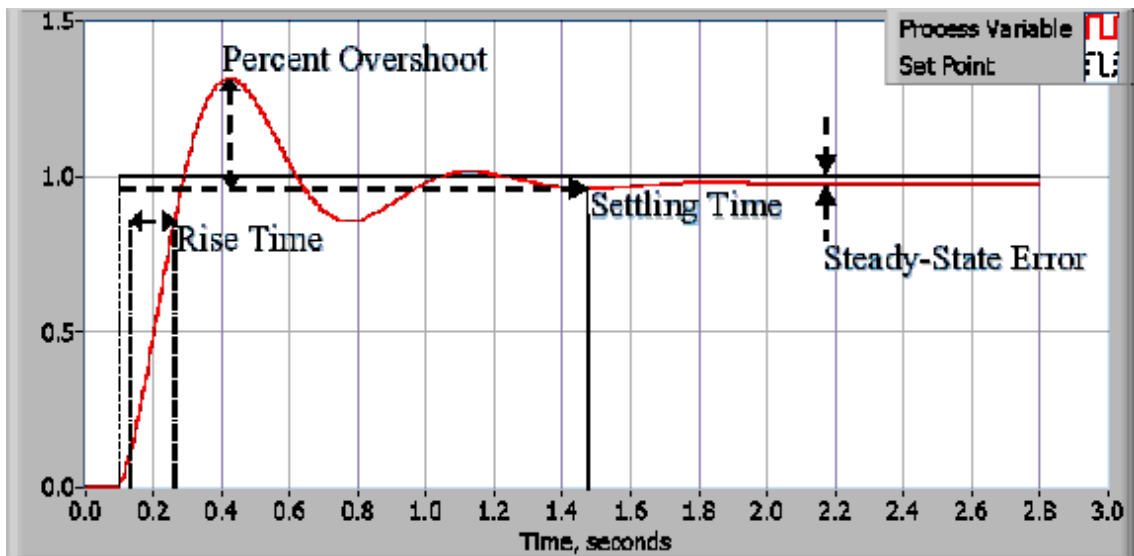


Figura 12 Respuesta de un sistema PID cerrado

Fuente: National Instrument teoría del PID

1.9.3 Teoría del PID

Respuesta Proporcional

El componente proporcional sólo depende de la diferencia entre el punto de consigna y la variable de proceso. Esta diferencia se conoce como el término de error. La ganancia proporcional (K_c) determina la proporción de respuesta de salida a la señal de error. Por ejemplo, si el término de error tiene una magnitud de 10, una ganancia proporcional de 5 produciría una respuesta proporcional de 50. En general, el aumento de la ganancia proporcional se incrementará la velocidad de la respuesta del sistema de control. Sin embargo, si la ganancia proporcional es demasiado grande, la variable de proceso comenzará a oscilar. Si K_c se incrementa aún más, las oscilaciones se hacen más grandes y el sistema se vuelve inestable e incluso pueden oscilar fuera de control (Webb, 2016).

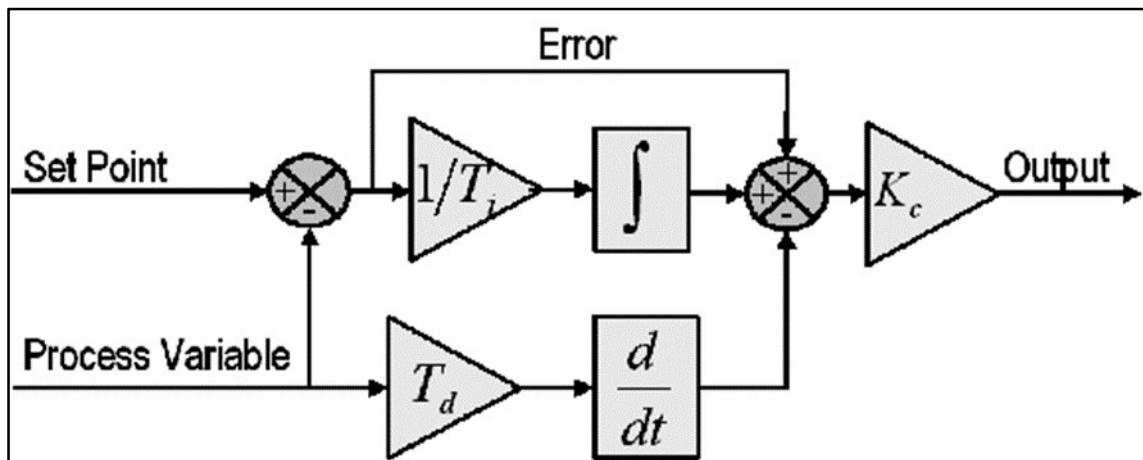


Figura 13 Diagrama de bloques de un algoritmo básico de control PID

Fuente: National Instrument teoría del PID

Respuesta Integral

El componente integral resume el término de error en el tiempo. El resultado es que incluso un pequeño término de error hará que el componente integral para aumentar lentamente. La respuesta integral aumentará continuamente con el tiempo a menos que el error es cero, por lo que el efecto es conducir el error en estado estable a cero. Error en estado estable es la diferencia final entre la variable de proceso y el punto de ajuste. Un fenómeno llamado cuerda integral resulta cuando la acción integral satura un controlador sin el controlador de conducir la señal de error a cero (Webb, 2016).

Respuesta Derivada

El componente derivado hace que la salida para disminuir si la variable de proceso está aumentando rápidamente. La respuesta derivado es proporcional a la velocidad de cambio de la variable de proceso. Aumentar el parámetro de tiempo derivado de (T_d) hará que el sistema de control reaccione más fuertemente a los cambios en el término de error y aumentará la velocidad de la respuesta general del sistema de control. La mayoría de los sistemas de control de prácticas utilizan muy pequeño de tiempo derivada (T_d), debido a que la respuesta Derivado es muy sensible al ruido en la señal de variable de proceso. Si la señal de realimentación del sensor es ruidoso o si el tipo de bucle de control es demasiado lento, la respuesta derivado puede hacer que el sistema de control inestable

1.9.4 Sintonización

El proceso de creación de las ganancias óptimas para P, I y D para obtener una respuesta ideal un sistema de control que se llama afinación. Existen diferentes métodos de puesta a punto de los cuales serán discutidos el método de "adivinar y comprobar" y el método de Ziegler Nichols. Las ganancias de un controlador PID se pueden obtener mediante método de ensayo y error. Una vez que un ingeniero entiende el significado de cada parámetro de ganancia, este método se convierte en relativamente fácil. En este método, los términos I y D se ponen a cero primeras y la ganancia proporcional se incrementa hasta que la salida del bucle oscila. Como se aumenta la ganancia proporcional, el sistema se vuelve más rápido, pero se debe tener cuidado no hacer que el sistema inestable. Una vez que P se ha establecido para obtener una respuesta rápida deseada, el término integral se incrementa para detener las oscilaciones. El término integral reduce el error de estado estacionario, pero aumenta rebasamiento. Una cierta cantidad de sobrepaso es siempre necesaria para un sistema rápido para que pueda responder a los cambios de inmediato. El término integral está ajustado para lograr un error de estado estacionario mínimo. Una vez que el P y se me ha fijado para que el sistema de control rápido deseada con el error en estado estable mínima, el término derivado se incrementa hasta que el lazo es aceptablemente rápida a su punto de ajuste. Aumentar término derivado disminuye exceso y produce una mayor ganancia con la estabilidad, sino que hacen que el sistema sea muy sensible al ruido. Muchas veces, los ingenieros necesitan compensación una característica de un sistema de control para otro para satisfacer mejor sus necesidades. El método de Ziegler-Nichols es otro método popular de sintonizar un controlador PID. Es muy similar al método de ensayo y error en I y D se ponen a cero y P se incrementa hasta que el bucle comienza a oscilar. Una vez que comienza la oscilación, la ganancia crítica K_c y el período de las oscilaciones P_c se notan. El P, I y D se ajusta entonces según la columna de tabla se muestra a continuación (Webb, 2016).

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

2.1 Metodología de diseño Hidráulico

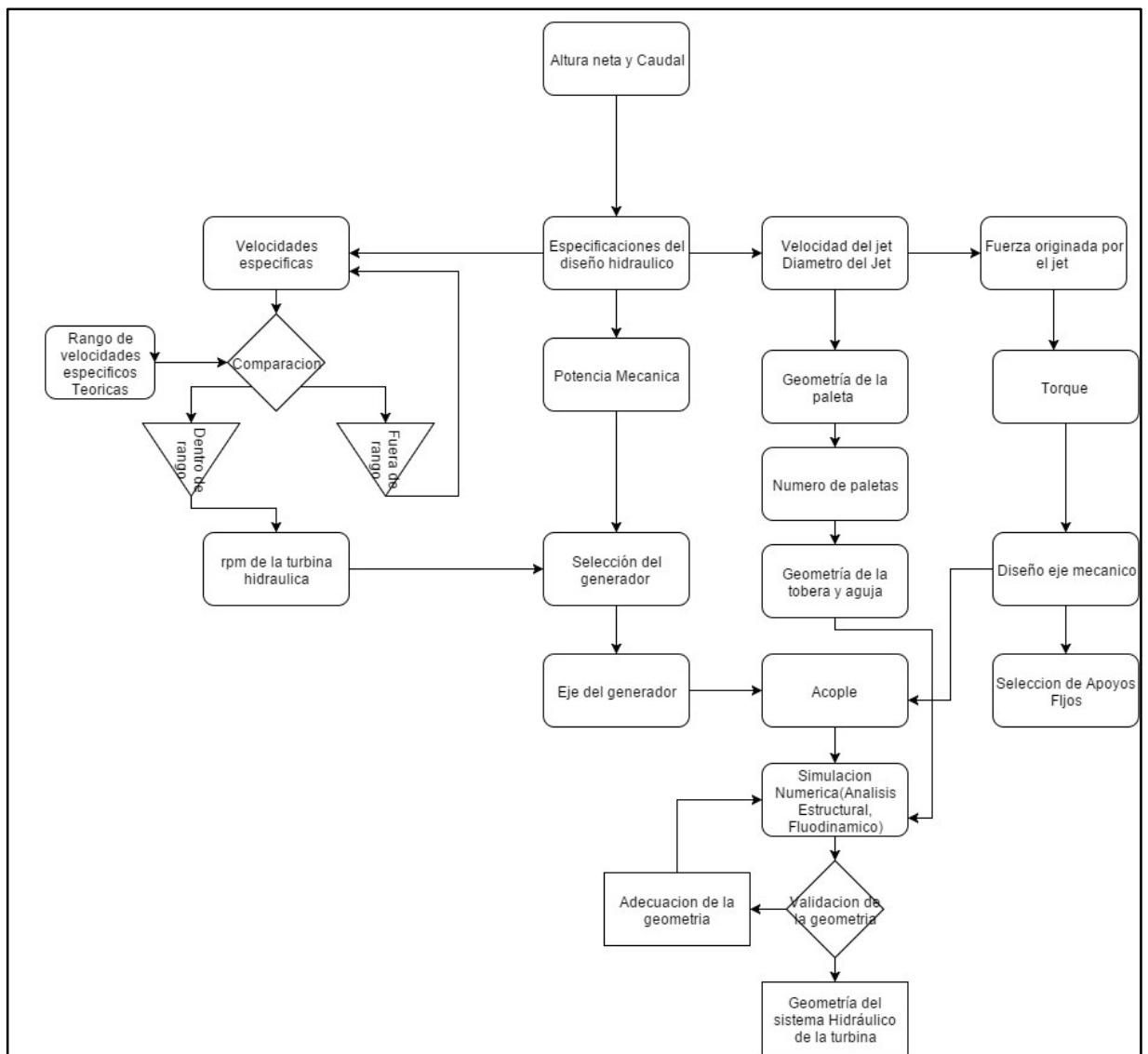


Figura 14 Metodología de diseño Hidráulico

Fuente: Elaboración Propia

2.2 Metodología del sistema de control

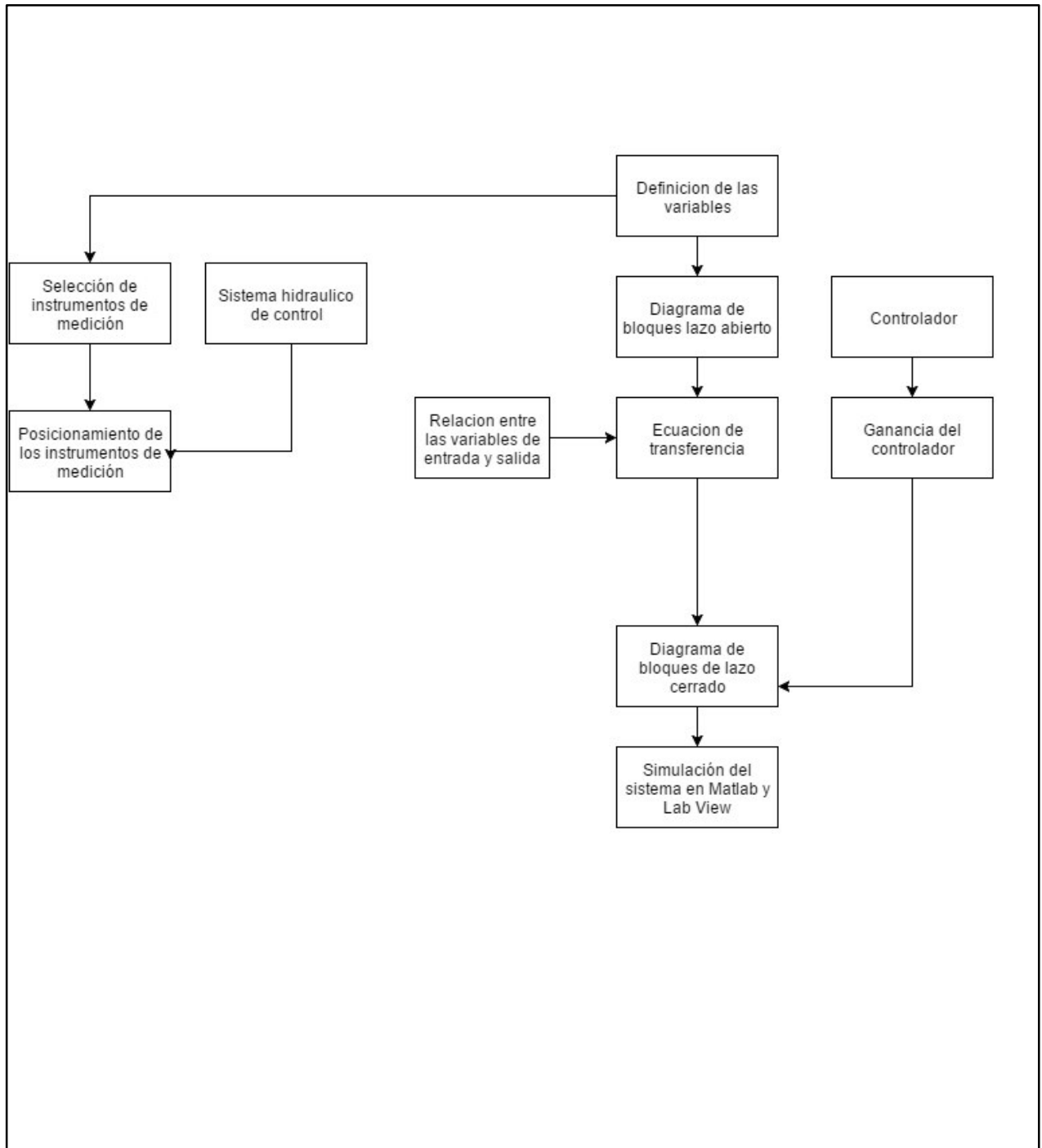


Figura 15 Metodología de diseño del sistema de control

Fuente: Elaboración Propia

2.3 Diseño Conceptual

El diseño hidráulico de la turbina Pelton consta de ciertos componentes para su funcionamiento, los cuales son paletas, rodete, inyector, carcasa, eje mecánico, apoyos del eje, acople del eje con el generador, generador. Todos estos componentes deben ser diseñados y seleccionados de acuerdo a las especificaciones del sistema que básicamente se derivan de dos variables, el caudal y la altura neta o cabezal de la turbina. Nuestro sistema sería de la siguiente manera;

El diseño del sistema de control de la turbina debe de seguir las siguientes pautas, debemos encontrar las variables a controlar y las variables de retroalimentación del sistema. Debemos entender como trabajaría el sistema de control para controlar las variables del sistema. Una vez seleccionada las variables de control del sistema tenemos que encontrar la relación que existe entre estas variables ya sea por pruebas o mediante relaciones de ecuaciones fundamentales. Cuando se obtiene la Ec. de transferencia del sistema de la planta debemos generar el diagrama de bloques del sistema abierto y cerrado cuando se trabaje con el controlador. Al obtener el diagrama de bloques y Ec. de transferencia de la planta se debe trabajar con programas como Matlab o lab View para encontrar las ganancias del sistema en el lugar geométrico de las raíces y generar la simulación del sistema relacionando la variable de entrada con la variable de salida.

Se debe seleccionar el sistema hidráulico para el control del sistema, ya que se necesita un sistema dinámico que sea controlado por la programación del sistema de control y a su vez, su movimiento, genera nuevas señales con el fin de llegar al punto de control y mantener el sistema estable.

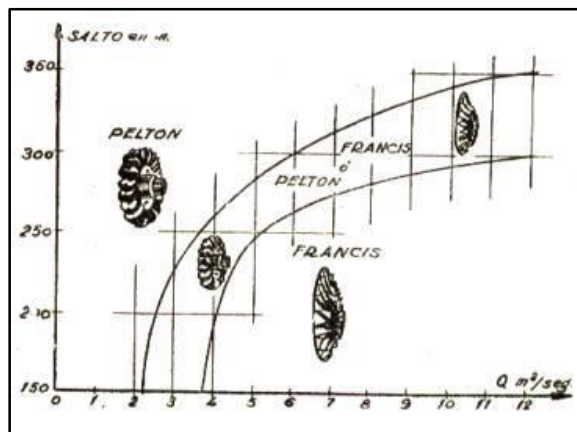
2.4 Formulación de diferentes alternativas de diseño

El diseño hidráulico de la turbina Pelton depende de la altura neta y el caudal, por lo tanto velocidad del jet, diámetro del jet, numero de paletas, geometría

de la aguja y tobera no puede existir algunas alternativas ya que existe una única solución para estos componentes que dependen del caudal y altura de diseño.

2.4.1 Tipo de turbinas

Existen tres turbinas principales; Kaplan, Francis, Pelton. La selección de la turbina del proyecto depende del caudal y altura neta del sistema, ya que cada turbina tiene un rango de trabajo que depende de estas variables, por lo tanto se debe seleccionar la turbina que trabaje en el rango de las variables del proyecto que son Caudal de 8lt/s y Altura neta de 150 metros.



Gráfica 1 Altura vs Caudal

Fuente: Hydraulic Turbines Miroslav Nechleba

2.4.2 Geometría de la paleta

Las alternativas de la geometría de la paleta depende de cómo ayuda a la eficiencia del sistema, por lo tanto por la gráfica que relaciona la eficiencia vs caudal dependiendo del tamaño de la paleta podemos seleccionar la mejor alternativa. Como nuestra turbina maneja caudales pequeños debemos seleccionar la paleta de menor longitud porque colabora en la eficiencia del rodete.

2.4.3 Posición y cantidad de Inyectores

La cantidad de inyectores del proyecto se define por una relación del caudal y diámetro del rodete. Dependiendo de la cantidad de inyectores, se posicionan a 90 grados cada inyector. Se debe tomar en cuenta la inclinación del inyector dependiendo del ángulo de inclinación que existe en la paleta, para que el chorro de agua trabaje en la mayor área posible de la paleta.

2.4.4 Acople entre el eje de la turbina y el generado

Existe una gran cantidad de acoples como bandas, cadenas o acoples flexibles, dependiendo de la velocidad de trabajo del sistema y sobre todo el tiempo de trabajo diario se selecciona el acople. Un dato importante es el fácil mantenimiento del acople y su duración una vez instalado en el proyecto.

2.4.5 Instrumentos de medición

Conocidas las variables a controlar, se puede seleccionar los instrumentos de medición para el sistema y que se acoplen al sistema para su correcto funcionamiento.

2.5 Selección de la mejor alternativa

2.5.1 Matriz de Decisión

Una matriz de decisión es un gráfico que permite identificar y analizar la tasa de la fuerza de las relaciones entre conjuntos de información.

2.5.1.1 Tipo de turbina

La decisión que se debe de tomar para a selección del tipo de turbina que debe de utilizar nuestro sistema, se basa en la gráfica 2 ya que depende del caudal y altura del proyecto se puede seleccionar las turbina que trabajan en el sistema. El caudal de 8lt/s y 150 metros de caída, según la gráfica dos el único tipo de turbina que se puede utilizar es la Pelton.

2.5.1.2 Geometría de la paleta

Para decidir que geometría de paleta tenemos que seleccionar en nuestro proyecto utilizamos los siguientes criterios;

La estrategia de maquinado para las dos paletas es similar, lo que varía es el tiempo ya que para la paleta de mayor tamaño va a demorar más el maquinado.

La eficiencia es la que varía dependiendo del caudal y tamaño de la paleta. El caudal es pequeño según la tabla número tres a menor caudal las paletas más pequeñas influyen de buena manera en la eficiencia del rodete, pero paletas de mayor tamaño tienen más área de contacto.

El tamaño se debe considerar como criterio porque influye en la eficiencia que aporta la paleta al sistema

El criterio de disponibilidad del mercado es igual para las dos variables ya que el material el cual se va a realizar la paleta es el mismo.

Tabla 4 Matriz de criterios de la geometría de paleta

MATRIZ DE CRITERIOS	Maquinado	eficiencia	Tamaño	Disponibilidad de mercado	\sum valores	Ponderación
Maquinado	x	0.0	0.0	0.5	1.5	0.15
eficiencia	1.0	x	1,0	0.5	3.5	0.35
Tamaño	1,0	0,0	x	0.5	2.5	0.25
Disponibilidad de mercado	0.5	0.5	0.5	x	2.5	0.25
					10	1

Fuente: Elaboración Propia

En la matriz de criterio de la geometría de la paleta, tenemos que relacionar los criterios a evaluar y seleccionar cuales son los más importantes para la tomar decisiones. En la tabla 4 le damos más ponderación o importancia a la eficiencia sobre el maquinado, tamaño y disponibilidad en el mercado, ya que es lo que

ayuda a la eficiencia del rodete Pelton. El tamaño es un criterio más importante que el maquinado y disponibilidad de mercado, y podemos decir que hay igualdad de importancia entre los dos últimos criterios, ya que no varían dependiendo de la variable seleccionada.

Tabla 5 Matriz de decisión de la geometría de la paleta

MATRIZ DE DECISIONES	Maquinado	eficiencia	Tamaño	Disponibilidad de mercado	TOTAL
Ponderación	0,15	0,35	0,25	0,25	
Paleta Pelton longitud menor	50	100	100	50	80
Paleta Pelton longitud mayor	50	0	0	50	20

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 5 se selecciona la geometría de la paleta que as influye en el sistema según los criterios, por lo que la paleta Pelton de menor longitud influye de una mejor manera que la paleta de mayor longitud.

2.5.1.3 Posición y cantidad de inyectores

La decisión de la posición y cantidad de inyectores depende del caudal que se debe de manejar en la turbina, ya que existen varios problemas que se deben de tener a consideración al momento de decidir el número de inyectores que se deben seleccionar. Como parámetros de criterio se deben de tomar en cuenta el caudal y el sistema de control, ya que al variar el número de inyectores, varía el sistema de control.

Tabla 6 Matriz de criterio de la cantidad de inyectores

MATRIZ DE CRITERIOS	Caudal	Sistema de control	\sum valores	Ponderación
Caudal	x	1.0	2.0	0.66
Sistema de control	0.0	x	1.0	0.33
			3.0	1.00

Fuente: Elaboración Propia

En la matriz de criterio observamos que el criterio más importante es el caudal que fluye por las tuberías.

Tabla 7 Matriz de decisión de cantidad de inyectores

MATRIZ DE DECISIONES	Caudal	Sistema de control	TOTAL
Ponderación	0,15	0,35	
1 Inyector	0	50	17.5
2 Inyectores	100	50	32.5

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla podemos observar que la opción de dos inyectores es la mejor opción para nuestro proyecto, ya que el caudal que es la variable que más influye en esta decisión, porque existen menos posibilidades de falla en el sistema utilizando dos inyectores. Inyectando el agua al sistema por dos inyectores mejora la eficiencia y el impacto del chorro en la paleta genera menos esfuerzos ya que el caudal de salida es la mitad.

La posición de los inyectores debe de ser 90 grados entre ellos con dirección hacia el rodete, además de tener la inclinación de la paleta para que el chorro impacte en la mayor área posible de la paleta.

El sistema de control para los dos casos tiene la misma a ponderación porque la forma de controlar el sistema no varía mucho ya que en el proyecto los inyectores trabajan sincronizadamente, entonces se puede decir que el sistema de control se duplica al momento de utilizar dos inyectores.

2.5.1.4 Acople entre el eje de la turbina y el generador

Para el acople tenemos dos formas de transmitir el movimiento mediante bandas o acople flexible.

Los criterios a evaluar es la eficiencia de la transmisión, precio y acople en el sistema

Bandas y poleas

Ventajas

- Posibilidad de unir el árbol conductor al conducido a distancias relativamente grandes
- Funcionamiento suave, sin choques
- Diseño sencillo

Desventajas

- Grandes dimensiones exteriores
- Inconstancia de la relación de transmisión cinemática debido al deslizamiento elástico.
- Vida útil de la banda relativamente bajo

Acople Flexible

Ventajas

- Permiten la separación de la maquina motriz y la conducida rápidamente.
- Absorben cambios de torque que pueden afectar a sistemas más rígidos.
- Permite alineamiento en forma fácil y rápida.
- No hay contacto de metal con metal

Tabla 8 Matriz de criterios de acople

MATRIZ DE CRITERIOS	Precio	eficiencia	Dificultad del acople	Mantenimiento	\sum valores	Ponderación
Precio	x	0.0	1.0	0.0	2.0	0.2
eficiencia	1.0	x	0.5	0.5	3.0	0.3
Dificultad del acople	0.0	0.5	x	0.5	2.0	0.2
Mantenimiento	1.0	0.5	0.5	x	3.0	0.3
					10.0	1

Fuente: Elaboración Propia

En la Tabla 8, los criterios de mayor valor son eficiencia de transmisión de potencia y mantenimiento del acople. Los de bajo valor son la dificultad de instalación del acople y su precio.

Tabla 9 Matriz de decisión del acople

MATRIZ DE DECISIONES	Precio	eficiencia	Dificultad de acoplamiento	Mantenimiento	TOTAL
Ponderación	0,2	0,3	0,2	0,3	
Acople bandas y poleas	100	0	0	0	20
Acople Flexible	0	100	100	100	80

Según la Tabla 9 seleccionado es el acople flexible por su fácil mantenimiento, su eficiencia de transmisión de potencia que es mayor que las poleas, y su acoplamiento al sistema es de menos dificultad, ya que lo único es maquinar la caras donde ingresa cada eje y el método de sujeción mediante prisionero y chaveta.

2.5.2 Solución

La solución del proyecto es una turbina Pelton, con dos inyectores distanciados 90 grados, acople flexible entre el eje mecánico y el generador, chumaceras de apoyo y el generador seleccionado dependiendo de la potencia que genera el sistema hidráulico. La solución del proyecto dependiendo de la matriz de decisión la podemos observar en la Figura 16 Solución del proyecto.

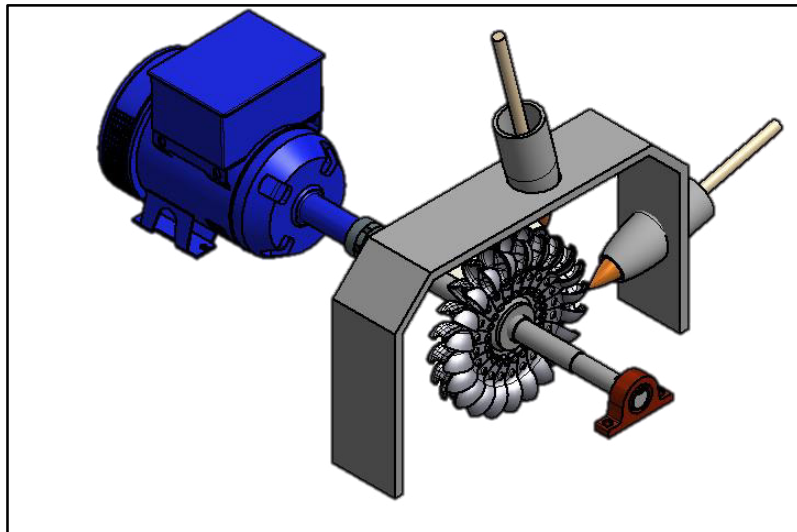


Figura 16 Solución del proyecto

Fuente: Elaboración Propia

Componentes de la solución

- Rodete Pelton
- 2 Inyectores
- Chumaceras de piso
- Acople Flexible
- Generador

2.6 Selección de Materiales

Los materiales que se debe de utilizar dentro del sistema hidráulico que están en contacto con el agua deben de ser acero inoxidable 304, esto quiere decir que agujas, paletas, manzana del rodete y eje mecánico deben de ser de acero inoxidable. Los demás componentes como las chumaceras de piso son de acero

negro o A36. El acople flexible es de caucho y el eje del generador depende del fabricante.

2.7 Proceso de Fabricación

Una vez seleccionada la solución podemos saber los procesos de fabricación del proyecto.

La manzana del rodete Pelton debe de ser maquinada en un torno para obtener las dimensiones de diseño que se presentan en el capítulo 3.

Las paletas del rodete deben de ser fresadas de bloque de acero inoxidable en una fresa de 3 ejes, sus trayectorias de maquinado deben ser generadas mediante programas de maquinado, ya que la superficies que maneja la paleta Pelton son complejas y un operador tomaría mucho tiempo en lograr la estrategia de maquinado de las paletas. Una vez maquinadas las paletas se une la manzana del rodete con las paletas mediante un pines de seguridad que deben de ser apretados con un torquímetro para aplicar la fuerza necesaria.

Las agujas del sistema se las puede maquinar en un torno de un eje de acero inoxidable 304, la tobera debe de ser comprada a las medidas de diseño y así completar el sistema de inyección de agua.

La carcasa del sistema se la debe de maquinar donde apoyan las chumaceras de piso y donde van los instrumentos de medición, los demás acabados pueden ser realizados en una dobladora.

Lo que se desea del proceso de fabricación es que sea realizado en la industria metal metálica del Ecuador, si ciertos componentes se deben importar se especificará en el siguiente capítulo.

CAPÍTULO 3

3. ANALISIS DE RESULTADOS

3.1 Resultados del diseño de la turbina Pelton

Para el diseño del rodete Pelton debemos de partir del caudal y altura neta con estos datos podemos desarrollar los cálculos necesarios para la geometría del rodete tanto como para el inyector y aguja de regulación de caudal.

En el proyecto tenemos como datos de caudal y altura neta;

$$Q = 8 \frac{\text{lt}}{\text{s}} = 0.08 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$
$$H_n = 150 \text{ m}$$

3.1.1 Potencia Hidráulica

Obtenemos la potencia hidráulica teórica.

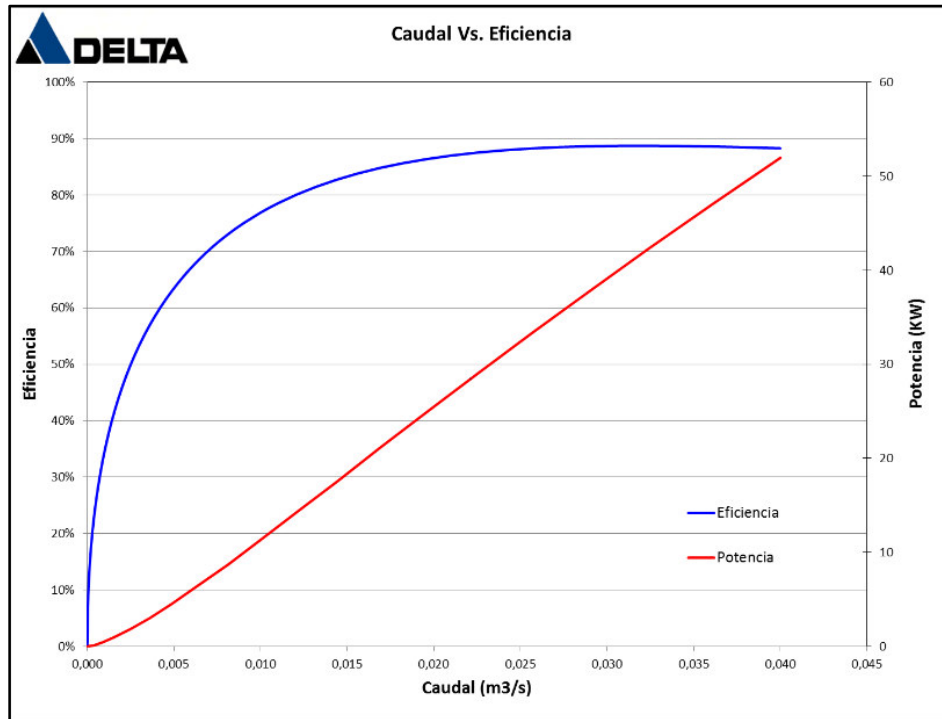
$$P_h = \rho * H_n * Q * g$$
$$P_h = 1000 * 150 * 0.08 * 9.81$$

$$P_h = 117.72 \text{ kW}$$

Para obtener la potencia transmitida al eje debemos multiplicar la potencia hidráulica por la eficiencia total de la turbina.

3.1.2 Potencia transmitida al eje

La potencia transmitida al eje depende de la eficiencia de la turbina, para obtener un valor de eficiencia más real del rodete, se obtiene una gráfica de eficiencia vs caudal de la empresa Delta Delfini la cual relaciona turbinas Pelton que trabajan a caudales y altura neta similares que el proyecto, por lo que podemos obtener un resultado de eficiencia más real.



Gráfica 2 Caudal Vs Eficiencia

Fuente: Delta Delfini

De la Gráfica 2 Caudal Vs Eficiencia, encontramos la eficiencia de 0.88 trabajando a $0.04 \left[\frac{m^3}{s} \right]$, lo cual corresponde al caudal de cada inyector.

$$P_m = n * P_h$$

$$P_m = 0.88 * 117.72$$

$$P_m = 103.59 \text{ kW}$$

Tenemos una potencia mecánica de 103.5936 [kW] esto quiere decir que la potencia que podemos transmitir de la energía hidráulica a la parte mecánica es 0.88 la potencia hidráulica teórica.

3.1.3 Diámetro del chorro

La turbina Pelton es diseñada para dos inyectores por lo tanto sabemos que el caudal de entrada se divide en dos salidas y la velocidad del agua de salida o velocidad del jet la podemos obtener;

$$V_{jet} = 0.98 * \sqrt{2 * g * H_n}$$

El valor de 0.98 es porque se asume un 2% de pérdidas en el inyector y tubería donde fluye el agua.

$$V_{jet} = 0.98 * \sqrt{2 * 9.81 * 150}$$
$$V_{jet} = c_o = 53.164 \frac{m}{s}$$

Como lo explicamos anteriormente el caudal de salida es la mitad que al de entrada ya que tenemos un dos inyector.

$$Q_{jet} = Q$$
$$A_{jet} = \frac{Q_{jet}}{V_{jet}}$$
$$\frac{\pi * D_{jet}^2}{4} = \frac{0.04}{53.164}$$
$$D_{jet} = 30.9511 \text{ mm}$$

3.1.4 Velocidad de giro de la turbina

Por teoría sabemos que la relación entre la velocidad tangencial y velocidad del jet o agua de salida debe de estar en un rango.

$$0.45 < \frac{U}{V_{jet}} < 0.5$$

Asumimos que tenemos una relación de 0.48

$$U = \frac{rpm * D_1 * \pi}{60} = 0.48 * V_{jet}$$

$$D_1 = \frac{0.48 * V_{jet} * 60}{\pi * rpm}$$

$$D_1 = \frac{0.48 * 53.164 * 60}{\pi * rpm}$$

No podemos sacar el diámetro central del rodete porque no tenemos la variable de velocidad de giro del rodete, esto lo podemos encontrar con las velocidades específicas.

$$n_q = \frac{rpm * \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_s = 3.65 * n_q \sqrt{n}$$

Donde n es la eficiencia, ns es el número específico de revoluciones y nq representa el número más favorable de revoluciones para una turbina de la serie considerada.

El valor de rpm es un valor que todavía no podemos encontrar, por lo tanto tenemos que seleccionar un valor de rpm, por lo que podemos basarnos en las rpm que queremos que nuestro generador trabaje, en el mercado se encuentran generadores de 1200, 1800, 3600 rpm, esto depende de la cantidad de polos que tenga el generador.

Con los datos de velocidad específica y de la gráfica de Quantz donde se relaciona los rango de velocidades específicas que puede trabajar una turbina dependiendo de los rpm seleccionados, debemos saber si nuestro proyecto es factible para uno o dos chorros, ya que la tabla nos da un rango de velocidades específicas, los cálculos a solo un chorro de caudal 0.08, se sobre pasan en cualquier rango de las diferentes rpm que podemos utilizar.

Tabla 10 Caudal de 0.08m³/s, un solo inyector.

rpm	n _q	n _s	Observaciones
3600	23,75631	81,36399	Muy alta
1800	11,87816	40,68199	Muy alto
1200	7,918771	27,12133	Muy alto

Fuente: Elaboración Propia

En la Tabla 10, nos damos cuenta que al utilizar un solo inyector no existe un generador dentro de los rangos comerciales que pueda trabajar con las velocidades específicas e la turbina, por lo tanto tenemos que utilizar dos inyectores para nuestro siguiente cálculo de velocidades específicas. Por cada inyector existe 0.04[metros cúbicos por segundo.

Tabla 11 Caudal de 0.08m³/s, dos inyectores

rpm	n _q	n _s	Observaciones
3600	16,79825	57,53303	Muy alta
1800	8,399125	28,76651	Muy alto
1200	5,599417	19,17768	Optima

Fuente: Elaboración Propia

En la Tabla 11 encontramos que trabajando con dos inyectores, podemos trabajar con 1200 [rpm] en nuestro proyecto. El rango de aceptación dependiendo de las velocidades específicas lo encontramos en la Tabla 12

Tabla 12 Rango de aceptación dependiendo de velocidades específicas

TIPO DE TURBINA	n _s	n _q
Rueda tangencial de una boquilla (1).....	10 a 13	3 a 4
	12 a 20	4 a 6
	20 a 30	6 a 9
Francis lenta.....	60 a 125	18 a 38
Francis normal.....	125 a 175	38 a 53
	175 a 225	53 a 68
Francis rápida.....	225 a 350	68 a 105
	350 a 450	105 a 135
Hélice y Kaplan.....	350 a 600	105 a 180
	600 a 800	180 a 240
	800 a 1000	240 a 300

Fuente: Libro de motores hidráulicos de Quantz

Con la selección de la velocidad de trabajo de la turbina y generador de 1200 rpm, podemos obtener el diámetro central del rodete (PCD).

$$D_1 = \frac{0.48 * 53.164 * 60}{\pi * rpm}$$
$$D_1 = \frac{0.48 * 53.164 * 60}{\pi * 1200} = 406 \text{ mm}$$

3.2 Tobera

Utilizando la Figura 10 Geometría de la aguja y tobera obtenemos la siguiente geometría de la tobera presentado en la siguiente tabla.

Geometría principal de la tobera					
Do(mm)	r1(mm)	C max(mm)	C min(mm)	$\alpha 1$	$\alpha 2$
30,9511	22,43955	21,5419656	3,365932125	40°	27,5°

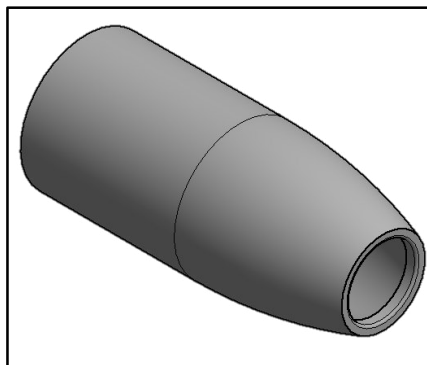


Figura 17 Tobera

Fuente: Elaboración Propia

Geometría de la aguja

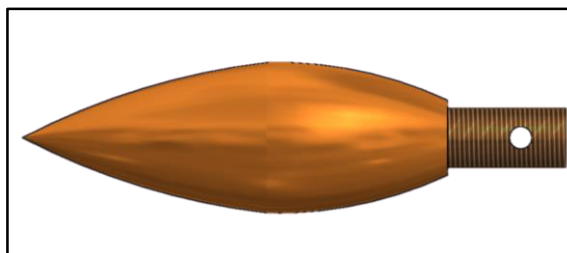


Figura 18 Aguja

Fuente: Elaboración Propia

La aguja tiene una geometría que depende de la tobera y el ángulo de 55°. Donde tenemos un rango de diámetros de 0 a 63.238mm. La aguja es roscada a un eje y el pasador ubica la aguja en una única posición. Además este sistema es de fácil mantenimiento si ocurre algún tipo de daño en la aguja.

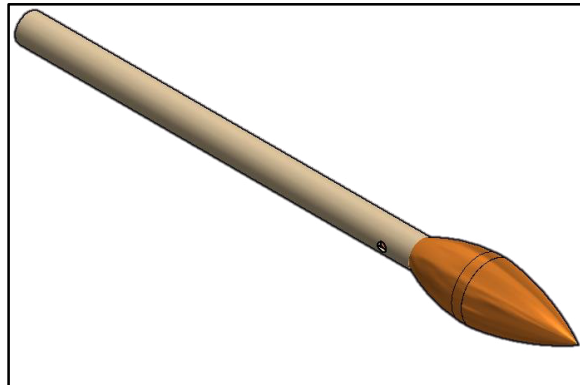


Figura 19 Ensamble Aguja

Fuente: Elaboración Propia

El eje de la aguja se acoplaría al sistema de pistón hidráulico que regularía el flujo de agua en el sistema de control.

Una vez obtenida la geometría de la aguja y la tobera podemos encontrar la variación del caudal dependiendo de la posición de la aguja.

$$Q = \mu * \frac{\pi}{4} * \frac{d_1^2 - d_2^2}{\sin \alpha} * c_o \sqrt{2gH}$$

Tabla 13 Relación de apertura vs caudal

Tabla de relación apertura vs caudal				
d1(m)	d2(m)	Constante	d ₁ ² - d ₂ ²	Q(lt/s)
0,044879	0	4312,59	0,002014	8,686094
0,044879	0,006328	4312,59	0,001974	8,513386
0,044879	0,012657	4312,59	0,001854	7,995262
0,044879	0,018985	4312,59	0,001654	7,131722
0,044879	0,025313	4312,59	0,001373	5,922767
0,044879	0,031642	4312,59	0,001013	4,368395
0,044879	0,03797	4312,59	0,000572	2,468608
0,044879	0,044298	4312,59	5,18E-05	0,223405
0,044879	0,050626	4312,59	-0,00055	-2,36721
0,044879	0,056955	4312,59	-0,00123	-5,30325
0,044879	0,063283	4312,59	-0,00199	-8,5847

Fuente: Elaboración Propia

En la Tabla 13 Relación de apertura vs caudal podemos relacionar el caudal máximo de nuestro sistema que es de 8,3lt/s y el menor que es cero, los datos de caudales negativos son incorrectos ya que la aguja estuviera por fuera de la tobera un caso que no se puede dar. La constante de la tabla son las variables constantes y se las puede unir para obtener un solo valor.

Fuerzas que actúan sobre la aguja

$$P = -\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)\gamma H$$

Donde en este caso d1 es el diámetro en la posición de salida del chorro en la tobera, d es el diámetro del eje y las demás constantes fueron descritas anteriormente. El rango de d1 es de 0-63.238mm, el mismo que se utilizó para calcular el rango de caudales en la tobera con la aguja a diferente posiciones. El diámetro de eje se utiliza de 31.75mm porque es la medida que acopla la geometría de la aguja con el eje si generar ningún tipo de discontinuidad en el ensamble de la aguja y el eje.

Tabla 14 Relación de apertura vs fuerza de la aguja

Tabla de relación de apertura vs fuerza en la aguja				
d1(m)	d(m)	Constante		P(N)
0	0,03175	117809,72	-0,00101	118,76
0,006328	0,03175	117809,72	-0,00097	114,042
0,012657	0,03175	117809,72	-0,00085	99,8877
0,018985	0,03175	117809,72	-0,00065	76,2978
0,025313	0,03175	117809,72	-0,00037	43,272
0,031642	0,03175	117809,72	-6,9E-06	0,81029
0,03797	0,03175	117809,72	0,000434	-51,0874
0,044298	0,03175	117809,72	0,000954	-112,421
0,050626	0,03175	117809,72	0,001555	-183,191
0,056955	0,03175	117809,72	0,002236	-263,396
0,063283	0,03175	117809,72	0,002997	-353,038

Fuente: Elaboración Propia

La fuerza sobre la aguja varía dependiendo de la apertura de la aguja, cuando la apertura es cero quiere decir que la aguja está totalmente contraída y la fuerza de salida es en dirección del flujo, pero cuando tenemos el agua totalmente cerrada tenemos una fuerza contraria al flujo de agua de -353.038N.

3.3 Carcasa

La carcasa de la turbina Pelton no sólo tiene la función de recoger y que se aleja el agua que se descarga de la rueda, pero en algunos casos también debe asumir la reacción de las boquillas. En los lugares proyectados por encima del suelo, la carcasa es por regla hecha con un espesor de pared tal como es requerido por la técnica de fundición. En el eje de la rueda, el caso se divide de manera que después de la eliminación de la cubierta superior el corredor es accesible. En el lugar de contacto entre el chorro y la rueda de la anchura de la carcasa debe ser igual a 12 a 18 diámetros de chorro y la de la tapa superior 3 a 5 diámetros de chorro.

3.4 Dimensión de las paletas

De la Figura 8 y el diámetro de chorro podemos encontrar las siguientes dimensiones de la paleta Pelton.

Ancho de la paleta

$$a = 1.2d_o + 5(mm)$$
$$a = 1.2 * 30.9511 + 5(mm)$$
$$a = 42.14 \text{ mm}$$

Longitud de la paleta

$$C = 2.65 * 30.9511$$
$$C = 82.02 \text{ mm}$$

Ancho de la paleta

$$A = 3.4 * 30.9511$$
$$A = 105.23 \text{ mm}$$

Profundidad de la paleta

$$E = 0.95 * 30.9511$$
$$E = 29.40 \text{ mm}$$

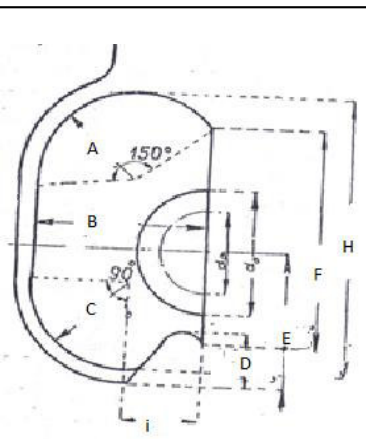
3.4.1 Dimensión interior de la paleta dependiendo del diámetro del chorro

Como revisamos en la literatura existen varios casos de geometría de paleta, como el proyecto tiene bajo caudal tenemos que elegir la dimensión de la paleta más pequeña, ya que queremos la mayor eficiencia. Lo podemos comprobar en la Tabla 3.

Las dos tablas presentadas a continuación son las dos paletas más pequeñas de las cuales se selecciona la paleta más pequeña ya que según Tabla 3, la paleta que va ayudar a la eficiencia del sistema es la de menor tamaño porque en el proyecto se maneja pequeño caudal entonces la paleta más pequeña ayuda al sistema a ser más eficiente.

Tabla 15 Dimensiones de paleta 1

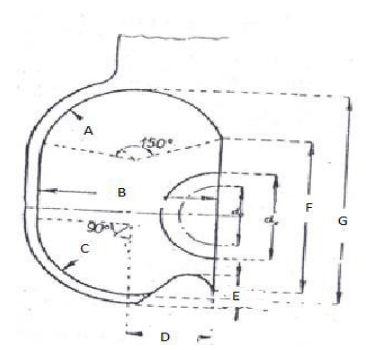
Paleta 1(mm)	
Do	30,9511
A	22,28479
B	39,61741
C	22,29479
D	17,33262
E	13,61848
F	10,83289
G	23,52284
H	54,16443
I	70,56851



Fuente: Elaboración Propia

Tabla 16 Dimensiones de paleta 2

Paleta 2(mm)	
Do	30,9511
A	25,99892
B	49,52176
C	25,99892
D	23,52
E	12,3804
F	54,16443
G	74,28264



Fuente: Elaboración Propia

La geometría de paleta seleccionada es la paleta número uno por lo explicado anteriormente.

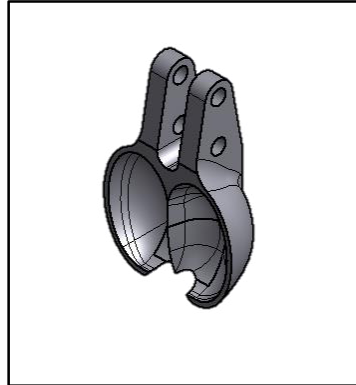


Figura 20 Paleta Pelton del proyecto según la geometría obtenida

Fuente: Empresa Delta Delfini

3.4.2 Numero de Paletas

El número de paletas es una relación entre el diámetro del rodete y el diámetro del chorro.

$$z = \frac{d_o}{D_1}$$
$$z = \frac{24.30894}{406} = \frac{1}{16.70}$$

En la Tabla 2 Tabla 2 Número de paletas podemos elegir 22 paletas.

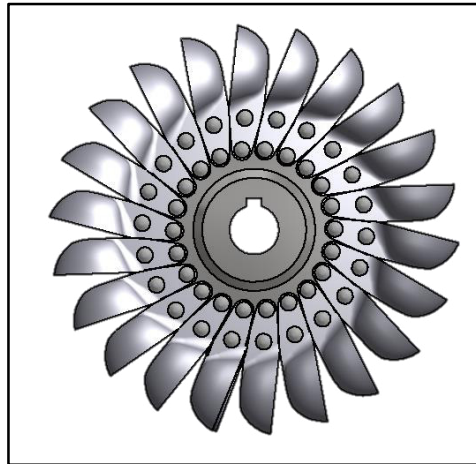


Figura 21 Rodete Pelton con 22 Paletas

Fuente: Elaboración Propia

3.5 Diseño del eje Mecánico

El eje mecánico del sistema es el cual transporta la carga generada por el torque del chorro en la paleta hacia el generador. En el diseño del eje mecánico se debe de tener en cuenta los apoyos, el peso del rodete, el torque que genera el chorro en las paletas y las reacciones en cada apoyo. Para el diseño del eje mecánico se utilizó la norma ASME ANSI B106.1M, la cual trabaja con graficas de la norma ASME ANSI B106.1M.

3.5.1 Fuerzas que actúan en el eje

Las fuerzas que actúan en las paletas son transmitidas al eje por un par de torsión, y sus componentes en X y Y.

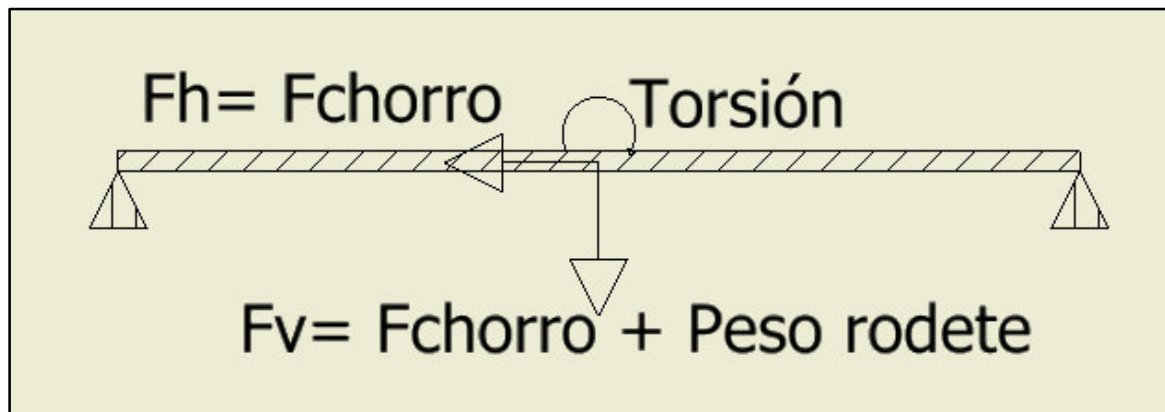


Figura 22 Diagrama de Cuerpo libre

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 22 se observa las fuerzas externas que actúan en el eje, que es el par torsión originado por la fuerza del chorro y sus componentes X y Y, a la componente en Y se le suma el peso del rodete.

3.5.2 Par torsión

El par torsión lo origina la fuerza del chorro, su magnitud es igual;

$$F_{chorro} = P_x = V_{jet} * \rho * Q$$

Donde V es la velocidad del jet, multiplicado por la densidad y el caudal máximo que fluye cada inyector

$$F_{chorro} = 0.04 * 1000 * 53.164$$

$$F_{chorro} = 2126.56N$$

La fuerza del chorro es de igual magnitud para el chorro vertical como horizontal, Para obtener el par torsión debemos multiplicar la fuerza por radio.

$$T = 2 * F_{chorro} * \left(\frac{0.406}{2}\right)$$

El valor de 0.406 m es el diámetro nominal del rodete, se multiplica por dos por lo que son dos chorros que originan el torque máximo que existe en cada paleta.

$$T = 863.38 \text{ N} * m$$

Transmitido las fuerzas al eje y el torque podemos realizar los cálculos de diámetro de eje y dimensiones principales del eje.

3.5.3 Dimensión del eje

La longitud del eje depende del tamaño de la carcasa principalmente, la dimensión de la carcasa es 15 veces el diámetro del jet. Con el siguiente valor sabemos la longitud total del eje.

$$L = 15 * 30.9511 = 464.25mm$$

Para los cálculos vamos a utilizar un eje de longitud de 465[mm] que es aproximado a 464.25 [mm].

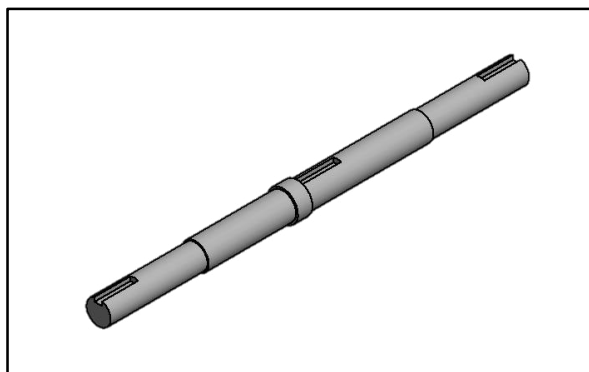


Figura 23 Longitud del Eje Mecánico

Fuente: Elaboración Propia

3.5.4 Apoyos en el eje

El sistema de apoyos ideal es dos apoyos a los extremos pero esto depende de la longitud del eje y la máxima deformación del sistema.

Los cálculos del diseño del eje se lo va a realizar con dos apoyos en los extremos, el factor de seguridad determinara si el eje es el correcto o debemos de cambiar el sistema de apoyos. Los apoyos que se utilizan en cada extremo son chumaceras con deslizamiento radial del eje para transmitir la fuerza del chorro al eje y consiguiente al generador.

La Fuerza Vertical es;

$$F_y = 2126.56 + (22 * 0.888 + 11.52) * 9.81$$

$$F_y = 2439.93 \text{ N}$$

El valor sumado a la fuerza originada por el chorro es el peso del rodete el cual es 22 paletas que pesan alrededor de 0.88 [kg] y 11.52 [kg] del rodete.

3.5.5 Calculo de reacciones en los apoyo

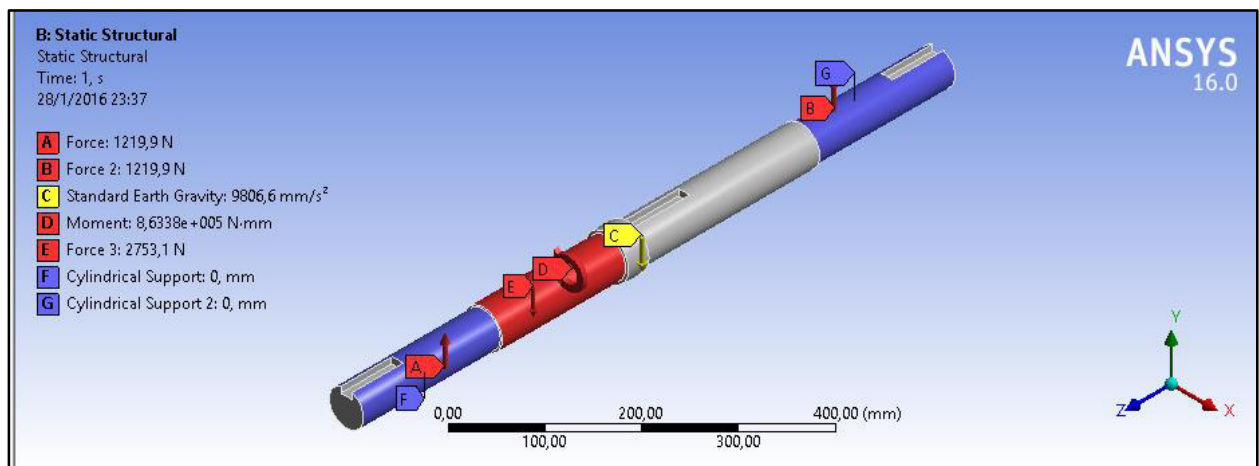


Figura 24 Distribución de cargas en el eje.

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 24 observamos la distribución de cargas en el eje.

$$\sum F_y = A_y + B_y - F \text{sen}(48.96) = 0$$

$$\sum M_B = F \text{sen}(48.92) * 432.5 - A_y * 865 = 0$$

$$A_y = 1219.85 \text{ N}$$

Reemplazando en la ecuación de sumatoria de Fuerzas en y.

$$B_y = 1219.86 \text{ N}$$

Obtenida las cargas que existen en el sistema podemos encontrar el diagrama de fuerzas cortante y momento flector.

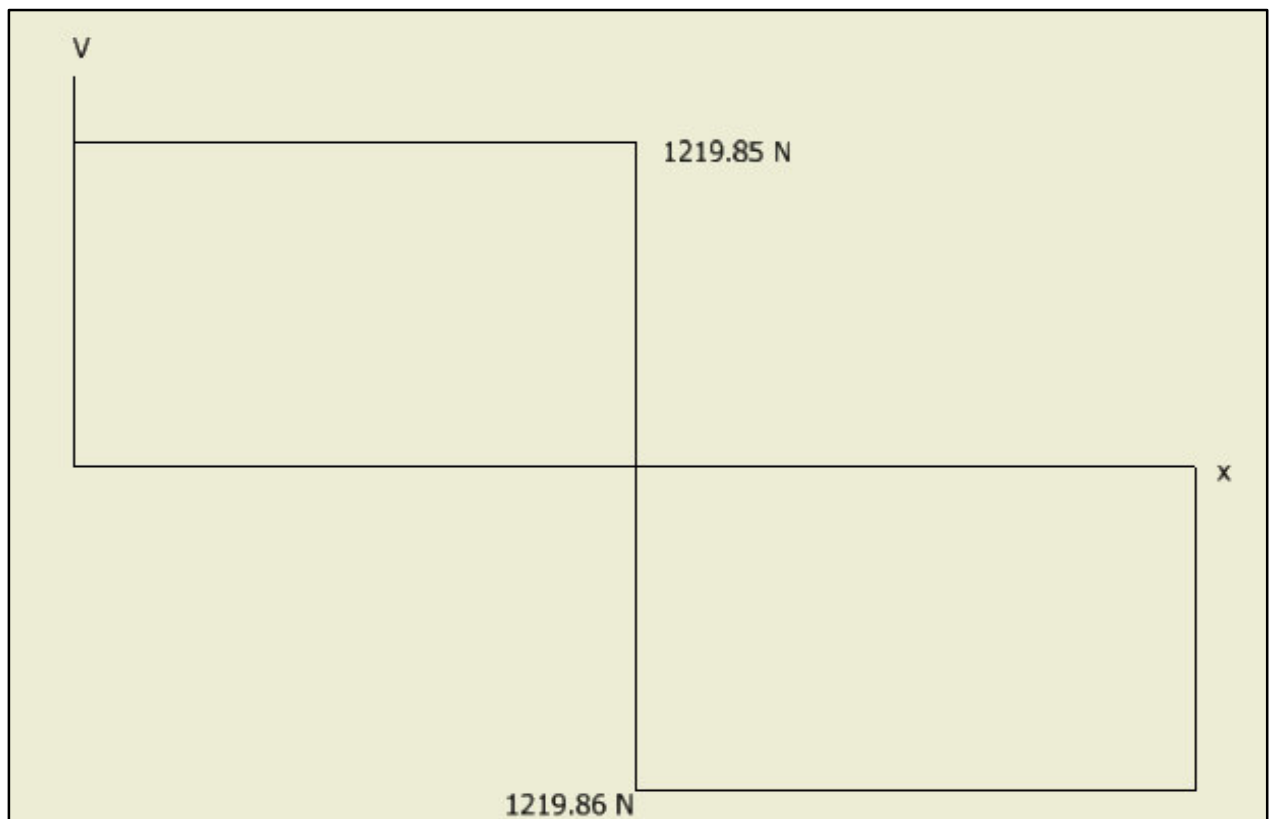


Figura 25 Diagrama de Fuerza Cortante

Fuente: Elaboración Propia

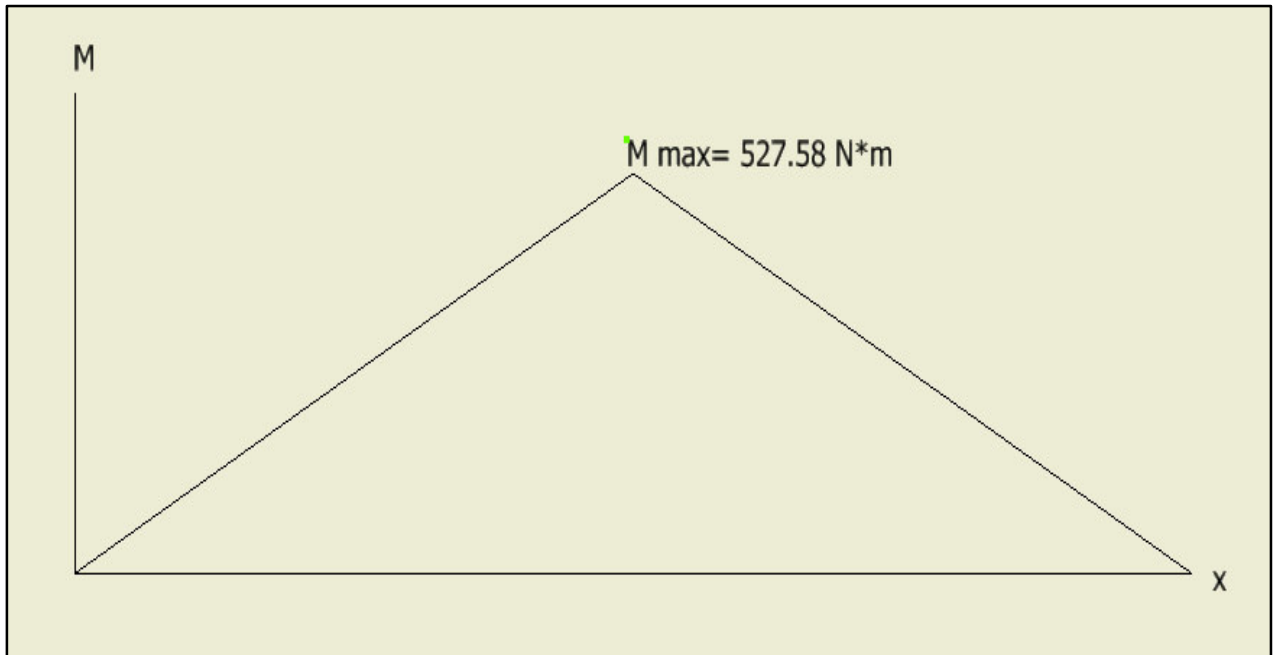


Figura 26 Diagrama de momento flector

Fuente: Elaboración Propia

Del diagrama de momento flector podemos encontrar el máximo momento que existe en el eje y con el cual se va a calcular el diámetro del eje en ese punto, como sabemos en este punto está ubicado el Rodete Pelton y el torque generado.

$$M_{max} = 527.28 \text{ N} * m$$

Una vez encontrado el momento flector máximo que existe en el eje, se debe seleccionar el material del eje para seguir con el procedimiento de selección del diámetro del eje.

El eje va a trabajar en un ambiente corrosivo ya que existe agua de por medio entonces debemos seleccionar un acero inoxidable para que el eje pueda trabajar en el ambiente. Por lo tanto se selecciona un acero inoxidable comercial como el 304.

Las propiedades del acero 304

$$S_{ut} = 620 \text{ MPa}$$

$$S_y = 310 \text{ MPa}$$

3.5.6 Diámetro del eje

$$d = \sqrt[3]{\frac{5.1 * \sqrt{(C_m * M)^2 + (C_\tau * T)^2}}{\tau_d}}$$

La fórmula se obtiene de la norma ASME ANSI B106 para cálculo de diámetro de ejes.

Donde los constantes C_m y C_t se las encuentra de la siguiente tabla

Tabla 17 Valores momentos de flexión C_m y C_t

Tipo de Carga	C_m	C_t
Eje Estacionario		
Carga aplicada gradualmente	1	1
Carga aplicada de repente	1,5-2,0	1,5-2,0
Eje Rotatorio		
Carga aplicada gradualmente	1,5	1
Carga Estable	1,5	1
Carga aplicada de repente		
choques menores	1,5-2,0	1,0-1,5
Choques mayores	2,0-3,0	1,5-3,0

Fuente: Libro de diseño Mecánico de Shigley

Los valores de M es valor de momento flector máximo y el T es la torsión originado por la fuerza del chorro.

$$d = \sqrt[3]{\frac{5.1 * \sqrt{1.5 * (527.58)^2 + 1.5 * (863.38)^2}}{116}}$$

$$d = 54.48mm$$

El valor de diámetro se relaciona a la posición donde se encuentra el eje, después tenemos que hacer una reducción para sus apoyos los cuales son de 50 [mm] y una pequeña sección al lado del asiento del rodete de 63 para que el rodete no se

deslice en el eje. Se selecciona la medida de 63 [mm] porque se utiliza un eje de 2.5" de acero inoxidable 304, en el cual se debe realizar un pequeño leve desbaste de 5 décimas de milímetro para obtener 63 [mm], así el operador no debe de tomarse mucho tiempo en el trabajo de este apoyo como las medidas donde asienta el rodete y medidas de chumacera, las dimensiones seleccionadas se comprueban con un análisis de elemento finitos en Ansys.

3.5.7 Factor de seguridad

Para obtener el factor de seguridad se necesita los esfuerzos alternantes y medio. Esfuerzo alternante y medio

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a * c}{I}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m * c}{I}$$

Esfuerzo torsional alternante y medio

$$\tau_a = K_f \frac{T_a * c}{I}$$

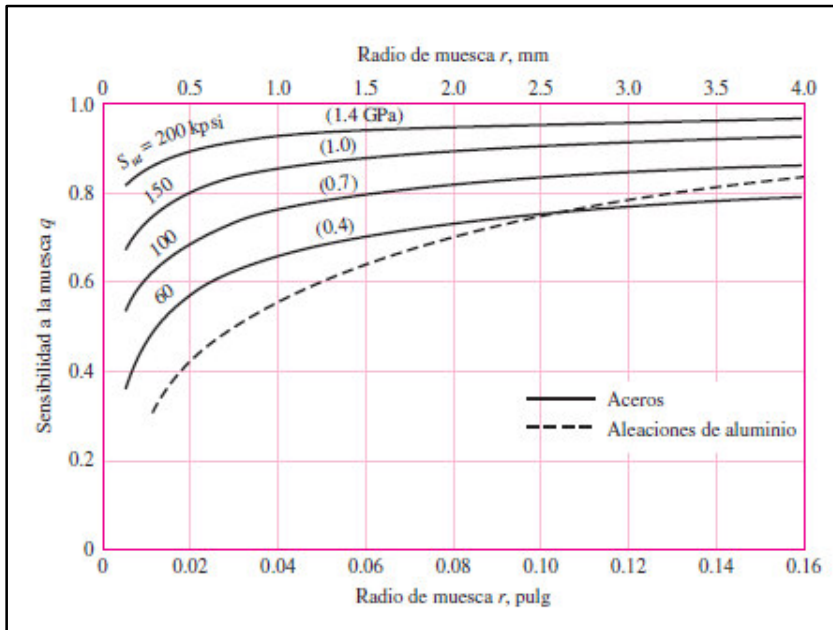
$$\tau_m = K_f \frac{T_m * c}{I}$$

Para este caso el esfuerzo flexionante alternante es constante y el esfuerzo torsional medio es constante. Esto quiere decir que el esfuerzo alternante medio es cero y el esfuerzo torsional alternante es cero.

Para obtener los coeficientes de Kf debemos utilizar las tablas de shigley dependiendo de la carga que se tiene.

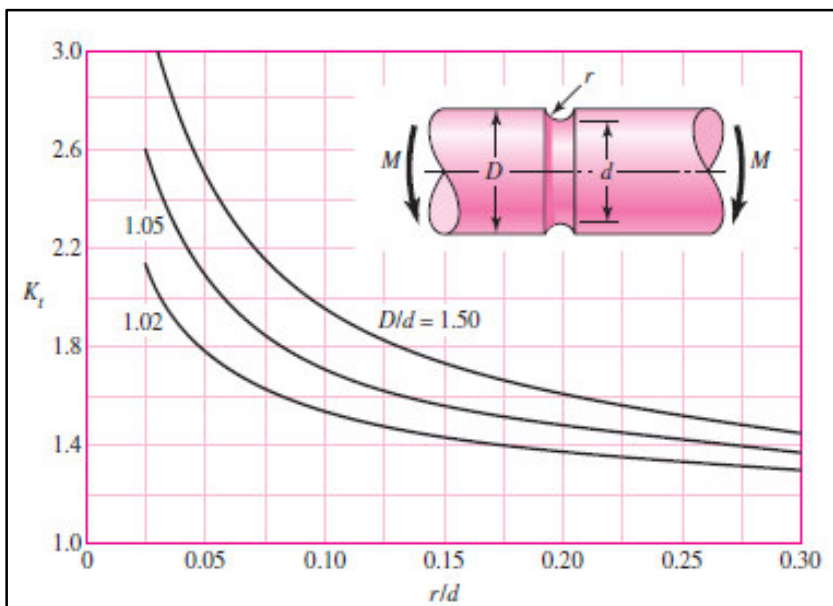
$$q = 0.85 \qquad K_f = 1 + q(K_t + 1)$$

De la Grafica 3 encontramos el valor de q y de la Grafica 4 encontramos el valor de Kt, dependiendo de la carga que tiene el sistema.



Grafica 3 Valor de q

Fuente: Libro de Shigley



Grafica 4 Valor de Kt

Fuente: Libro de Shigley

$$K_t = 1.60$$

$$q = 0.85$$

$$K_{ts} = 1.4$$

$$K_f = 1 + 0.85(1.60 + 1) = 1.51$$

$$K_{fs} = 1 + 0.85(1.40 + 1) = 1.368$$

Calculo de esfuerzo fluencia

$$Se' = 0.504 * (620\text{MPa})$$

$$Se' = 312.48 \text{ MPa}$$

Coeficientes

$$K_a = a * Sut^b$$

$$K_a = 4.51 * 620^{-0.265} = 0.82$$

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} = \left(\frac{55}{7.62}\right)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.8$$

$$K_c = K_d = 1$$

$$K_e = 0.5 \text{ por corrosion}$$

$$Se = 0.82 * 0.8 * 0.5 * 312.48$$

$$Se = 102.49 \text{ MPa}$$

Teoría de Goodman

$$M_a = 527.58 \text{ N} * m$$

$$M_m = 0$$

$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = 863.38 \text{ N} * m$$

Condiciones de momento flexionante alternante y momento torsional medio constante, y momento flexionante medio cero y momento torsional alternante cero.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi * (55^3)} \left[\sqrt{\frac{4 * (1.51 * 527.58)^2}{102.49}} + \sqrt{\frac{3(1.368 * 863.38)^2}{620}} \right]$$

$$n = 1.73 \text{ Factor de seguridad por fatiga}$$

3.5.7.1 Esfuerzo de Fluencia

Teoría de Goodman

$$\sigma'_{max} = \sqrt{\left(\frac{32 * 1.51 * 527.58}{\pi * 0.055^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 1.368 * 863.38}{\pi * 0.055^3}\right)^2}$$

$$\sigma'_{max} = 62.62$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} = \frac{310}{62.62} = 4.95$$

Los valores de factores de seguridad por fatiga y fluencia están por encima de la norma, además al tener valores de factor de seguridad mayores a uno, estamos trabajando en ciclos de vida infinita lo cual certifica que nuestro eje va a soportar las cargas aplicadas en el sistema, lo cual nos da confiabilidad de los apoyos y eje mecánico que soporta al rodete y las fuerzas del chorro que originan torsión.

3.6 Selección de los componentes

3.6.1 Selección del generador

Una vez obtenidas las velocidades específicas del sistema, mediante la variación de las rpm de trabajo comerciales de los generadores obtuvimos la turbina puede trabajar a una velocidad de 1200 rpm, entonces se debe buscar en el mercado un generador con la capacidad de 1200rpm y generación de 103kwh o un poco mayor, para cumplir las condiciones de diseño del sistema.

En el mercado se encontró un generador con estas especificaciones de la marca marathon electric generators. El cual trabaja a 1200rpm y genera 112Kw.

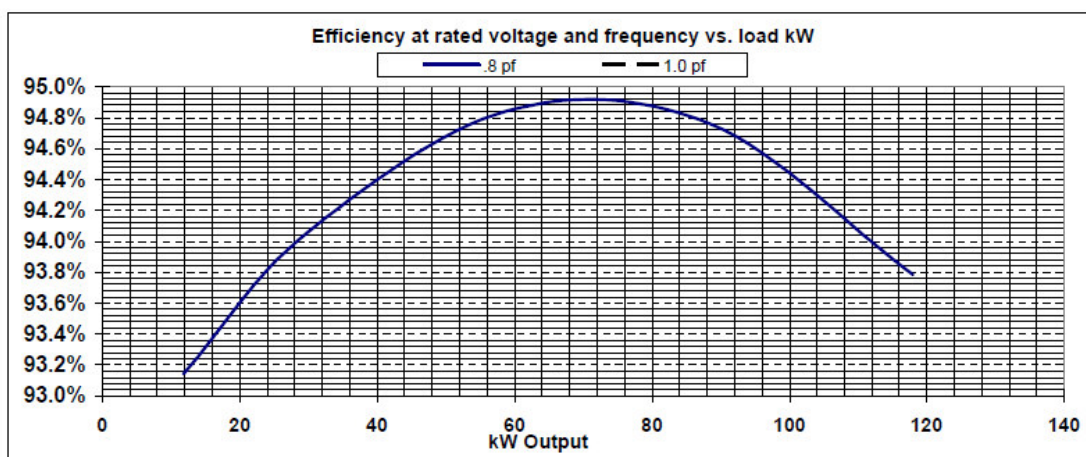
Tabla 18 Selección del generador modelo LIMA SER

60 Hertz	6 Pole	1200 RPM NEMA Class F Insulation 40° C Ambient N/A AVR				
	3 Phase					
LIMA SER®						
Model	Net Wt (lbs)	No of Leads	Voltage	0.8 PF 40°C Ambient CONTINUOUS NEMA B 80°C R/R kW	0.8 PF 40°C Ambient CONTINUOUS NEMA F 105°C R/R kW	List Price
361SSL0105	580	12	208Y-240Y/416Y-480Y	21	23	\$7328
361SSL0107	605	12	208Y-240Y/416Y-480Y	32	35	\$7815
361SSL0108	685	12	208Y-240Y/416Y-480Y	42	45	\$9151
441SSL0109	885	12	208Y-240Y/416Y-480Y	55	61	\$9474
441SSL0110	970	12	208Y-240Y/416Y-480Y	67	75	\$10568
441SSL0111	1035	12	208Y-240Y/416Y-480Y	75	81	\$11677
441SSL0112	1185	12	208Y-240Y/416Y-480Y	103	112	\$13418

Fuente: Catalogo Marathon Generators

En la Tabla 18 podemos observar que el último modelo es el generador que necesitamos en nuestro proyecto, los demás datos importantes que necesitamos del generador es su diámetro del eje y eficiencia para poder obtener un estimado de la potencia eléctrica que se va a generar.

3.6.1.1 Potencia Eléctrica



Grafica 5 Eficiencia vs Kilowatt de salida del generador

Fuente: Catalogo Marathon Generators

En la Grafica 5 observamos la eficiencia a la que va a trabajar nuestro generador, la potencia máxima sería alrededor de los 103kw.

$$P_e = P_m * 0.938$$

$$P_e = 103.59 * 0.94 = 97.16742 K$$

3.6.1.2 Diámetro del eje del generador

Según las medidas que el fabricante da sobre el generador tenemos un eje de entrada de 2.75 pulgadas.

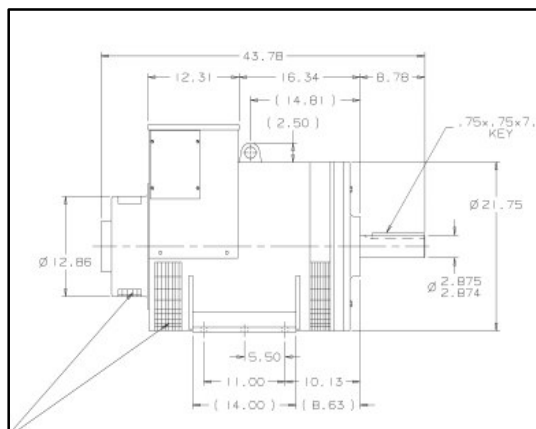


Figura 27 Generador Marathon Electric

Fuente: Catalogo Marathon Generators

3.6.2 Selección de chumaceras para el eje mecánico

Una vez diseñado el eje mecánico y la posición de sus apoyos. La posición de las chumaceras existe en los extremos del eje, son chumaceras de piso que se seleccionan dependiendo del diámetro del eje en esta posición y el medio de trabajo de estas chumaceras. Según el diseño del eje el diámetro en la posición de las chumaceras es de 50mm y estas chumaceras trabajaran en un ambiente sin ningún tipo de corrosión por lo tanto el material de la chumacera no debe de ser acero inoxidable.

Por lo que se selecciona una chumacera NTN de 50mm de eje interior modelo UCP2.

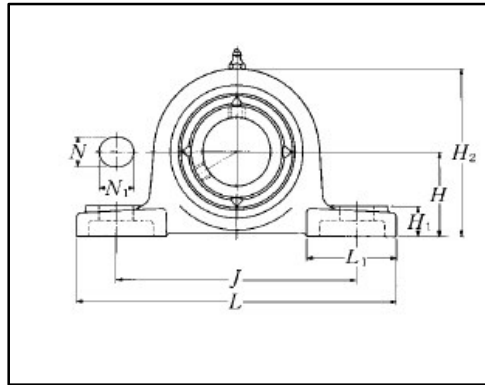


Figura 28 Chumacera UCP2

Fuente: Catalogo NTN

3.6.2.1 Dimensión de la chumacera

Tabla 19 Dimensiones de chumacera UCP210D1

Shaft dia. mm Inch	Unit number ¹⁾	Nominal dimensions											Bolt size mm Inch	Bearing number
		H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S		
50 1 ¹³ / ₁₆	UCP210D1 UCP210-113D1	57.2	206	159	60	20	23	21	114	65	51.6	19	M16	UC210D1 UC210-113D1
1 ⁷ / ₈ 1 ¹⁵ / ₁₆ 2	UCP210-114D1 UCP210-115D1 UCP210-200D1	2 ¹ / ₄	8 ¹ / ₈	6 ¹ / ₄	2 ³ / ₈	2 ⁵ / ₃₂	2 ⁹ / ₃₂	1 ³ / ₁₆	4 ¹ / ₂	2 ⁹ / ₁₆	2.0315	0.748	5/8	UC210-114D1 UC210-115D1 UC210-200D1

Fuente: Catalogo NTN

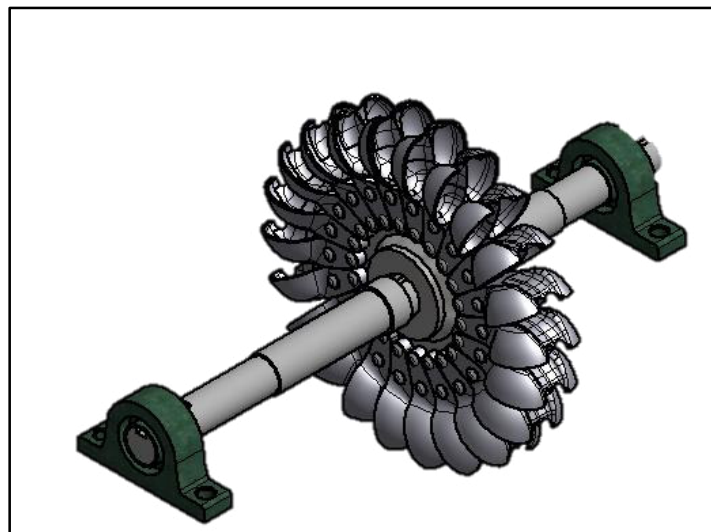


Figura 29 Acople del eje de la turbina con las chumaceras UCP210D1

Fuente: Elaboración Propia

3.6.3 Selección del acople flexible

Para la selección del acople flexible se necesita como datos iniciales el diametro del eje mecanico, el diametro del generador y la potencia que se va a transmitir.

Tabla 20 Especificación de acople flexible

Diametro del eje (mm)	50.00
Diametro del generador (mm)	69.85
Potencia transmitida	134.10 HP

Fuente: Elaboración Propia

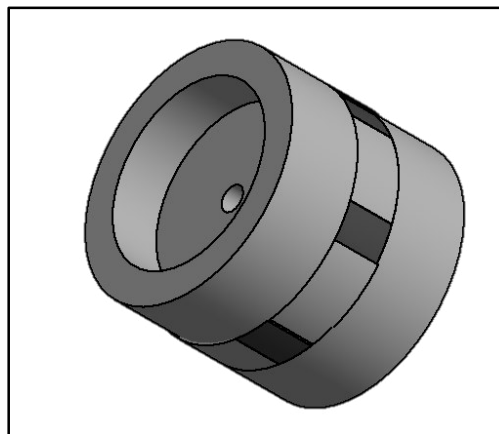


Figura 30 Acople flexible C285

Fuente: Elaboración Propia

Con los diámetros de cada eje y la potencia que se va a transmitir se selecciona un acople flexible love joy C285, el motivo de la selección de este acople flexible además de cumplir con las especificación de transmisión de potencia es porque sus dimensiones en las caras donde va acoplado el eje pueden ser maquinadas hasta los diámetros de eje mecánico y generador. Este requisito no lo cumplían la mayoría de los acoples flexibles por eso se seleccionó el modelo C285 ya que las dimensiones de las caras se pueden maquinar para acoplar los ejes de la turbina y el generador.

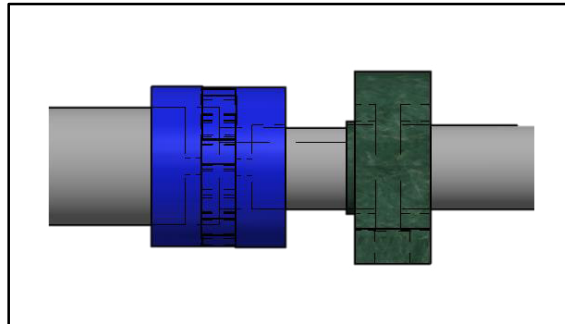


Figura 31 Acople flexible entre el eje de la turbina y el eje del generador

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 31 se puede observar el acople entre el eje de la turbina y el eje del generador, como observamos los diferentes diámetros de acople que existen entre la turbina y generador por esto se selecciona el acople flexible C285, ya que se lo puede maquinar para obtener estos diferentes diámetros en cada cara del acople.

3.6.4 Ensamble del sistema

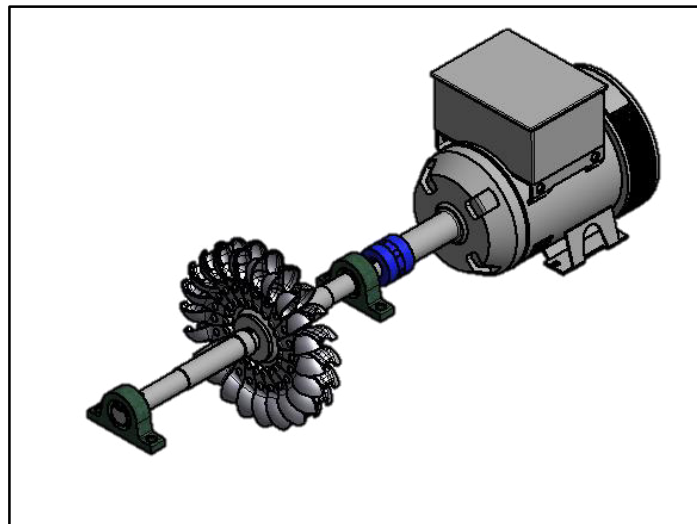


Figura 32 Ensamble turbina y sus componentes auxiliares

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 32 podemos observar el ensamblaje del sistema con los componentes auxiliares seleccionados.

Tabla 21 Especificaciones del ensamble

Especificaciones del Ensamble	
Caudal total	8lt/s
Altura neta	150 metros
Velocidad de giro de la turbina	1200rpm
Numero de paletas	22
Diámetro del eje del generador	69.85 mm
Caudal Total	8lt/s
Potencia Generada	103Kw
Torque generado por los chorro	863 N*m
Diámetro del eje	55 mm
Generador Marathon	112Kw a 1200rpm, 60Hz
Chumaceras NTN	UCP2 de 50mm Diámetro interior
Acople flexible Lovejoy	C285 unión maquinada

Fuente: Elaboración Propia

3.7 Sistema de Control

3.7.1 Control PID

El control PID es un mecanismo de control que a través de un lazo de retroalimentación permite regular la velocidad, temperatura, presión y flujo entre otras variables de un proceso en general. El controlador PID calcula la diferencia entre nuestra variable real contra la variable deseada. En sistemas de bombeo, regularmente nos interesa mantener la presión o flujo constante, por lo tanto, el control PID mide la diferencia entre la presión en la tubería y la presión requerida y actúa variando la velocidad del motor para que podamos tener nuestra presión o flujo constante.

El algoritmo de control incluye tres parámetros fundamentales: Ganancia proporcional (P), Integral (I) y Derivativo (D).

El parámetro Proporcional (P) mide la diferencia entre el valor actual y el set-point (en porcentaje) y aplica el cambio. Para aplicaciones sumergibles, el valor recomendado es 50% y para aplicaciones centrífugas, el valor recomendado es 10%.

El parámetro Integral (I) se refiere al tiempo que se toma para llevar a cabo acción correctiva. Mientras el valor sea más pequeño, el ajuste es más rápido pero puede causar inestabilidad en el sistema, oscilaciones, vibración de motor y de la bomba. El valor recomendado para aplicaciones sumergibles es de 0.5 segundos y para aplicaciones centrífugas es de 1 segundo.

El parámetro Derivativo (D) emite una acción predictiva, es decir, prevé el error e inicia una acción oportuna. Responde a la velocidad del cambio del error y produce una corrección significativa antes de que la magnitud del error se vuelva demasiado grande.

La correcta sintonización o programación de estos parámetros nos ayuda a controlar de manera efectiva nuestra presión o flujo deseado. Si no programamos adecuadamente estos parámetros, el sistema puede quedar inestable y el motor y la bomba pueden comenzar a vibrar y dañarse.

En el sistema de control de una turbina Pelton se desea regular la velocidad de salida del rodete para que sea la misma que la velocidad de diseño del generador y se pueda generar energía. Entonces lo que se desea en el proyecto es mantener la velocidad de diseño del generador que es 1200rpm. Al mantener la velocidad del rodete a 1200rpm estamos generando potencia eléctrica que es lo que deseamos.

Para el diseño del sistema de control de turbina debemos saber las especificaciones de diseño de la turbina.

3.7.2 Especificaciones del sistema

Tabla 22 Especificaciones para el sistema de control

Especificaciones	
Velocidad de giro	1200rpm
Carrera del pistón	43mm
Caudal Total	8lt/s
Potencia Generada	112Kw
Torque generado por el chorro	863 N*m

Fuente: Elaboración Propia

Conocida las especificaciones debemos dar un rango de nuestro diseño, esto quiere decir el error aceptable para nuestro sistema de control.

3.7.3 Rango del sistema de control

$N = 1200 \pm 5\%$ rpm

Sobre paso máximo del 20 % del punto nominal.

La carrera del sistema o de la aguja inyectora es de alrededor 43mm pero reducimos el rango 1mm por precaución contra malas calibraciones de posición del inyector o alguna falla en la salida de voltaje del transductor de posición. Entonces se debe ser conservador y no dejar que el pistón recorra toda su carrera por alguna falla mecánica o eléctrica.

3.7.4 Señales

Las señales son muy importantes en el sistema ya que manejan el sistema de control, las señales que existen son;

Señal de error= Señal de Referencia- Señal Censada

Señal de referencia= Valor interno del programa de control (valor requerido/Consigna)

Señal de control= Actuador

Señal Censada= Transductor

3.7.5 Tipo de control

Para el sistema de control se utilizan dos etapas el sistema de control de lazo abierto que relaciona el tiempo de respuesta mecánico relativo a la inercia de la turbina y el torque de la misma. Después se tiene un lazo cerrado que relaciona el las rpm con la apertura del inyector mediante un control PID.

Se conoce el sistema como SISO (una entrada y una salida), el cual es el mismo programa que se utiliza en Matlab para realizar la simulación del programa.

Función de transferencia

De la física fundamental obtenemos la Ec. que el torque de una turbina se puede modelar en función de la aceleración angular y de la inercia

Ec. 24

$$T = \alpha I * s$$

La Ec. esta multiplicada por s que es el operador de la transformada de Laplace. T es el torque característico del sistema mecánico, alfa es la velocidad angular e I es la inercia del sistema rodete y generador.

Expresado en el diagrama de bloques

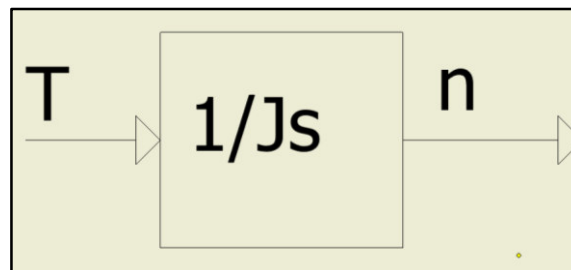


Figura 33 Diagrama de bloques de lazo abierto

Fuente: Elaboración Propia

El sistema de control debe obtener una Ec. de transferencia que relacione el recorrido del inyector y su respuesta sea la velocidad del rodete de la turbina.

La Ec. se la puede hallar mediante la relación de los instrumentos de medición y las ecuaciones fundamentales, o se puede obtener una Ec. general relacionando los parámetros de diseño del sistema de turbina Pelton. La cual relaciona las variables de inercia, torque, velocidad de giro y carrera del pistón.

Ec. 25

$$F(t) = \frac{T}{Z}$$

Donde Z es la posición del pistón y T el torque generado.

Donde esta relación ocurre mediante la siguiente relación.

Ec. 26

$$Ft = \frac{K * I}{C + I}$$

Donde K es el coeficiente de torque de la turbina con respecto a la velocidad de la turbina.

C es el coeficiente del torque de la turbina con respecto a la posición de la aguja del inyector.

Generando la el diagrama de bloques que relacione la apertura de la válvula con las rpm del sistema tenemos;

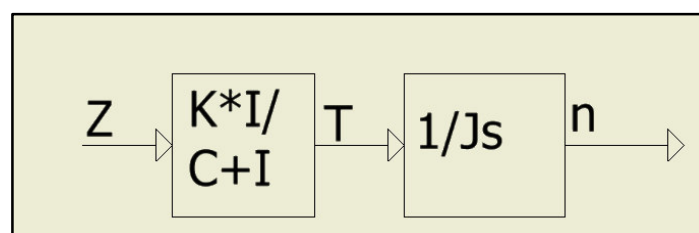


Figura 34 Diagrama de bloques relación de posición del inyector con velocidad angular

Fuente: Elaboración Propia

Ec. 27

$$Ft = \frac{K}{Is + C}$$

Si dividimos la Ec. para la constante C.

Ec. 28

$$Ft = \frac{A}{Gs + 1}$$

Donde $A=K/C$ y $G=I/C$.

Remplazando valores de diseño del sistema mecánico obtenemos;

Ec. 29

$$K = \frac{863.38}{1200} = 0.71$$
$$C = \frac{863.38}{43} = 20.07$$

Con los valores de estas constantes obtenemos los valores de A y C

$$A = 0.035$$

$$G = 0.164$$

La Ec. de transferencia como variable de entrada apertura del pistón y salida rpm del rodete es;

Ec. 30

$$Ft = \frac{0.0353}{0.1648s + 1}$$

Esta Ec. es de lazo abierto, con una entrada tipo escalón, En Matlab podemos observar el tiempo de respuesta de esta Ec. de lazo abierto.

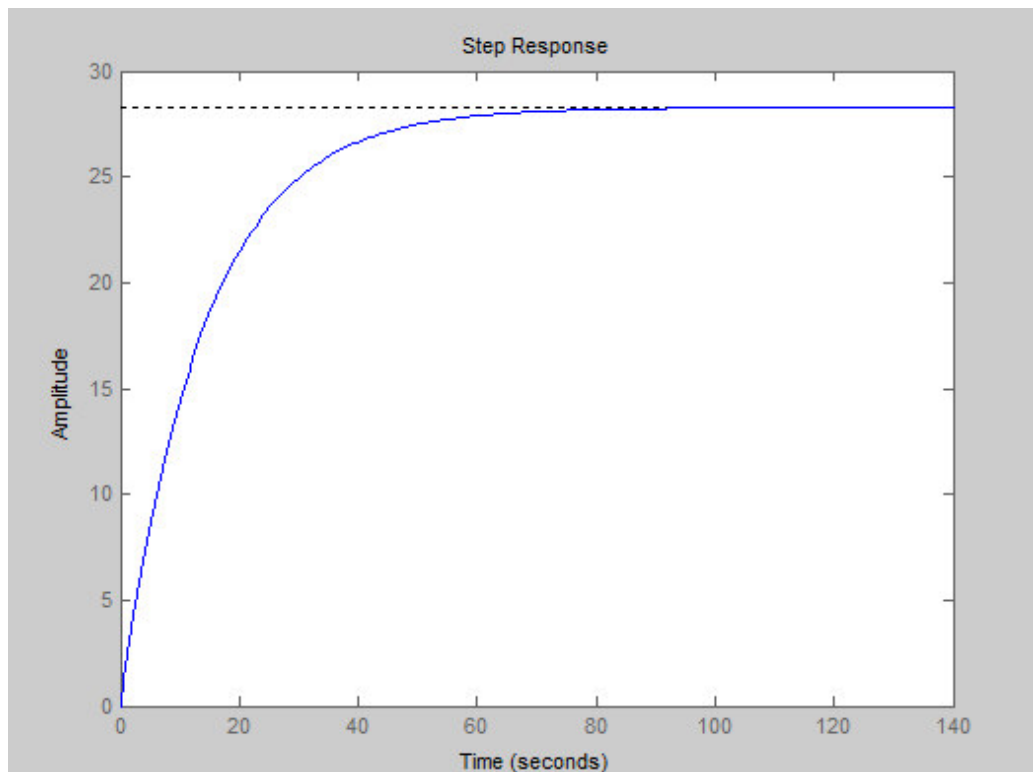


Figura 35 Tiempo de respuesta del sistema de lazo abierto

Fuente: Elaboración Propia

3.7.5.1 Control PID de lazo cerrado

Se denomina a la Ec. del control PID como F_p y F_t la Ec. del sistema de lazo abierto anteriormente dicho.

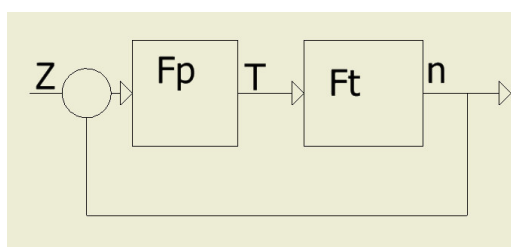


Figura 36 Diagrama de bloques de lazo cerrado

Fuente: Elaboración Propia

Donde la Ec. de un sistema PID es;

Ec. 31

$$Fp = Kp + \frac{Ki}{s} + sKd$$

Y la Ec. de transferencia de nuestro sistema es;

Ec. 32

$$Ft = \frac{0.0353}{0.1648s + 1}$$

Obtenida mediante las especificaciones de diseño del sistema y ecuaciones fundamentales que relacionan nuestras variables de entrada y salida.

Si resolvemos el diagrama de bloques tenemos una Ec.

Función de transferencia del sistema del sistema de lazo cerrado.

Ec. 33

$$FT = \frac{0.0353s^2Kd + 0.0353sKp + 0.0353Ki}{s(0.1648s + 1)}$$

3.7.5.2 Error de estado estable del sistema

Ec. 34

$$E(s) = Z(s) * \frac{1}{1 + Fp * Ft}$$

Siendo los valores de Kd, ki y kp diferentes de cero.

Si tenemos una entrada Z igual a escalón de magnitud B

$$E(s) = \frac{B}{s} * \frac{s(Gs + 1)}{s^2(G + KdA) + s(1 + KpA) + KiA}$$
$$\lim_{s \rightarrow 0} E(s) = 0$$

Si la entrada es rampa de magnitud B

$$E(s) = \frac{B}{s^2} * \frac{s(Gs + 1)}{s^2(G + KdA) + s(1 + KpA) + KiA}$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} E(s) = B/KiA$$

Donde Ki*A se conoce como el coeficiente de error de velocidad.

3.7.5.3 Razón de amortiguamiento, Frecuencia natural y Frecuencia de trabajo

Con el sobrepaso porcentual de 20% como condición de diseño podemos obtener la razón de amortiguamiento del sistema.

Ec. 35

$$Sm = e^{\frac{-\pi\zeta}{\sqrt{1-\xi^2}}} = 0.20$$

$$\ln(0.20) = \frac{-\pi\zeta}{\sqrt{1-\xi^2}}$$

$$-\pi\zeta = \sqrt{1-\xi^2} * \ln(20)$$

$$(-\pi\zeta)^2 = \ln(20)^2 - \xi^2 * \ln(20)^2$$

$$\xi = \sqrt{\frac{\ln(20)^2}{\pi^2 + \ln(20)^2}}$$

$$\xi = 0.4559$$

La relación de amortiguación es menor a 1 y mayor a cero por lo que es un sistema sub amortiguado.

Frecuencia de trabajo

Ec. 36

$$\omega_t = \frac{\pi - \phi}{ts}; \phi = \arccos(0.4559)$$
$$\omega_t = \frac{\pi - 1.09}{4} = 0.5110 \text{rad/s}$$

Frecuencia Natural

Ec. 37

$$\omega = \frac{\omega_t}{\sqrt{1 - \xi^2}} = 0.5738 \text{rad/s}$$

Tiempo pico

Ec. 38

$$tp = \frac{\pi}{\omega} = 6.14 \text{s}$$

Tiempo de Estabilización

Ec. 39

$$ts = \frac{1}{\xi * \omega} = 3.82 \text{s}$$

3.8 Simulación del sistema de control

Para obtener una respuesta en el tiempo más real, se utilizó Matlab con su Works pace SISO (single in single output). En el cual tenemos que ingresar la Ec. de transferencia del sistema de ciclo abierto que relaciona la apertura del inyector con la potencia generada.

$$Ft = \frac{0.0353}{0.1648s + 1}$$

Con la Ec., la cual es la Ec. de planta del sistema podemos hallar la Ec. del compensador que es la Ec. que se utilizaría en un PLC. Además de poder determinar las constantes del sistema de control K_p , K_d y K_i . Donde

K_p = Constante proporcional del sistema de lazo cerrado

K_i = Constante integral del sistema de lazo cerrado

K_d = Constante derivativa del sistema de lazo cerrado

Utilizando la herramienta SISO de Matlab se logró conseguir la Ec. de transferencia del sistema y sus constantes, introduciendo la Ec. de transferencia del sistema como planta y enseñándole al sistema que queremos un control PID para hacer estable nuestra función a cierta respuesta en el tiempo. Cuando obtuvimos el lugar geométrico de las raíces variamos las constantes para encontrar la región en donde nuestro diseño cumple las especificaciones de diseño. Con esto pudimos hallar las constantes del sistema y su lugar geométrico donde debe trabajar el sistema.

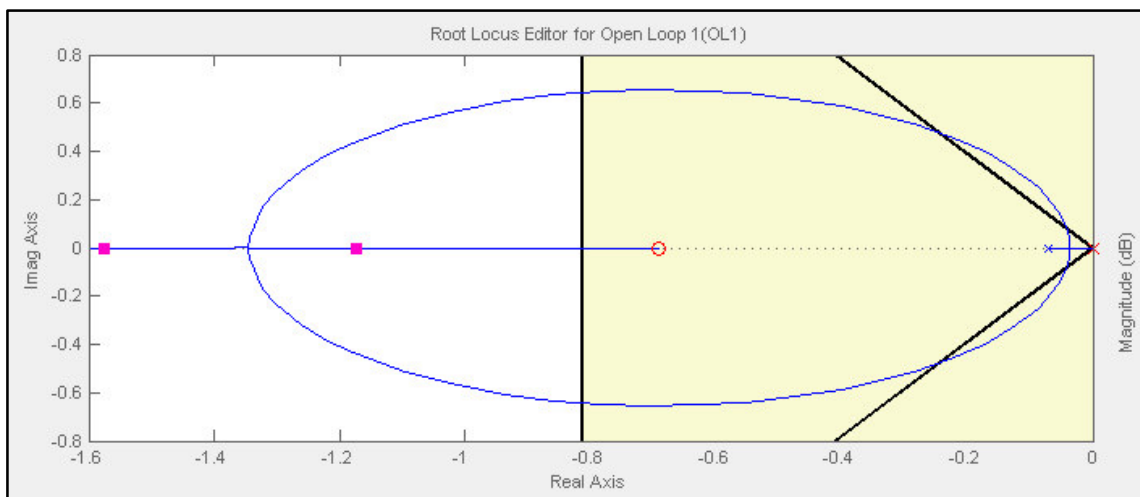


Figura 37 Lugar geométrico de las raíces con las especificaciones de diseño del sistema

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 37 podemos observar la línea que cruza el eje de los imaginarios que representa la línea donde queremos que nuestro sistema se vuelva estable, esto quiere decir que representa el tiempo que queremos que el sistema se vuelva

estable, que es de 45 segundos. Las líneas que tienen una inclinación de 45 grados representan el sobrepaso porcentual de diseño de 20%. Los puntos de color lila son representados por las constantes o ganancias del sistema dependiendo de los parámetros seleccionados anteriormente.

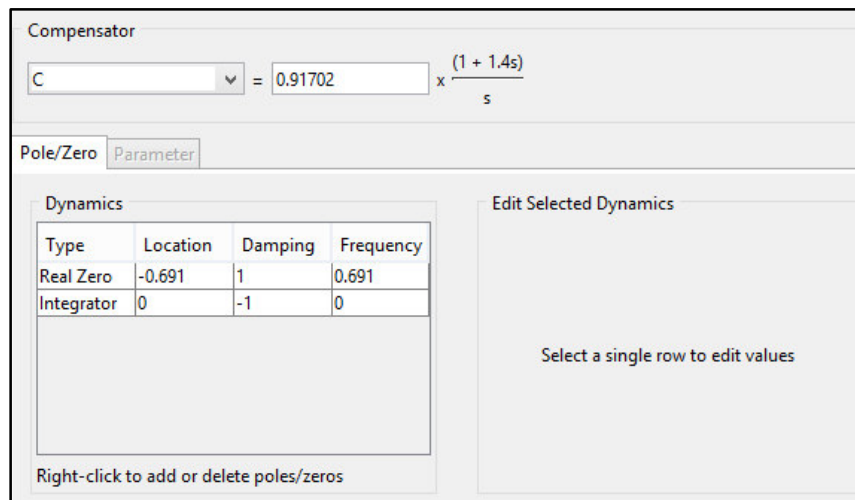


Figura 38 Presentación del compensador del sistema

Fuente: Elaboración Propia

3.9 Simulación en Lab View

Se realizó dos tipos de simulaciones en Lab View, primero solamente del control PID con la ecuación característica de todo el sistema para observar su tiempo de respuesta y cambiando las variables del controlador como se podía obtener una respuesta más rápida. La segunda prueba es como el sistema se comportaría al momento de prender la turbina y la variación de apertura de la aguja con respecto a la velocidad de salida rpm. La cual por diseño queremos que sea de 1200rpm.

3.9.1 Simulación del controlador

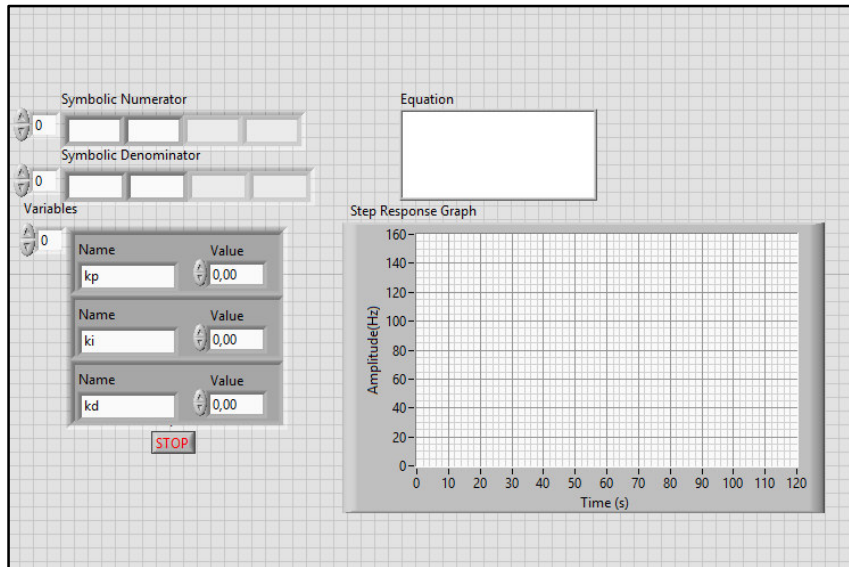


Figura 39 Pantalla de inicio del controlador PID

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 39 podemos observar la pantalla de inicio del controlador en la cual se especifica los valores del numerador, denominador. Los valores que van a tener cada variable, al momento de comenzar a correr el programa observamos la ecuacion en su recuadro y en la grafica podemos ver el tiempo de respuesta.

Según el sistema de control la ecuacion con las variables de control es;

Ec. 40

$$FT = \frac{0.0353s^2Kd + 0.0353sKp + 0.0353Ki}{s(0.1648s + 1)}$$

Debemos de introducir esta ecuacion y comenzar a cambiar las constantes para encontrar la respuesta del sistema en el tiempo y que se establezca lo mas rapido posible.

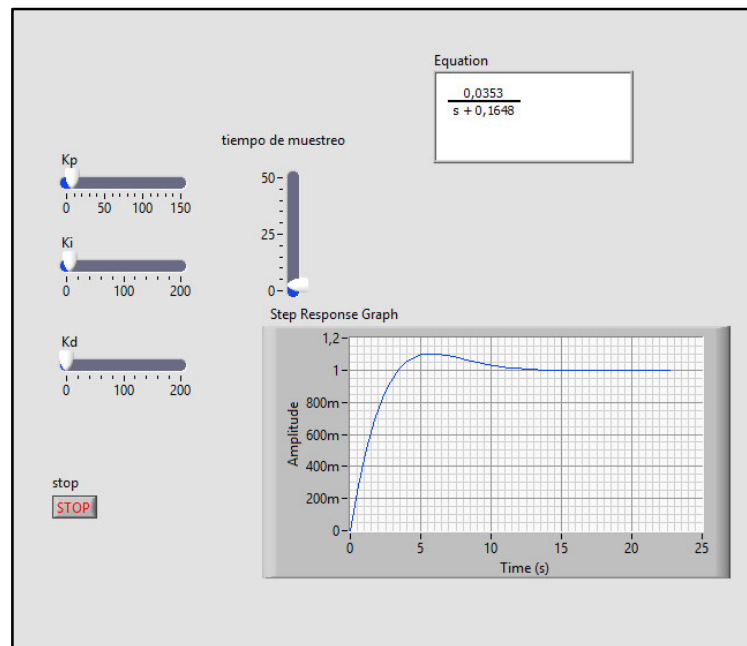


Figura 40 Ec. característica del sistema con sus variables

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 40 podemos observar las variables de nuestra Ec. de transferencia que deben ir en el numerador y denominador, entonces se varia el valor de kp, ki y kd para obtener la respuesta deseada y utilizando un valor de 8.08 para ki y 19.69 para kp obtenemos que el sistema se estabilice en aproximadamente 5 segundos, nuestro control entonces sería un PID con un valor en la ganancia del derivador de cero para que genere la respuesta que queremos.

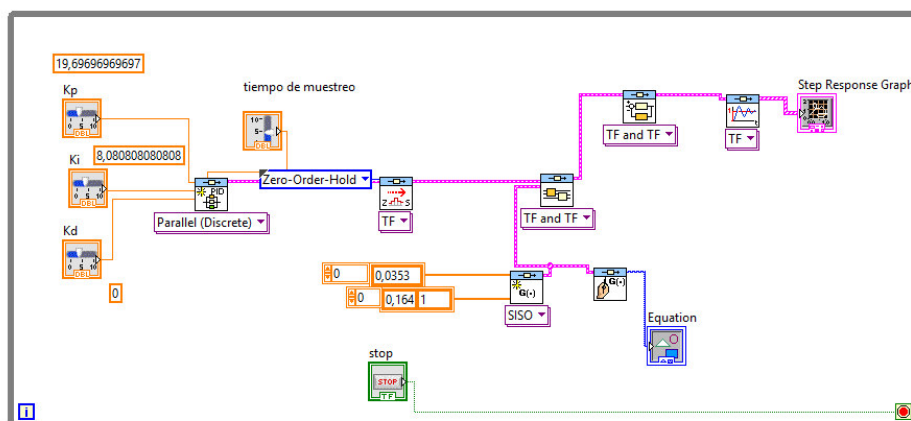


Figura 41 Programación del sistema de control

Fuente: Elaboración Propia

3.9.2 Simulación del sistema mecánico

Como segunda parte se simula la respuesta del sistema al momento de abrir la válvula y como va variando el torque y la apertura para obtener las rpm deseadas de 1200rpm, este sistema es lo que debería de ser programado el plc para que según estas dos variables pueda llegar al valor deseado y conectarse con la red en un tiempo de 5 segundos.

Podemos describir como una sola variable de entrada la apertura de la aguja y salida las rpm del sistema, pero sabemos que al variar la apertura de la aguja cambia el caudal y por lo tanto cambia el torque generado en el rodete por este caudal, por lo tanto tenemos que tener en cuenta la variable de torque que se relaciona con las rpm del sistema como lo deducimos anteriormente.

El programa muestra tres leds lo cuales cambian su brillo si el programa manda a abrir o cerrar la válvula, esto se puede entender como pulsos que nuestro plc enviaría a válvulas lineales o proporcionales para abrir o cerrar manteniendo un caudal en el pistón de apertura o cierre de la válvula. Lo que se quiere explicar es que cada vez que el sistema prenda el led de abrir la válvula, este envía un voltaje a la válvula lineal y deja pasar el aceite del servomotor o pistón para que se mueva y abra la aguja, lo mismo ocurrirá cuando pida cerrar la válvula. Lo que se refiere cuando se conecta el sistema se cierra y el pistón se queda en la posición. Una vez conectado el sistema a la red uno puede variar el caudal y para aumentar la potencia y siempre la turbina se encontrara conectada a la red o generador.

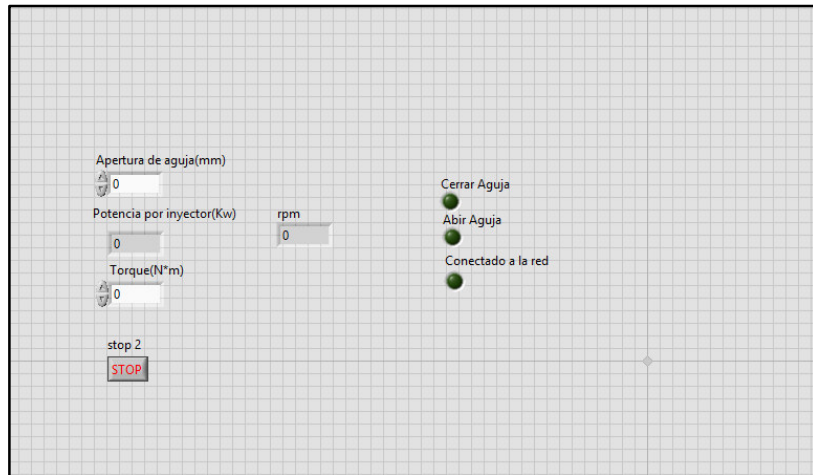


Figura 42 Programa que representa la entrada de apertura de la válvula y salida rpm

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 42 podemos observar los leds que marcan si la válvula debe de abrir o cerrar, en el instante se encuentran apagados ya que la turbina se encuentra apagada.

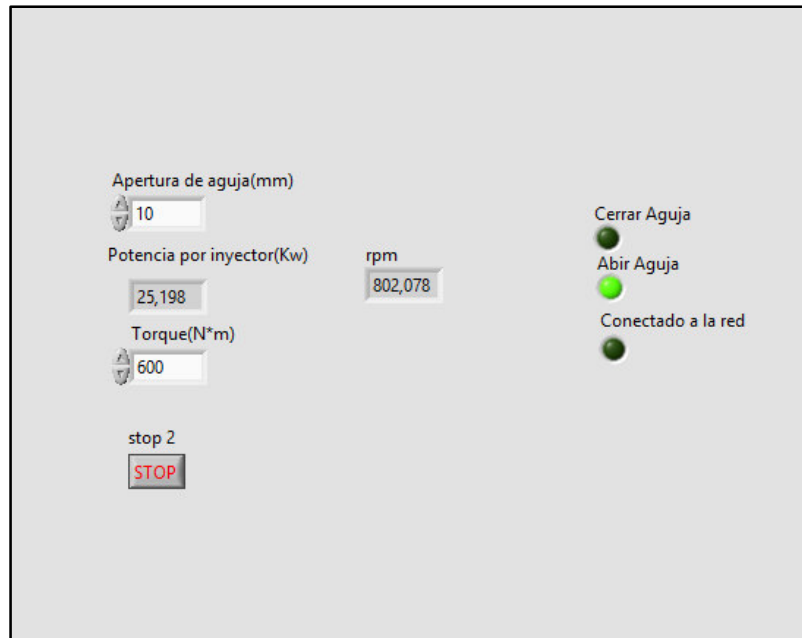


Figura 43 Programa en simulación de apertura de válvula

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 43 se observa como la apertura va variando y el torque también y el sistema pide abrir la aguja esto se refiere a dejar pasar aceite para abrir la válvula.

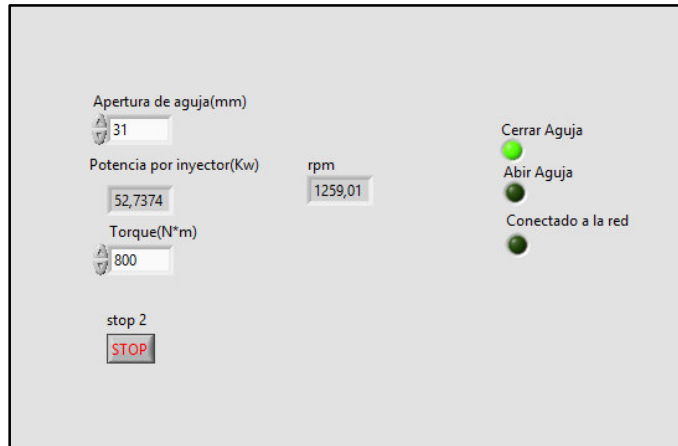


Figura 44 Programa pasado de 1200 rpm, pide cerrar la válvula

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 44 se observa como el programa se paso de 1200rpm entonces debe volver a cerrar aguja para poderse conectar a la red de 1200rpm.

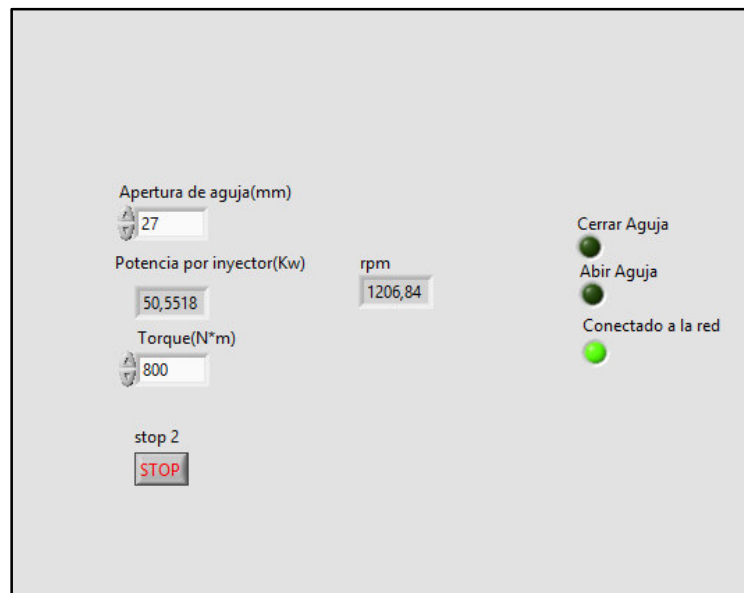


Figura 45 El sistema se encuentra conectado a la red

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 45 el sistema se encuentra conectado a la red ya que su valor de rpm esta por dentro del rango de tolerancia del sistema entonces se conecta a la red, el rango depende del porcentaje de error del equipo sobre el valor deseado de

1200rpm. Posterior a la explicación de las simulaciones se explica los instrumentos que deben de ser utilizados en este tipo de sistema de regulación de velocidad de una turbina Pelton.

En la Figura 46 se muestra la programación del sistema donde se puede ver que la variable de entrada es la apertura de la aguja y la salida son las rpm del sistema, también existe otra variable de entrada la cual es el torque, el torque es una variable de entrada ya que va a ser leído por el instrumento de medición que se conoce como torqui metro entonces es una variable de entrada al sistema de control.

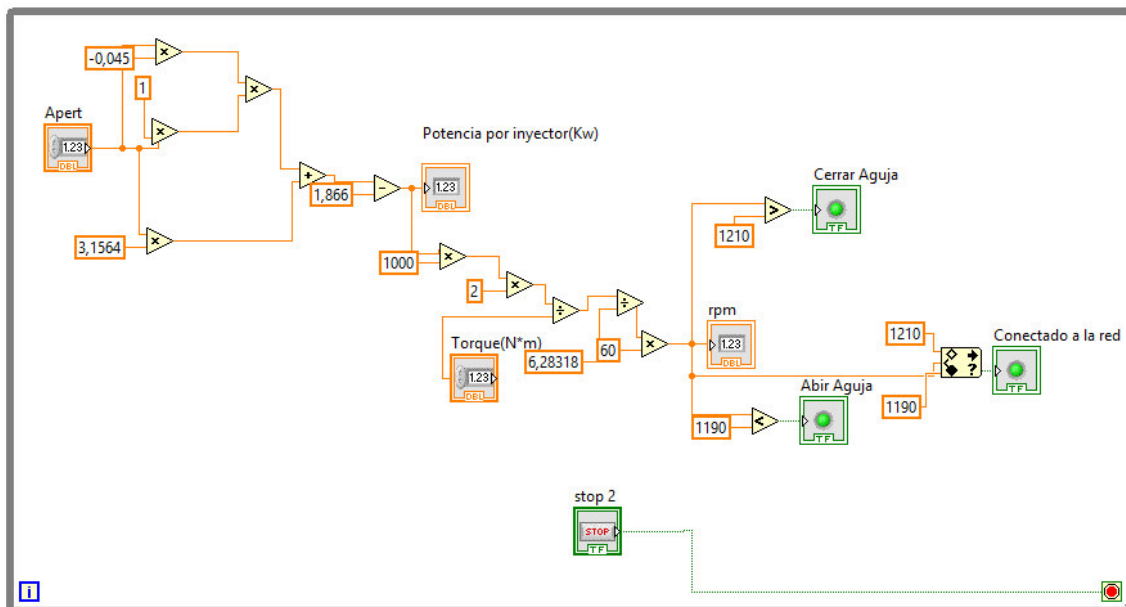


Figura 46 Programación del sistema de control

Fuente: Elaboración Propia

Se puede observar la programación utilizada para obtener rpm y la relación mecánica o ecuaciones fundamentales que existen entre la apertura y las rpm, se puede decir que para encontrar una relación entre la apertura y potencio se realizó una prueba en el laboratorio de turbina de la empresa Delta Delfini para determinar esta relación.

La cual es una Ec. del siguiente orden.

$$y = -0.045 * x^2 + 3.1564 * x - 1.866$$

Donde y representa a la potencia y x a la apertura de la aguja o carrera del pistón. La siguiente relación del programa es la Ec. de potencia= torque * velocidad angular, en la cual el torque es una variable de entrada y la potencia depende de la apertura, lo cual se explicó anteriormente.

Después obtenemos las rpm la cual entra a un sistema de comparación para saber si se debe abrir, cerrar o mantener la aguja en la posición deseada. Este tipo de programación es como se programaría el plc, más el controlador PID que interviene cuando se genere las entradas de los instrumentos de medición.

3.10 Selección de instrumentos

Para el sistema de control se necesita ciertos elementos para poder controlar el sistema.

3.10.1 Transductor de posición

Para saber la apertura de la aguja se necesita un transductor de posición lineal el cual debe de estar ubicado en el pistón, ya que el mismo desplazamiento lineal del pistón es el de la aguja. Entonces para este tipo de sistemas se utiliza un transductor de posición lineal tipo MLDT en el pistón o servomotor. Existe una gran variedad de instrumentos para medir posición en el mercado, pero se necesita un sensor pequeño y que su detección sea altamente precisa.

Por lo tanto se selecciona un transductor de desplazamiento Micro pulse AR de la compañía Balluff.

Lo importante para el sistema es la salida que genera este transductor el cual es un voltaje de 0-30 Voltios, lo cual el PLC debe convertir a posición debido a la relación de voltaje/posición que se encuentra en el datasheet del instrumento o se

la realiza al momento de calibrar el equipo, esta segunda opción es la más precisa para obtener esta relación.



Figura 47 Transductor de desplazamiento micro pulse AR

Fuente: Catalogo Balluff

3.10.2 Instrumento de torque y rpm

El siguiente instrumento de medición que se debe seleccionar es un instrumento que pueda medir las rpm y el torque del sistema, existen varios instrumentos que pueden medir torque y otros las rpm, pero lo más factible sería un instrumento que pueda medir las dos medidas a la vez y se lo conoce como torquímetro, el cual tiene dos salidas una de torque y la otra de rpm.



Figura 48 Torquímetro de apoyo en la carcasa

Fuente: Catalogo Himmelstein

El torquímetro debe de ser un torquímetro que se pueda acoplar a la base donde van apoyadas las chumaceras por lo tanto se selecciona el tipo de instrumentos que se observa en la siguiente Figura 48.

El torque de diseño de la turbina es alrededor de 870 N*m por lo tanto se debe elegir un instrumento que soporte este tipo de carga por lo tanto se selecciona un torquimetro de la marca himmelstein, el cual da dos señales de salida una equivalente al torque y la otra a las rpm. El modelo seleccionado debe de ser el 39061 X, ya que según la tabla a continuación soporta las rpm y carga de diseño;

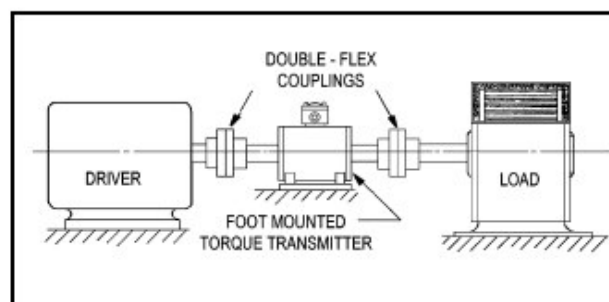
Tabla 23 Selección de torquímetro

Standard Ratings, Compact Flanged Transmitter Models

MCRT® MODEL	TORQUE RANGE		TORQUE OVERLOAD		SPEED RATING [rpm]	SHAFT STIFFNESS*		ROTATING INERTIA		MAX WT. [lb]
	[lbf-in]	[N-m]	[lbf-in]	[N-m]		[lbf-in/rad]	[N-m/rad]	[ozf-in sec ²]	[N-m sec ²]	
39060X(5-2)	500	56.5	2,000	226	0 to ±8,000	6.02x10 ⁵	6.80x10 ⁴	0.6	0.0042	12½
39060X(1-3)	1,000	113	4,000	452	0 to ±8,000	1.38x10 ⁶	1.56x10 ⁵	0.6	0.0042	12½
39060X(2-3)	2,000	226	8,000	904	0 to ±8,000	2.64x10 ⁶	2.98x10 ⁵	0.6	0.0042	12½
39061X(3-3)	3,000	339	12,000	1,360	0 to ±8,000	2.43x10 ⁶	2.75x10 ⁵	0.9	0.0064	15½
39061X(5-3)	5,000	565	20,000	2,260	0 to ±8,000	2.93x10 ⁶	3.31x10 ⁵	0.9	0.0064	15½
39061X(12-3)	12,000	1,360	36,000	4,070	0 to ±8,000	3.53x10⁶	3.99x10⁵	0.9	0.0064	15½
39070X(12-3)	12,000	1,360	48,000	5,420	0 to ±5,500	6.80x10 ⁶	7.68x10 ⁵	8.24	0.058	51
39070X(24-3)	24,000	2,710	96,000	10,800	0 to ±5,500	1.22x10 ⁷	1.38x10 ⁶	8.27	0.058	51½
39070X(48-3)	48,000	5,420	192,000	21,700	0 to ±5,500	1.79x10 ⁷	2.02x10 ⁶	8.33	0.059	52
39080X(1-5)	100,000	11,300	400,000	45,200	0 to ±3,600	3.92x10 ⁷	4.43x10 ⁶	54.5	0.38	153
39080X(25-4)	250,000	28,200	750,000	84,700	0 to ±3,600	5.95x10 ⁷	6.74x10 ⁶	54.9	0.39	155
39090X(5-5)	500,000	56,500	2,000,000	226,000	0 to ±1,800	1.52x10 ⁸	1.72x10 ⁷	482	3.40	979
39090X(1-6)	1,000,000	113,000	4,000,000	452,000	0 to ±1,800	1.77x10 ⁸	2.00x10 ⁷	493	3.48	998
39091X(15-5)	1,500,000	170,000	6,000,000	678,000	0 to ±1,200	2.82x10 ⁸	3.19x10 ⁷	1,838	12.98	1,502
39091X(2-6)	2,000,000	226,000	7,350,000	830,000	0 to ±1,200	2.92x10 ⁸	3.30x10 ⁷	1,852	13.08	1,516

*Stiffness is conservatively rated from flange face-to-face.

En la Tabla 23 podemos observar el torquimetro que funciona para nuestro sistema, el cual esta sombreado de azul, con este instrumento vamos a tener las dos variables de control de rpm y torque. El instrumento va ubicado entre la turbina y el generador es la localización correcta para leer las variables.



Foot Mounted Installation

Figura 49 Acople entre la turbina, generador e instrumento de medición.

Fuente: Catalogo Himmelsstein

En la Figura 49 se observa como es el acople entre el rodete y generador, el instrumento debe ir acoplado con un acople flexible de cada lado seleccionado anteriormente, el cual es un lovejoy C285.

3.11 Ubicación de los instrumentos

Los instrumentos de medición que existen en el sistema deben de ser ubicados en cierto lugar para que realicen su trabajo correctamente.

En el sistema de control hidráulico se debe de utilizar transductores de posición para controlar la carrera del pistón, ya que la señal de posición del pistón genera un cambio en la posición de la válvula de cuatro vías que realiza un nuevo desplazamiento en el pistón, este proceso se repite hasta que el sistema alcanza las rpm deseadas y la bomba debido al sistema de la válvula de cuatro vías recircula el aceite por el sistema sin movimiento alguno del pistón. EL instrumento de posición que se utiliza es el mismo explicado en la sección anterior del sistema de control.

En la bomba se utiliza un manómetro para saber a la presión que está trabajando la bomba, pero este instrumento es sirve solo para saber la presión que existe no es un instrumento que genera algún cambio en el sistema de control de la turbina. Sirve para tener conocimiento de la presión a la que está trabajando la bomba.

El transductor de posición o desplazamiento se debe ubicar en el pistón de doble efecto, ya que debe de medir la posición del pistón que es directamente proporcional a la posición de la aguja. El emite una señal que ingresa al PLC (programmable logic controller) el cual retroalimenta el sistema y mediante la relación mecánica explicada anteriormente en la programación de labview, se emite una nueva posición del pistón el cual genera una nueva posición de la aguja y variación del caudal.

El torquimetro debe ubicarse entre la transmisión de potencia del eje de turbina y el eje del generador, el cual emite una señal de torque que es variable de entrada al sistema de control. La entrada de torque se relaciona con la variable de posición del pistón y se obtiene una medida de rpm. La medida de rpm es igual a la señal obtenida por el torquimetro que es la que se compara para saber si el sistema debe abrir, cerrar o mantener la válvula.

3.12 Sistema de control hidráulico

Para controlar el movimiento de las agujas que controla el caudal de salida y así controlar las rpm de la turbina necesitamos un sistema hidráulico, que tenga las siguientes características;

El pistón tenga una carrera de 0-50mm, ya que la aguja tiene una carrera de 0-50mm y la relación entre la carrera del pistón y la carrera de la aguja es proporcional. El Pistón debe tener un transductor de posición lineal, el cual fue seleccionado anteriormente, el cual emite la señal de donde encuentra el pistón y recibe una nueva posición dependiendo de las rpm que existen en el instante del sistema. El pistón debe tener una línea de entrada de aceite y una línea de salida de aceite, para poder desplazarlo positiva y negativamente.

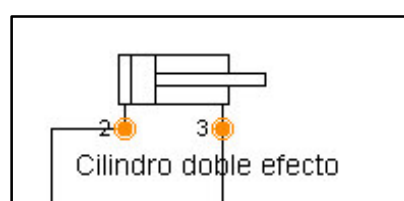


Figura 50 Pistón de doble efecto

Fuente: Elaboración Propia

El movimiento del pistón debe ser relativamente lento para poder controlarlo, ya que si el movimiento es rápido tenemos problemas entre la respuesta del sistema y la señal de posición del pistón. Esto quiere decir que el pistón va a tener un desplazamiento rápido debido al caudal de aceite de entrada o salida, y no es posible controlar su posición, para solucionar el problema se utiliza unas válvulas de estrangulamiento tanto

en la entrada como en la salida de aceite del pistón. Las válvulas se las regula manualmente para que fluya el caudal necesario a la velocidad deseada.

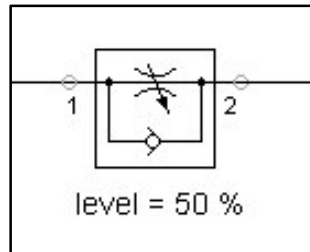


Figura 51 Válvula de estrangulamiento

Fuente: Elaboración Propia

El siguiente control que se necesita para el sistema hidráulico es poder controlar la dirección en la que debe de fluir el aceite, ya que para cierta posición de la aguja el pistón debe de cambiar su posición para alcanzar el caudal necesario que genere las rpm deseadas. Por lo que se utiliza una válvula de 4 vías la cual recibe señal de impulso o voltaje del sistema de labview. Quiere decir que la válvula tiene un movimiento de dos etapas, la primera etapa que es abrir la aguja y la segunda etapa que es cerrar la aguja. El funcionamiento o la posición que debe de tener la aguja se lo dice el programa de lab view que tiene un sistema de leds de abrir o cerrar la aguja, este sistema de prender o apagar los leds genera un voltaje que ubica a la válvula en la posición deseada.

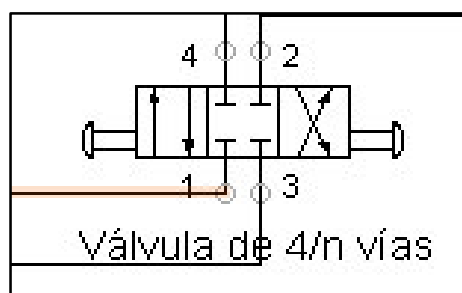


Figura 52 Válvula de 4 vías

Fuente: Elaboración Propia

Para poder mover todo el sistema hidráulico se necesita un equipo motriz el cual tiene integrado la bomba, su reservorio y un medidor de presión.

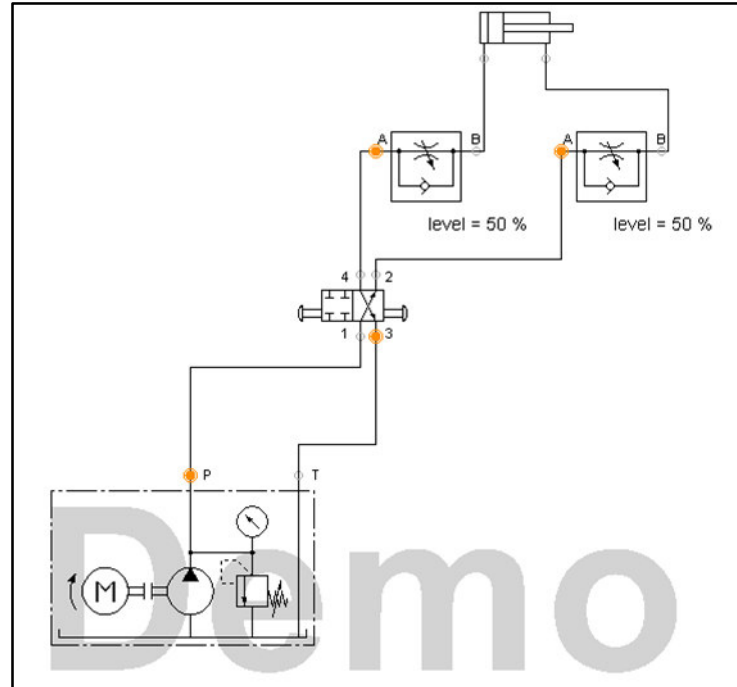


Figura 53 Sistema de control hidráulico

Fuente: Elaboración Propia

Para construir el bosquejo del sistema hidráulico de control se utilizó el programa Festo hydraulic en el cual se puede observar la conexión entre cada parte del sistema. Podemos observar en la Figura 53 Sistema de control hidráulico el pistón el cual se conecta al eje de la aguja que genera el mismo movimiento que ocurre en el pistón.

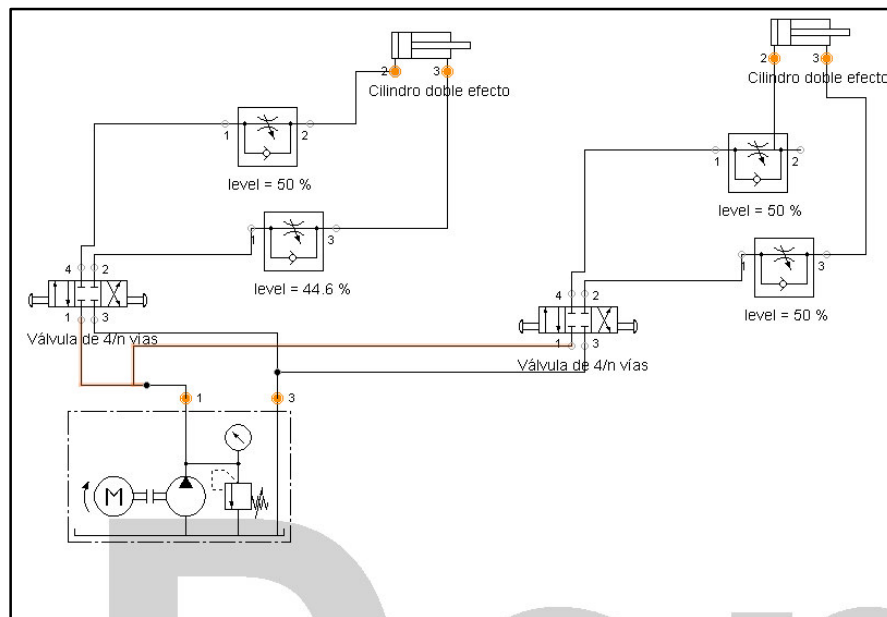


Figura 54 Sistema de control hidráulico con los dos pistones

Fuente: Elaboración Propia

3.13 Análisis de Costos

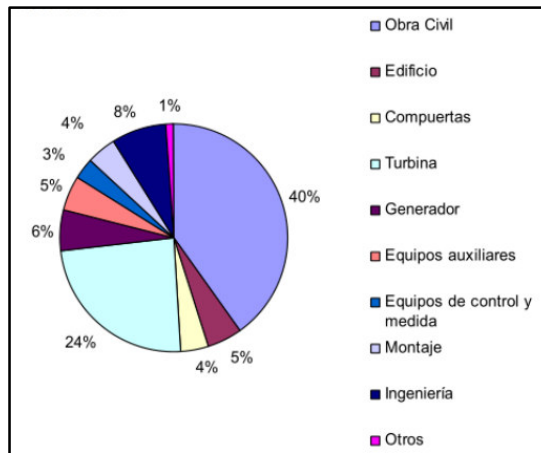
Al calcular el costo de un proyecto de micro hidroeléctrico se debe considerar: Costo de inversión inicial, costos de operación y costos financieros.

3.13.1 Costos de inversión inicial

Para el cálculo de inversión inicial en micro central los costos se dividen en costos directos e indirectos. Los directos incluye; obra civil, generador turbina e infraestructura adicional. Los costos indirectos son; costos legales, costo de ingeniería por diseños y otro tipo de documentos para que la turbina pueda operar sin problemas legales. El costo indirecto por lo general está en un rango de 10-15% del costo directo. (Osorio, 2008)

La obra civil es el costo directo más representativo ya que para las hidroeléctricas se debe de realizar movimientos de tierra, ensamble de tubería y cuartos de máquinas lo cual es lo más costosos para este tipo de proyectos, El costo de obra civil equivale al 40% de los costos directos.

Tabla 24 Costos de instalación de proyecto hidroeléctrico



Fuente: Elaboración Propia

3.13.2 Costos de Materiales

Los materiales bases del proyecto son acero inoxidable 304, tanto para el eje como para el rodete Pelton. Tenemos que cotizar el costo del acero inoxidable en el país, el cual venden por kilogramo. La empresa Ivan Bohman vende el kilogramo de acero inoxidable 304 en $5.84 \frac{\$}{Kg}$. Por lo tanto si queremos saber el precio de los componentes del proyecto que son a base de este material necesitamos el peso base de cada uno. El precio de acero A36 de plancha de bobina es de 0.7 [\$] el kilogramo, lo cual dependiendo del volumen de cada componente podemos sacar el precio.

Para el eje mecánico de dimensiones 63.5 x 800 [mm], tenemos un peso de 20.26 [Kg] y tiene un costo de 118.00 [\$].

Las paletas Pelton las cuales son 22, se debe de comprar un bloque de acero inoxidable de 50x120x120 [mm], debido la geometría de las paletas, que tiene un peso de 5.76 [kg] y un costo de 33.63 [\$]. El Precio es por cada paleta por lo que se debe de multiplicar por 22, por lo tanto tenemos 740.04 [\$], en acero inoxidable para las paletas Pelton.

El rodete es un disco de acero inoxidable 304 de 560 [mm] de diámetro y una altura de 60 [mm], por lo tanto tenemos un peso de 118.22 [kg] y un costo de 690.43 [\$].

La carcasa debe de ser de un acero resistente a la corrosión por lo tanto se utiliza acero A36 con un tratamiento de pintura de grado alimenticio en el interior. Las dimensiones de carcasa que se necesita ara el proyecto es una plancha de espesor 6mm, y área de 3000x1200 [mm]. El peso es de 169.56 [Kg] y tiene un costo de 118.69 [\$].

Tabla 25 Materia prima

Componente	Material	Peso[Kg]	Precio[\$]
Eje Mecánico	Acero inoxidable 304	20.26	118.00
Paletas	Acero Inoxidable	126.72	740.04
Rodete	Acero Inoxidable	118.42	690.43
Carcasa	Acero A36	169.56	118.69
Aguja	Acero inoxidable 304	6.00	16.14

Fuente: Elaboración Propia

3.13.3 Costos de maquinado

Ciertos componentes mecánicos se deben maquinar por lo tanto se debe de considerar los costos que cada pieza requiere, lo importante para el costo de maquinado es el tiempo de maquinado, en el cual se toma en cuenta el trabajo que realiza el operador. En la industria metal metálica, empresas que pueden hacer el maquinado de las paletas Pelton cobran alrededor de 60 dólares la hora de maquinado en Fresadora y alrededor de 25 dólares la hora para el maquinado en torno del eje mecánico.

Ec. 41

$$T_m = \text{precio de maquina} * \text{tiempo}$$

El maquinado de las paletas Pelton se lo realiza en una fresa, el costo de maquinado es de 60 dólares y el tiempo de maquinado por paleta es de 2 Horas estimado, según empresarios que se dedican al maquinado de paletas como la empresa Delta Delfini. Por lo tanto el precio de maquinado por paleta es de 120

dólares, como son 22 paletas tenemos un total de 2640 dólares de maquinado de paletas.

El maquinado del rodete Pelton se realiza en un torno horizontal, el cual toma un tiempo de 5 Horas aproximadamente y tiene un costo de hora de 25 dólares, entonces tenemos un valor de 125 dólares de maquinado del rodete.

El maquinado del eje mecánico, con diámetros de rodete, chumaceras y chavetas tiene un costo de 25 dólares la hora en torno horizontal y toma un tiempo de 6 Horas maquinarlo. Tenemos un valor de 150 dólares de maquinado del eje mecánico.

En la carcasa se debe de maquinar los agujeros por donde entra el inyector por lo que se necesita utilizar una Fresadora para realizar una estrategia de maquinado de perforación helicoidal. Que tiene un tiempo de 1 hora por agujero, lo cual es de 2 horas por los dos agujeros y tenemos un precio de 120 dólares en la carcasa.

Tabla 26 Costos de maquinado

Componente	Material	Tiempo [horas]	Costo [\$]
Eje Mecánico	Acero inoxidable 304	5	125
Paletas	Acero Inoxidable	44	2640
Rodete	Acero Inoxidable	5	125
Carcasa	Acero A36	2	120
Aguja	Acero inoxidable 304	4	100

Fuente: Elaboración Propia

3.13.4 Costos de componente auxiliares

Los componentes auxiliares de la turbina Pelton, son los componentes seleccionados del sistema y la mayoría no se encuentran en el mercado del país, por lo tanto estos precios son directos de las empresas extranjeras. Los precios reales de venta en el Ecuador de la chumacera y acople son los que se presenta en la Tabla 27, los cuales se encuentran en la casa del Ruliman.

Tabla 27 Costos de componentes auxiliares

Componente	Modelo	Cantidad	Precio[\$]
Generador	LIMA SER 441SSL0112	1	13418
Chumaceras de piso	NTN UCP210D1	1	104.72
Acople Flexible	Love Joy C285	2	292.22
Toberas	Cabezal Ojival	2	420.00
Torquimetro	3906 1X (12-3) Himmelstein	1	10000
Display Torquimetro	Display Himmelstein	1	2000
Transductor de posición	Balluff Micro Pulse	1	500

Fuente: Elaboración Propia

3.13.5 Costos de obra civil

La obra civil para un proyecto hidroeléctrico es lo que genera la mayor cantidad de gastos por lo que se considera un precio de 1000-2000 dólares el kilowatt instalado de la turbina. En el cual se toma en cuenta transporte y maquinaria para el movimiento de tierra.

La potencia eléctrica del sistema es alrededor de 100 [Kw].

La inversión inicial de obra civil es;

$$100Kw * \frac{1500 \text{ Dolares}}{1 Kw} = 150000 \text{ dolares}$$

3.14 Ganancia anual del proyecto

Debemos saber la generación anual de electricidad, para obtener un precio en dólares de ganancia debido a la producción generada.

La producción anual;

$$100kwh * \frac{24 \text{ horas}}{1 \text{ dia}} * \frac{355 \text{ dias}}{1 \text{ año}} = \frac{852000kw}{\text{año}}$$

El precio de venta de electricidad producida es de 0.07 [\$] por Kilowatt, por lo tanto al año generamos una ganancia de

$$\frac{852000kw}{\text{año}} * \frac{0.07 \$}{1 kw} = 59640 \$$$

3.15 Inversión total del proyecto

La inversión total del proyecto, se deben sumar los costos de materiales, maquinado, componentes auxiliares y obra civil.

Tabla 28 Inversión total

Componente	Inversión
Materia Prima	1683.3
Maquinado	3110.0
Componente auxiliares	26734.94
Obra Civil	150000
Total	181528.24

3.16 VAN y TIR

Una vez conocidos los costos de inversión inicial, e ingresos debido a la venta de la venta de energía, puede realizarse el análisis a partir de los diferentes métodos de evaluación de la rentabilidad económica. Se propone utilizar el VAN (valor actual neto) y el TIR (Taza Interna de Retorno). Los cálculos se van a realizar con una proyección de 5 años del proyecto.

VAN

$$VAN = -F_0 + \sum_{i=1}^n \frac{F_n}{1 - Cop^n}$$

El VAN nos ayuda a entender en que momento nuestro proyecto se vuelve ganancia, por lo que a medida que van aumentando los años el ingreso varia, no es el mismo y tenemos un valor real del año en que se recupera la inversión y comenzamos a generar ganancias totales.

Tabla 29 Cálculo del VAN

Ganancia anual	59640	59640	59640	59640	59640
Año	1	2	3	4	5

Fuente Propia

$$VAN = -181528.24 + \frac{59640}{1 - 0.1^1} + \frac{59640}{1 - 0.1^2} + \frac{59640}{1 - 0.1^3} + \frac{59640}{1 - 0.1^4} + \frac{59640}{1 - 0.1^5}$$

$$VAN = 44554.3 \$$$

TIR

El TIR se lo realiza para los mismos cinco años de proyección del proyecto, La fórmula del TIR;

$$0 = -F_0 + \sum_{i=1}^n \frac{F_n}{1 - TIR^n}$$

Debemos de despejar el TIR del cual obtenemos una Ec. polinomio y despejamos TIR con métodos de ecuaciones.

$$TIR=19\%$$

En cinco años obtenemos un TIR de 19%, lo cual nos dice que el proyecto es viable y va a generar ganancias para el inversionista si realizamos la proyección para 5 años.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES

El desarrollo del proyecto consta del diseño hidráulico y control de una turbina Pelton para una altura de 150 metros y caudal de 8 metros cúbicos por segundo. En el cual se le da importancia a realizar el diseño de la geometría del rodete y sus paletas, la geometría del inyector, que consta de las dimensiones de la tobera y aguja. Las dimensiones del eje mecánico y sus componentes para que el eje pueda trabajar correctamente y transmitir la potencia al generador. Además del sistema de control para sincronizar al momento del encendido la turbina con las velocidad angular del generador.

Cada decisión tomada con respecto al diseño del sistema hidráulico son fundamentadas con le teoría del libro design of hydraulic turbine de Nicolai Nechleba. El sistema de control es basado en ecuaciones fundamentales de relaciones mecánicas y su desarrollo mediante principios de los sistemas de control.

La importancia del trabajo realizado es solucionar problemas de electricidad a pequeños sectores del Ecuador donde tienen una caída de agua considerable para la instalación de una mini hidroeléctrica. El diseño del proyecto puede soportar las cargas generadas por el agua debido a su pendiente, esto se demuestra durante todo el capítulo 3, fundamentando cada resultado.

Este es un proyecto que genera ganancia netas a partir del año cuatro de su instalación, lo que se demuestra mediante el VAN y TIR.

El proyecto puede servir como referencia para diseño hidráulico y de control de una turbina hidráulica, el cual puede servir para otras localidades del Ecuador, lo que da una ventaja al momento de comenzar un nuevo proyecto ya que se tiene la metodología de cómo controlar el sistema, diseñar su geometría y ensamble.

4.1 Conclusiones

En la definición del problema se citó como región de instalación de la turbina la región de Bucay, pero en el desarrollo del proyecto, se encontró que existen varios sectores del Ecuador en donde se puede realizar este tipo de instalaciones por lo que el proyecto se puede utilizar para otras regiones del país.

Podemos concluir que se diseñó el sistema hidráulico de la turbina Pelton, y se puede controlar el arranque de la turbina hasta llegar a su momento de sincronización con el generador. El cálculo y la metodología de diseño se encuentran explicadas en el capítulo 3.

La utilización de mini hidroeléctricas es una manera que puede ayudar a pequeños inversionistas a generar ganancias económicas y ayudar al país en la matriz productiva, ya que la mayoría de la energía producida por el proyecto puede venderse a la red eléctrica del Ecuador y el Ecuador puede vender su electricidad a países vecinos.

Se logró diseñar y dimensionar el rodete Pelton de acuerdo al caudal y altura neta, se realizaron pruebas en ANSYS para verificar que la geometría de la tobera se encuentre bien diseñada y no ocurra ningún tipo de contra flujo con diferente posicionamiento de la aguja, su explicación más detallada la encontramos en el apéndice de dinámica de fluidos computacional.

Los componentes auxiliares del sistema se seleccionaron adecuadamente debido a las especificaciones del sistema que se fundamentan correctamente durante el desarrollo del proyecto.

Se identificó las variables de entrada del sistema para diseñar un sistema de control que regule la velocidad de la turbina hasta sincronizarla con el generador. A partir del diseño del sistema de control y las fuerzas que actúan en la aguja, se seleccionó el sistema hidráulico que ayuda al PLC a controlar todo el sistema.

Este es un proyecto rentable debido al análisis económico realizado ya que tenemos un TIR de 19%, el TIR debe de ser mayor que cero.

En este trabajo se demostró que es factible técnica y económicamente desarrollar un proyecto hidroeléctrico de relativamente baja inversión inicial; aprovechando las ventajas comparativas del Ecuador, como es el alto nivel de precipitaciones pluviales y geografía, para generar energía eléctrica de forma barata, y de esta forma ayudar al cambio de la matriz energética.

4.2 Recomendaciones

Se realiza el diseño del gobernador de una turbina Pelton, como recomendaciones se debería de realizar la construcción del gobernador mediante el diseño realizado, seleccionando instrumentos, conexiones y PLC del sistema.

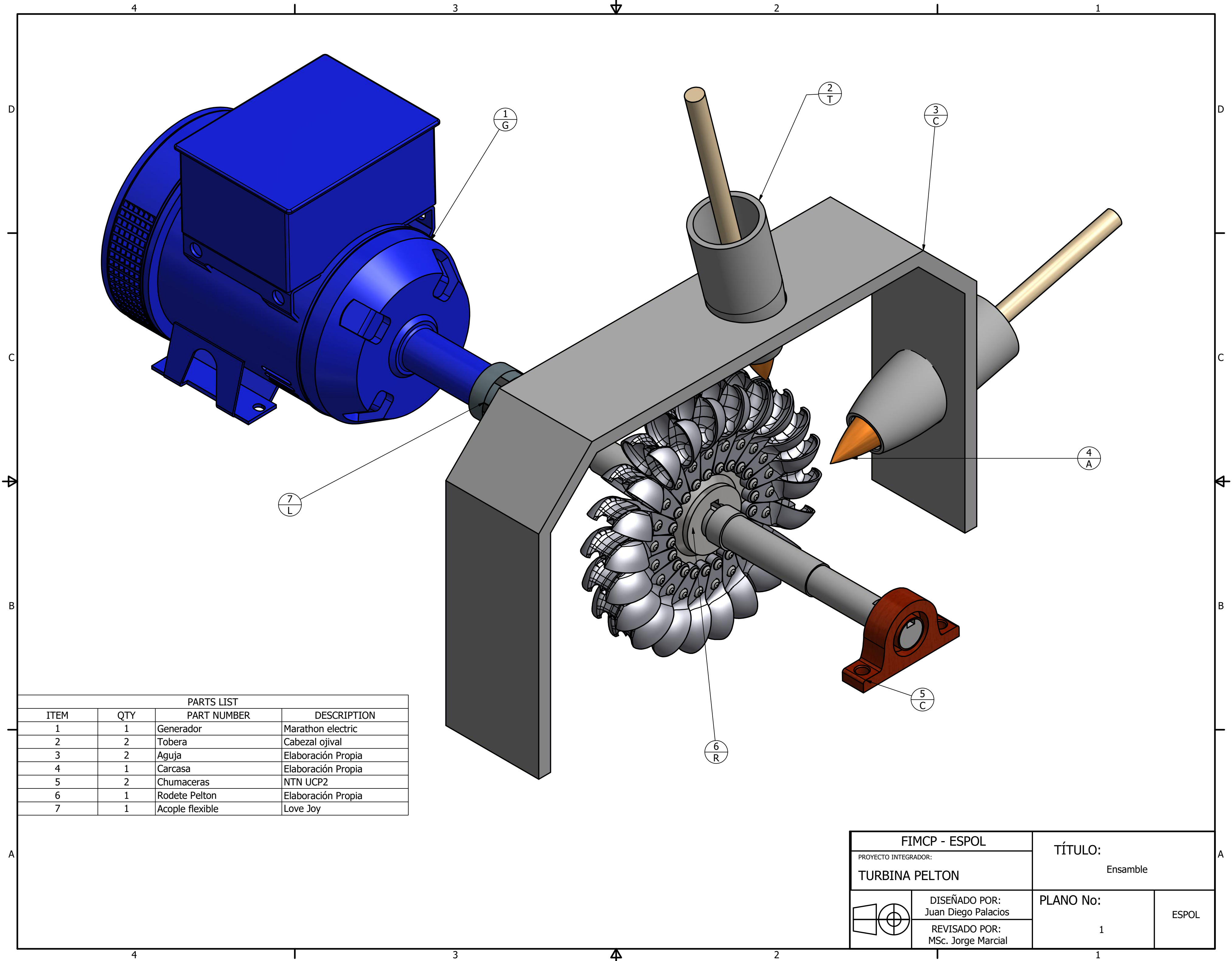
Es necesario buscar nuevas alternativas de generación de energía, ya que en algún momento el petróleo no va a ser la solución, el Ecuador es un país que tiene lo necesario para ser una potencia en proyectos hidroeléctricos, pero se debe de comenzar con este tipo de proyectos mini hidroeléctricos para ir generando ganancias, experiencia y energía limpia. El Ecuador tiene lo necesario para poder realizar proyectos de alta capacidad ingenieril mediante su industria pero debe de comenzar con proyectos pequeños para generar experiencia en el área y después dedicarse a los proyectos grandes que generen ganancias para todo el Ecuador. Es importante recalcar que estos proyectos ayudan al medio ambiente generando energía limpia, lo cual es un gran beneficio para el país.

BIBLIOGRAFÍA

- CELEC. (10 de Diciembre de 2015). *Hidroeléctricas, la obra más trascendental del gobierno del Ecuador, según encuesta*. Obtenido de Corporación Eléctrica del Ecuador : <https://www.celec.gob.ec/78-quienes-somos/303-hidroelectricas-la-obra-mas-trascendental-del-gobierno-de-ecuador-segun-encuesta.html>
- Festo. (2009). *Manual Fluidsim 5*. Dekendorf: Festo.
- Inc., A. (2015). *Using a single rotating reference flame*. Canosburg: Southpointe.
- Nechleba, M. (1957). *Hydraulic Turbines Their Design And Equipment*. Prague: Artia.
- Osorio, J. F. (2008). *Energía Hidroeléctrica*. Zaragoza: Prensa Universitarias de Zaragoza.
- Quantz, L. (1976). *Motores Hidraulicos*. Barcelona: Gustavo Gili.
- Webb, J. W. (5 de Enero de 2016). *PID Theory Explained*. Obtenido de National Instrument: <http://www.ni.com/white-paper/3782/en/>

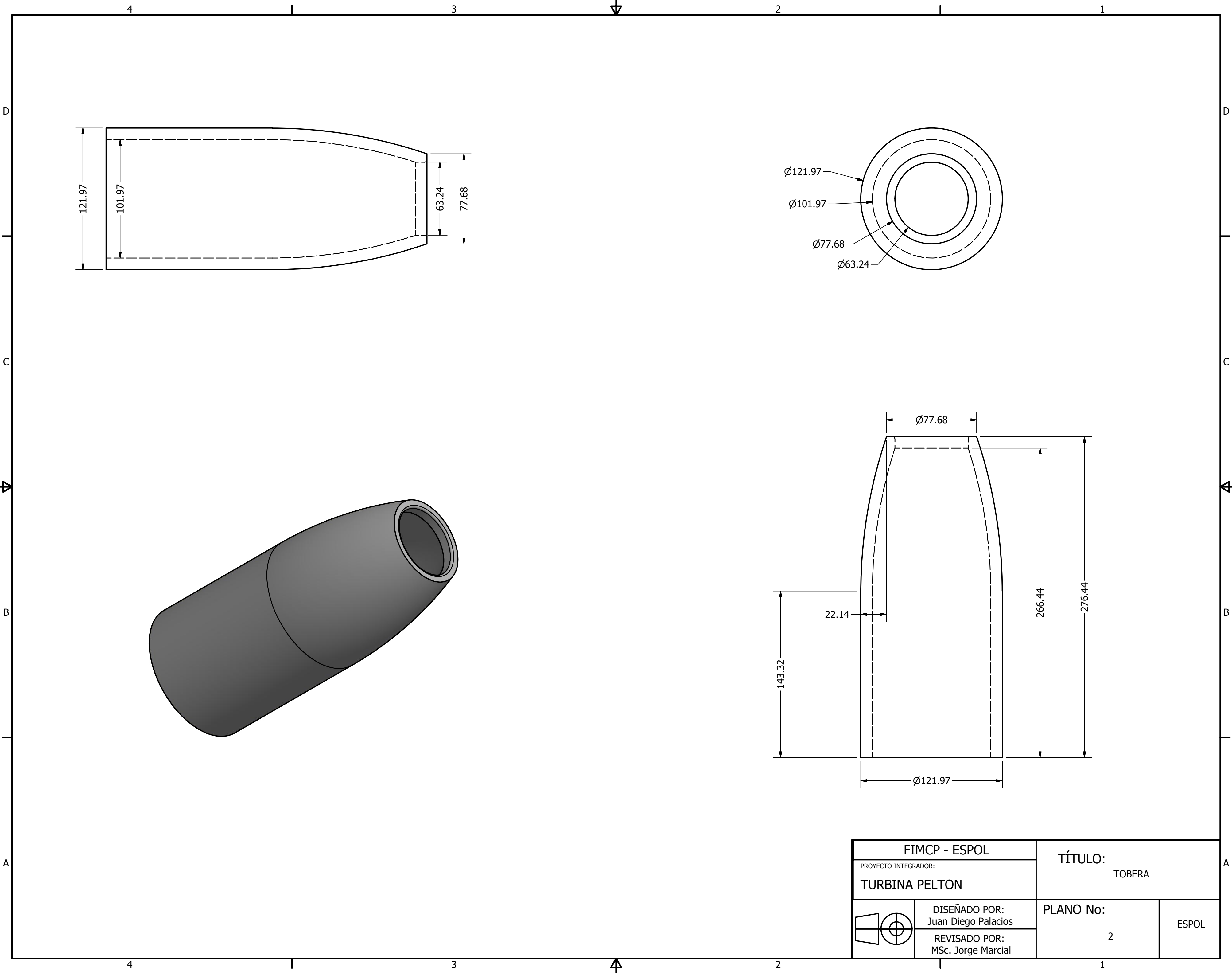
APÉNDICES

APÉNDICE A
Planos Esquemáticos

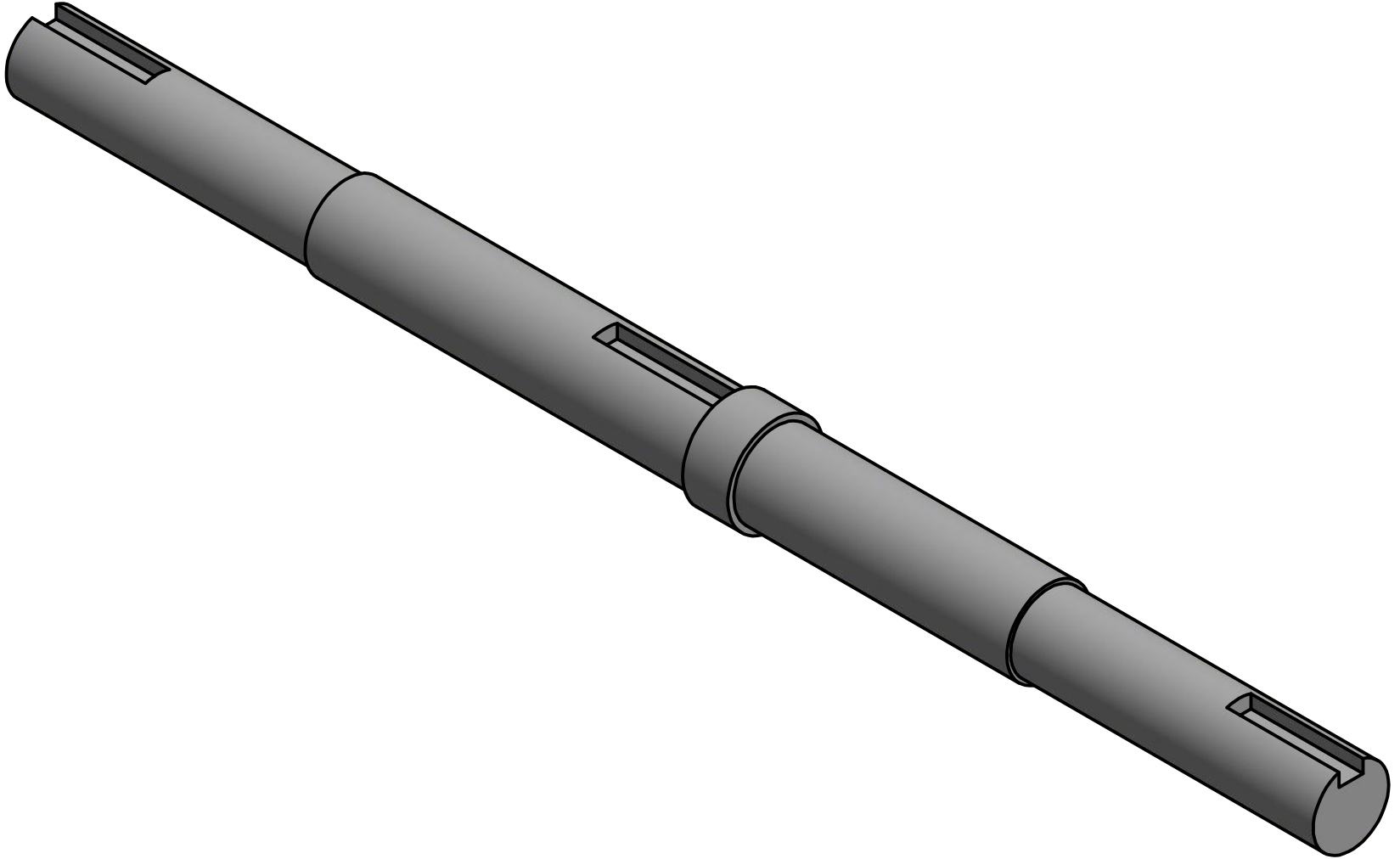
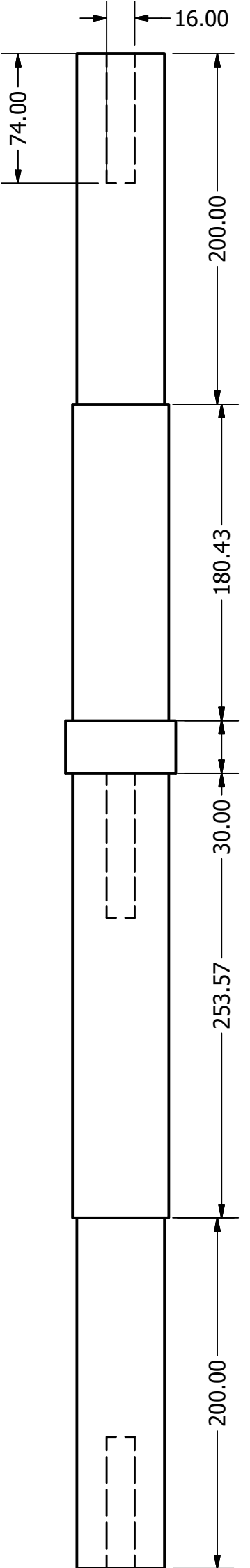
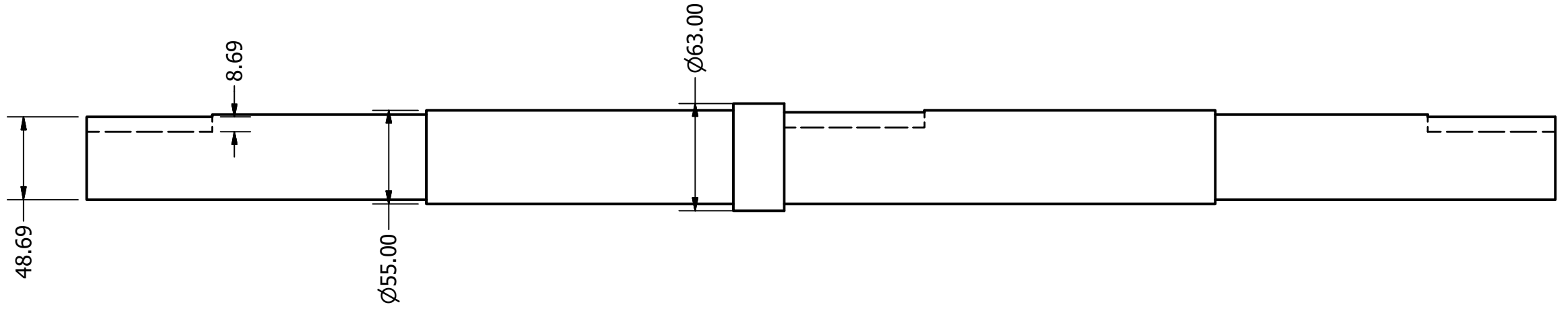


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Generador	Marathon electric
2	2	Tobera	Cabezal ojival
3	2	Aguja	Elaboración Propia
4	1	Carcasa	Elaboración Propia
5	2	Chumaceras	NTN UCP2
6	1	Rodete Pelton	Elaboración Propia
7	1	Acople flexible	Love Joy

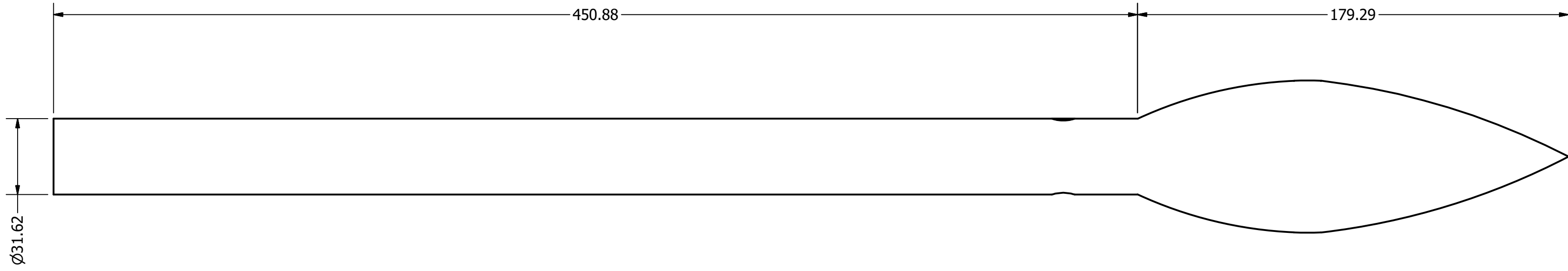
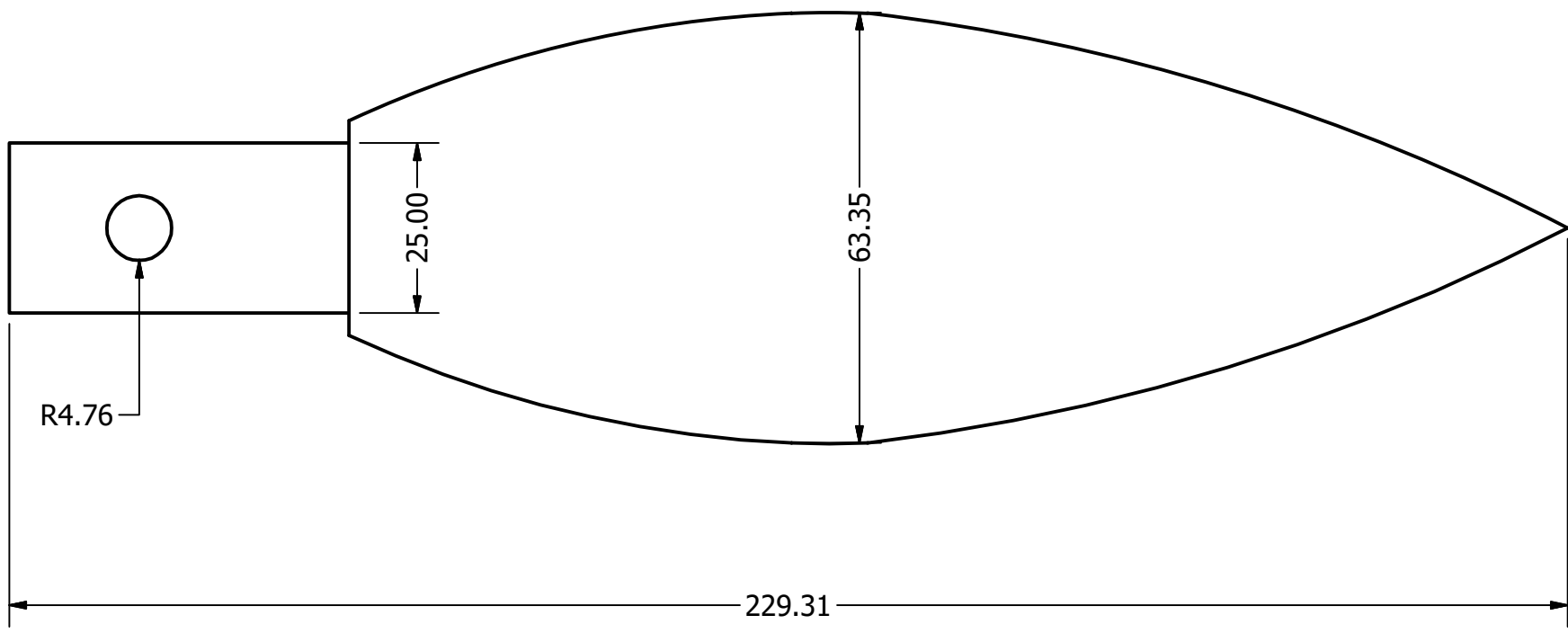
FIMCP - ESPOL		TÍTULO:	
PROYECTO INTEGRADOR:		Ensamble	
TURBINA PELTON		PLANO No:	ESPOL
	DISEÑADO POR: Juan Diego Palacios	1	
	REVISADO POR: MSc. Jorge Marcial		

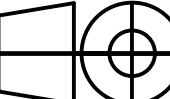


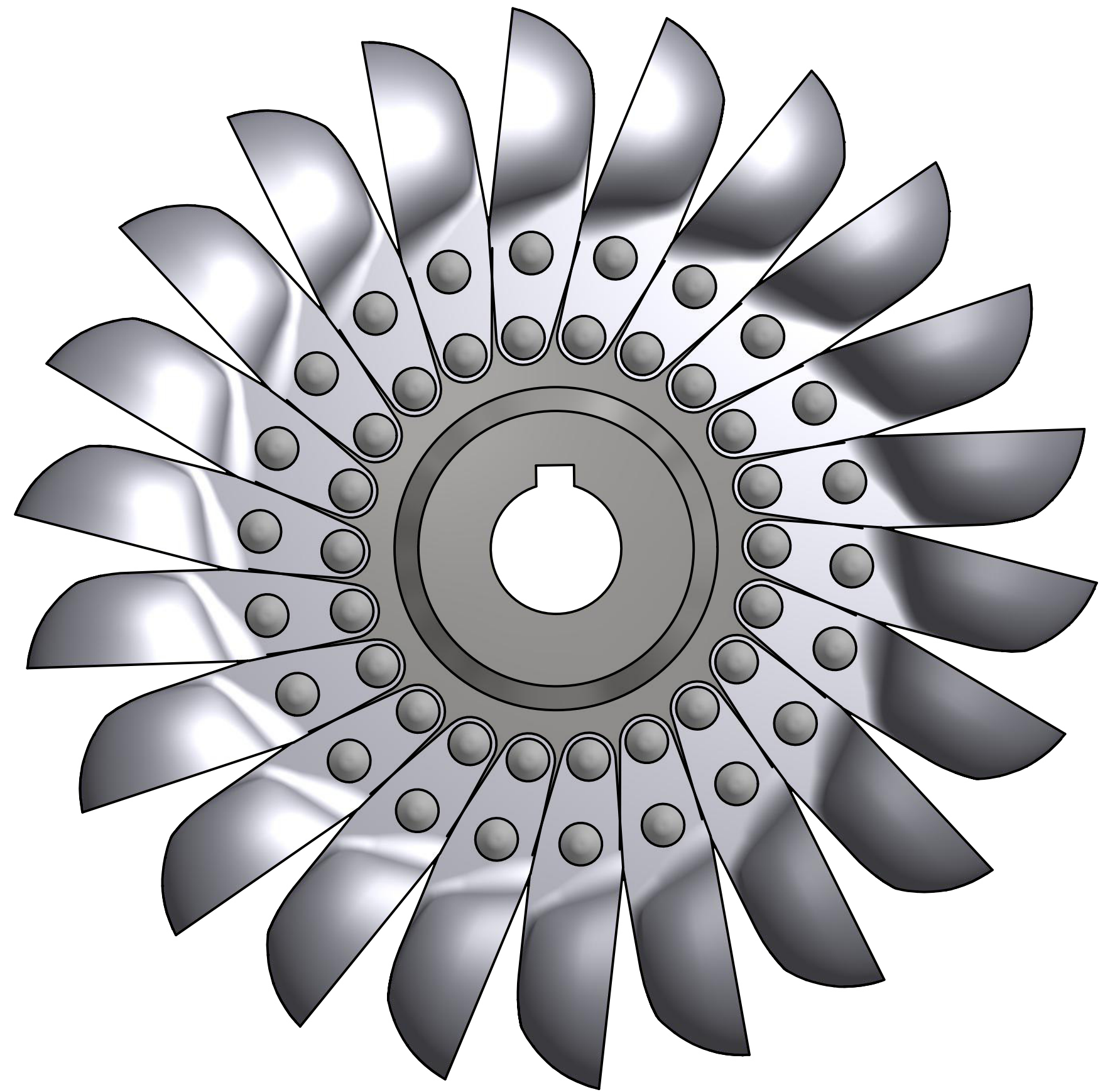
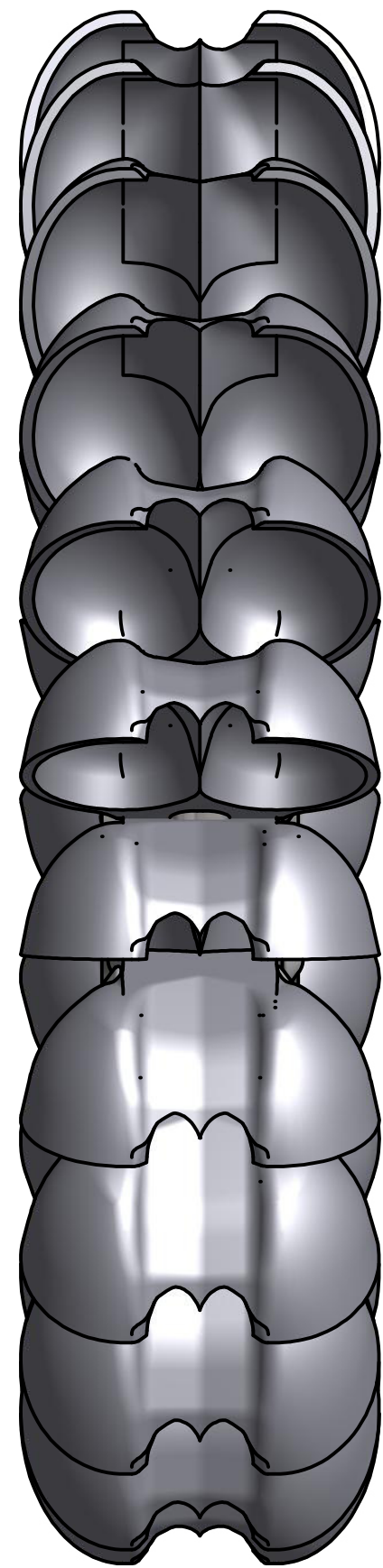
FIMCP - ESPOL		TÍTULO:	
PROYECTO INTEGRADOR:		TOBERA	
TURBINA PELTON		PLANO No:	ESPOL
	DISEÑADO POR: Juan Diego Palacios	2	
	REVISADO POR: MSc. Jorge Marcial		



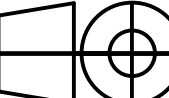
FIMCP - ESPOL		TÍTULO:	
PROYECTO INTEGRADOR:		EJE	
TURBINA PELTON		PLANO No:	ESPOL
	DISEÑADO POR: Juan Diego Palacios	3	
	REVISADO POR: MSc. Jorge Marcial		



FIMCP - ESPOL		TÍTULO:	
PROYECTO INTEGRADOR:		AGUJA	
TURBINA PELTON		PLANO No:	ESPOL
		DISEÑADO POR: Juan Diego Palacios	4
		REVISADO POR: MSc. Jorge Marcial	



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	rodete	
2	22	D7 Parametrizada TN25	
3	44	pin	

FIMCP - ESPOL		TÍTULO: RODETE	
PROYECTO INTEGRADOR: TURBINA PELTON		PLANO No: 5	ESPOL
	DISEÑADO POR: Juan Diego Palacios		
	REVISADO POR: MSc. Jorge Marcial		


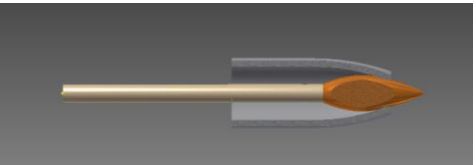
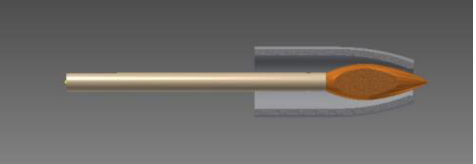
APÉNDICE B

Gráficos

Análisis computacional del fluido utilizando CFD

En Ansys se realizó la simulación de la aguja a diferentes posiciones dentro de la tobera, para observar cómo era el comportamiento del fluido con las restricciones de entrada y salida.

La Aguja se desplazó de la posición de menor desplazamiento, totalmente abierta la agua y salida de caudal máximo, y la posición a punto de cerrar, la aguja cerrada y salida mínima de caudal. Para el análisis computacional se tomaron tres posiciones de la aguja, totalmente abierta, semicerrada y cerrada.

	Abierta	Caso 1
	Cerrada Completamente	Caso 3
	Semi Cerrada	Caso 2

Restricciones del análisis

La presión de entrada al sistema es igual;

$$P_e = \rho * g * H$$

$$P_{entrada} = 9.81 * 1000 * 150 = 1471500 Pa$$

Y la presión de salida es;

$$P_{atm} = P_{salida} = 101130 Pa$$

La restricción del flujo del agua lo da el dibujo en 3D y el mallado, el cual es la pared de la tobera hasta su salida como variable exterior, e interior es la cara de la aguja.

Observación de las simulaciones

En las figuras podemos observar la variación de velocidades dentro del mallado del cuerpo. Su velocidad máxima es de 57 m/s en el caso 1 y la mínima 49 m/s en el caso 3, que es la velocidad de salida de la tobera, en el diseño se utiliza una velocidad del chorro de 53.11 m/s mediante cálculos teóricos, si obtenemos un promedio de las velocidades máxima y media de los resultados de la simulación, obtenemos 53 m/s como velocidad media y de diseño del sistema.

En las Gráficas de Velocidad vs la posición de las partículas de agua dentro de la tobera, donde se observa una velocidad máxima de 57 m/s en el caso 1 y velocidad mínima 49 m/s en el caso 3.

La diferencia entre velocidades ocurre por el posicionamiento de la aguja dentro de la tobera, explicado anteriormente, se realiza las diferentes posiciones de la relación aguja y tobera para observar cómo se comporta el flujo. El cual lo observamos en la simulación dinámica de partículas en cada caso.

En las figuras del movimiento de las partículas dentro de la tobera, para observar alguna irregularidad o contraflujo por la posición de la aguja, lo que ocurre es movimiento lento de ciertas partículas que se encuentran en la cara de la aguja, pero la mayoría se desplaza dentro de la tobera a una velocidad constante.

Caso 1

Aguja totalmente abierta, paso del caudal máximo.

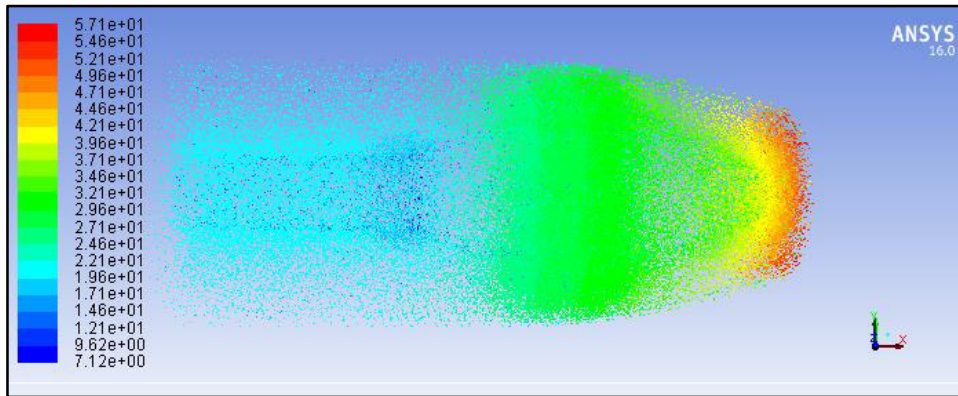
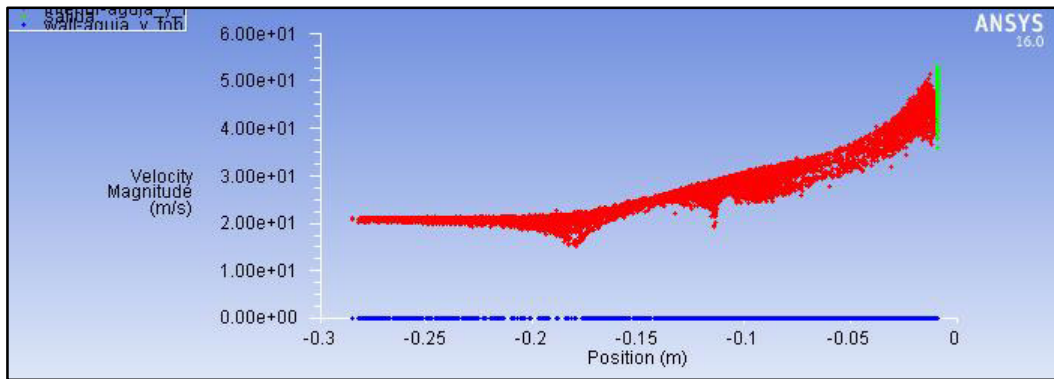


Figura 55 Velocidad de agua en el caso 1

Fuente: Elaboración Propia



Grafica 6 Velocidad vs Posición en el caso 1

Fuente: Elaboración Propia

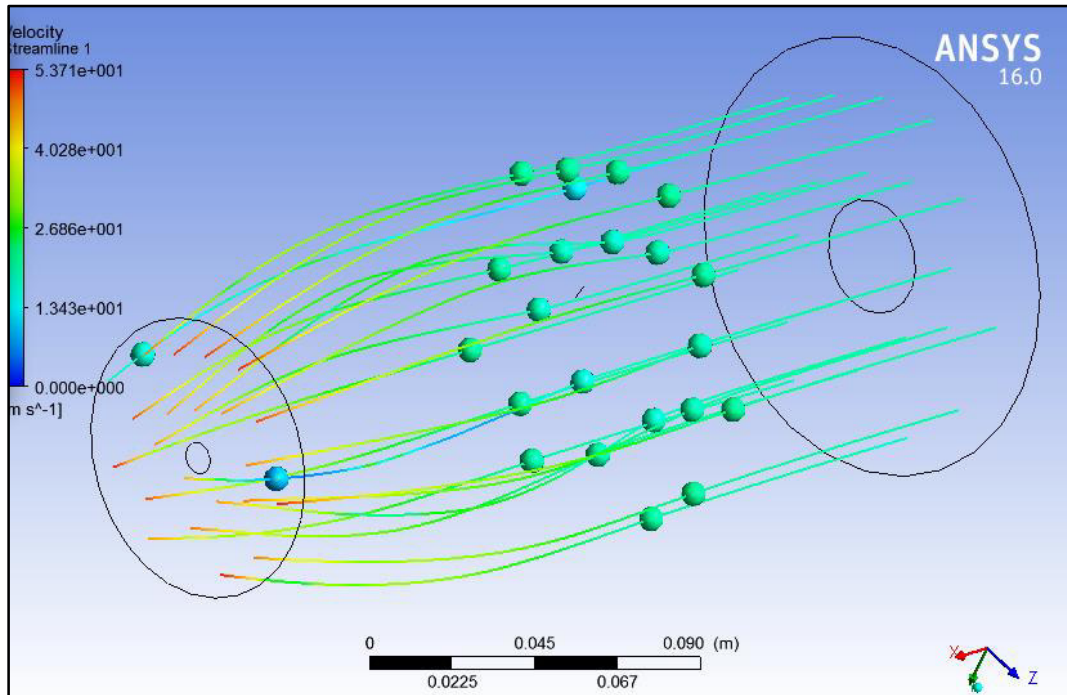


Figura 56 Movimiento de partículas de agua dentro de la tobera en el caso 1

Fuente: Elaboración Propia

Caso 2

Posición de la aguja semi cerrando el paso del caudal.

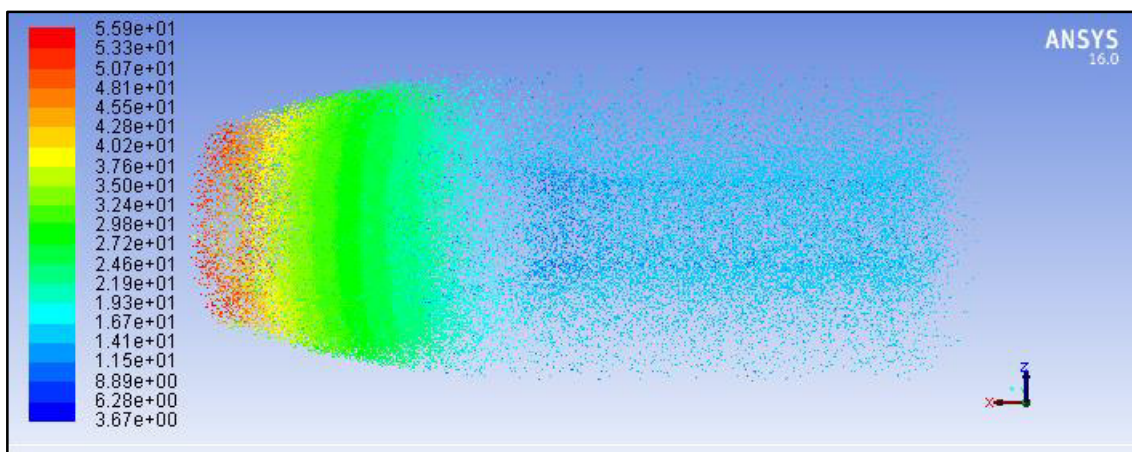
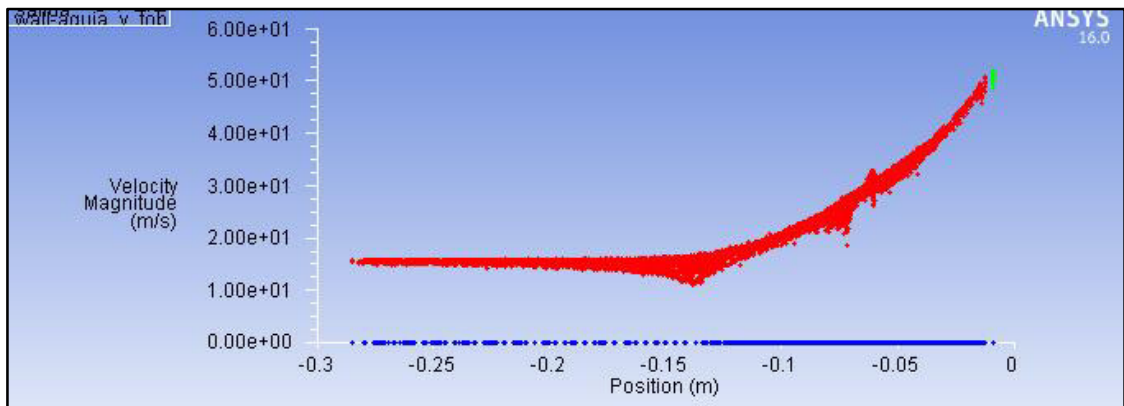


Figura 57 Velocidad del agua en el caso 2

Fuente: Elaboración Propia



Grafica 7 Velocidad vs Posición en el caso 2

Fuente: Elaboración Propia

Caso 3

Aguja cerrada, poco flujo de caudal

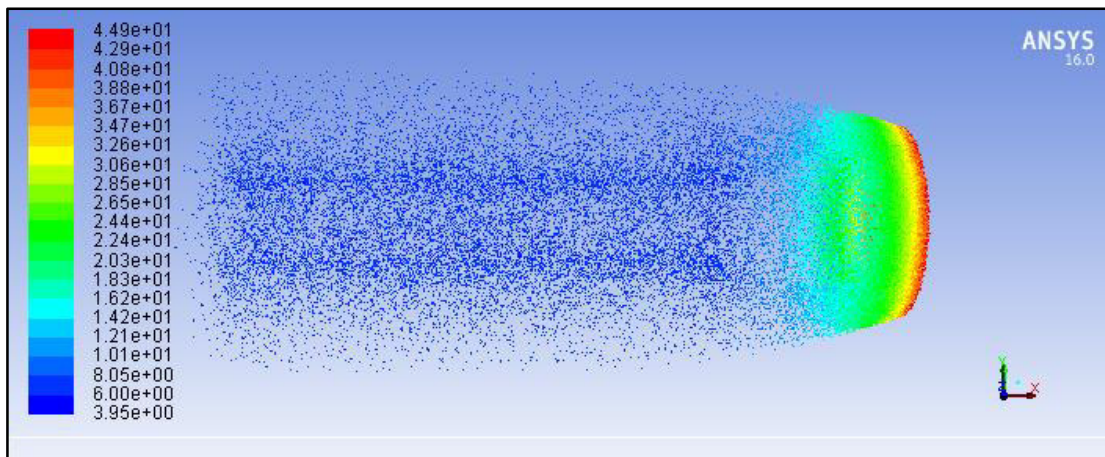
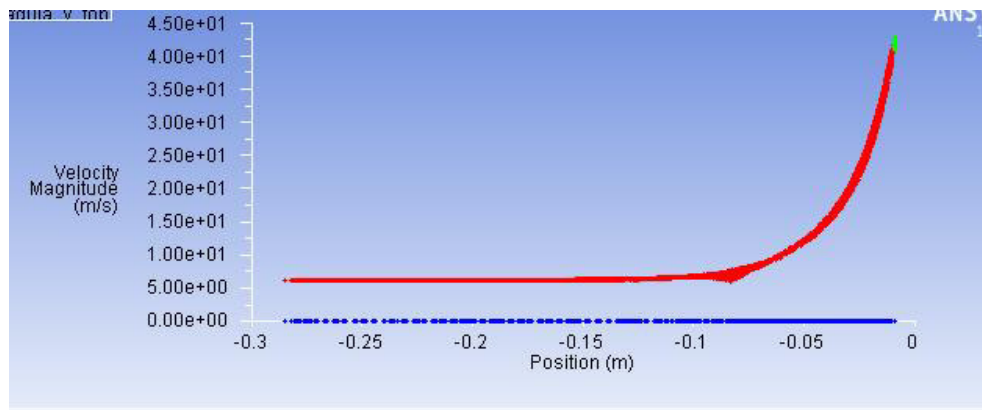


Figura 58 Velocidad del agua en el caso 3

Fuente: Elaboración Propia



Grafica 8 Velocidad vs Posición en el caso 3

Fuente: Elaboración Propia

El análisis CFD confirma que la velocidad tomada de diseño del sistema es la correcta y que las dimensiones de la tobera y aguja son correctas, ya que la velocidad teórica con respecto a la de simulación tiene una variación aceptable. Además se observa que las partículas recorren a velocidad variable la tobera y no existe contra flujo, esto se observa en los tres casos. El análisis CFD es una herramienta para corroborar que los cálculos realizados son correctas y las geometrías las adecuadas.