



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON
PARA MICROGENERACIÓN HIDRÁULICA

TESIS PARA OPTAR AL GRADO DE MAGISTER EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA,
MENCIÓN MECÁNICA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

JUAN CARLOS ARÍS VALDÉS

PROFESOR GUÍA:

JUAN CARLOS ELICER CORTÉS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

RODRIGO PALMA BEHNKE

RODRIGO HERNANDEZ PELLICER

SANTIAGO DE CHILE

2014

RESUMEN DE LA MEMORIA
PARA OPTAR AL TITULO DE:
Ingeniero Civil Mecánico y grado de
Magíster en Ciencias de la Ingeniería,
mención Mecánica
POR: Juan Carlos Arís Valdés
Fecha: Julio 2014
Prof. Guía: Juan Carlos Elicer Cortés

DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON PARA MICROGENERACION HIDRAULICA

La micro generación (menor a 100 [kW]) por medio de turbinas hidroeléctricas, tiene un amplio campo de desarrollo en la zona centro-sur de Chile. Este tipo de generación eléctrica ayuda a diversificar la actual matriz energética y avanzar hacia una generación a nivel país más eficiente y sustentable. Las micro centrales hidroeléctricas, además del consumo personal, permiten eventualmente la inyección y venta de potencias excedentarias a la red de distribución, lo que incentiva al usuario a adoptar nuevas tecnologías de eficiencia energética. En este contexto, el Centro de Energía de la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas de la Universidad de Chile, está desarrollando el proyecto de Micro Central Hidroeléctrica Plug & Play, del cual se enmarca esta Tesis.

Este trabajo de Tesis tiene como objetivo general el diseño, construcción y pruebas de funcionamiento de una turbina *Pelton*, con todos sus elementos, tomando como base un diseño numérico de la turbina [7]. En el Taller Mecánico del Departamento de Ingeniería Mecánica (DIMEC) se confeccionaron la mayor parte de las piezas de la turbina, así como su construcción, montaje y las correspondientes pruebas de funcionamiento.

Los parámetros del recurso hídrico de diseño son: la altura neta ($H_n = 40 [m]$), el caudal volumétrico ($Q = 35 [m^3/s]$) y un supuesto rendimiento global ($\eta = 70\%$). En base a estos parámetros, se realizó todo el diseño y manufactura de las partes de esta turbina, el inyector, el “housing”, el eje, y todo lo que fue necesario para llevar a cabo las pruebas de esta máquina. Se realizan las pruebas correspondientes para obtener las prestaciones de funcionamiento de la turbina, tales como generación eléctrica posible y rendimientos en una amplia gama de alturas de carga y caudales predeterminados, de 19 a 60 [m] y de 17 a 45 [lt/s], respectivamente.

Las pruebas de funcionamiento conducen a la elaboración del diagrama de explotación, el que muestra el comportamiento esperado del grupo Turbina-Generador, con una potencia eléctrica máxima de 11 [kW] y un rendimiento máximo del 64%, que corresponde a un 75% de rendimiento con respecto a la potencia al eje de la turbina. Estos valores suponen un rendimiento del Generador del orden del 85%. Para los valores de diseño de la turbina (40 [m] y 35 [m³/s]) la potencia del grupo Turbina-Generador se obtuvo una potencia de 8 [kW] y un rendimiento del 59%, correspondiendo a un 69% respecto de la potencia al eje de la turbina. En conclusión, las prestaciones del grupo Turbina-Generador son razonablemente aceptables respecto a los supuestos establecidos inicialmente para su diseño.

Los resultados alcanzados dejan nuevos desafíos para desarrollos futuros, esto es, optimizar la geometría y fabricación de las cucharas de la turbina Pelton con tornos numéricos CNC. Incorporar instrumentos de medición más precisos con señal de salida digital, tales como: caudalímetros electromagnéticos o ultrasónicos, torquímetros, tacómetros, tubos de Pitot de alta precisión, sistema de adquisición de datos, circuito hidráulico mejorado, etc.

Fe de erratas: Resumen de la memoria.

- Párrafo 3, línea 2: dice (Q=35 [m³/s]) , debe decir (**Q=35 [l/s]**)
- Párrafo 4, línea 5: dice (40 [m] y Q=35 [m³/s]) , debe decir (**40 [m] y Q=35 [l/s]**)

AGRADECIMIENTOS

En esta sección me gustaría dar las gracias a mis padres por su apoyo incondicional en todo momento que dediqué a estudiar esta carrera, su preocupación diaria y por guiarme toda la vida a llegar a dar este gran paso.

Gracias a Dios por darme salud, energía y sabiduría para salir adelante con esta carrera.

A mi Profesor Guía, Juan Carlos Elicer, a quien siempre le estaré agradecido por su compromiso y entusiasmo por enseñar para dar a conocer a sus alumnos la verdadera ingeniería mecánica; los fierros, las máquinas y toda la esencia del Ingeniero Mecánico. Por su guía, sabiduría y opinión en momentos de confusión, muchas gracias.

Una mención especial para Don Oriel Feliú, quien me ayudó incondicionalmente en todo el ensamblaje y soldadura de este trabajo de Tesis, con sus consejos e historias de toda una vida en el DIMEC. Por otro lado, el Sr. Marcelo Vega, quien fue el encargado de realizar mediante mecanizado en el Taller todas las piezas necesarias para este proyecto; gracias a su ayuda y conocimientos pude llegar al diseño final de todos los elementos. Además, la incondicional ayuda y coordinación entregada por jefe de taller del DIMEC, el Sr. Juan Carlos Salgado. Por último a Don Pedro Oróstica con su voluntad y ayuda permanente.

Para todo el personal del departamento de Ingeniería Mecánica, desde sus Profesores, Funcionarios y Auxiliares. Siempre todos con una gran energía positiva y con las ganas de ayudar en lo que se les pidiera, en lo personal, muchas gracias Soledad, Don Ricardo y Maricarmen.

A mis compañeros y amigos desde el 2007 en adelante, por toda su ayuda, apoyo, compañerismo y alegría en todo momento. Especialmente al grupo cercano de la especialidad Mecánica, con los cuales siempre hubo un gran apego y compromiso. Gracias: Valentina, Javier, Sergio, Lucho, Pancho, Saldes, Maggi, Germán y Joaquín; por todos los momentos vividos, más buenos que amargos y espero que se vengan más y mejores.

Por último destacar la gran ayuda y tiempo entregado a mis pares Eléctricos, Carlos, René y Enrique, quienes fueron fundamentales en la última fase de este proyecto ya que gracias a ellos se pudo realizar las pruebas a la Turbina.

Nomenclatura

α : Ángulo de la Arista de Corte del Álabo Pelton [°]

β : Ángulo de Salida del Álabo Pelton [°]

β_{po} : Cociente de Diámetro de la Placa Orificio

C : Coeficiente de Descarga de la Placa Orificio

c : Velocidad del Chorro al salir del Inyector [m/s]

C_0 : Velocidad con la que sale el Chorro del Inyector [m/s]

D_P : Diámetro Pelton [m]

d_0 : Diámetro del Chorro Pelton [m]

D_{puntas} : Diámetro de Puntas [m]

D'_0 : Diámetro para calcular la Dirección de la Cara de Entrada [m]

d_{po} : Diámetro Placa Orificio [m]

δ : Relación entre los Diámetros de Chorro y Pelton

δp_{po} : Delta de Presión en Placa Orificio [Pa]

Δ : Pérdidas por Fricción

E : Energía Hidráulica Específica [Energía/Masa] = [m²/s³]

f_{VF} : Frecuencia del Variador del Frecuencias de la Bomba [Hz]

f_{gen} : Frecuencia de Generación del Generador [Hz]

g : Aceleración de Gravedad [m/s²]

GR : Grado de Reacción

H_n : Altura Neta Equivalente [m]

H_b : Altura Bruta Disponible [m]

H_{loss} : Pérdidas en Tuberías [m]

k_0 : Eficiencia del Inyector [%]

k_c : Coeficiente de Tobera

k_u : Coeficiente de Velocidad Tangencial

\dot{m} : Flujo Másico [kg/s]

n : Revoluciones por Minuto a las que trabaja la Turbina [r. p. m.]

n_b : Revoluciones por Minuto de la Bomba [r. p. m.]

n_{gen} : Revoluciones por Minuto del Generador [r. p. m.]

η_G : Rendimiento General de la Microcentral [%]

η_T : Rendimiento de la Turbina Pelton [%]

η_m : Rendimiento Mecánico [%]

η_E : Rendimiento del Generador [%]

n_s : Número Específico de Revoluciones [r. p. m.]

P : Potencia [W]

P_h : Potencia Hidráulica [W]

$P_{m\acute{a}x}$: Potencia máxima a generar [W]

P_{eje} : Potencia al Eje en [CV]

P_a : Potencia en el Eje [W]

P_u : Potencia Útil [W]

P_E : Potencia Eléctrica [W]

$P_E^{f_i}$: Potencias Eléctricas de cada Fase [W], $i \in (I, II, III)$

Q : Caudal [l/s]

ρ : Densidad del Fluido [kg/m³]

r_p : Radio Pelton [m]

r_i : Distancia respecto al Eje de referencia [m]

S : Área transversal de la Tobera [m²]

S_R : Trayectoria Resultante

S_e : Trayectoria de Entrada

S_{rel} : Trayectoria Relativa

τ : Torque [$kg \cdot m^2/s^2$]

U_i : Velocidad Periférica del Rotor [m/s]

u_i : Velocidad Tangencial del Rodete [m/s]

V_{ti} : Proyección de la Velocidad en la Dirección Tangencial [m/s]

V_i : Velocidad Absoluta del Fluido [m/s]

V_{ri} : Velocidad Relativa [m/s]

V_c : Velocidad del Chorro Pelton (sin pérdidas) [m/s]

v : Velocidad media del Fluido dentro de la Tubería [m/s]

V_{f-n} : Voltaje Fase – Neutro [V]

ω : Velocidad angular del Rodete [$1/s$]

$x = (a)$: Apertura Longitudinal del Eje del Inyector [mm]

Z : Número de Álabes

z : Número de Inyectores

z_{gen} : Número de Pares de Polos del Generador

Tabla de Contenido

1	Introducción.....	1
1.1	Motivación.....	1
1.2	Objetivos	2
1.3	Alcances	2
2	Antecedentes.....	3
2.1	Microgeneración	3
2.2	Recurso Hídrico	6
2.2.1	Potencia de un recurso hídrico	6
2.3	Teoría turbinas hidráulicas	7
2.4	Ensayos y pruebas para caracterización de turbinas hidráulicas	7
2.4.1	Variables de interés.....	7
2.4.2	Diagramas de explotación de turbinas hidráulicas	8
2.5	Simulación de un recurso hídrico	10
2.6	Principios de funcionamiento de medición de caudal y altura neta equivalente	10
3	Metodología.....	11
3.1	Diseño, construcción e implementación de la turbina <i>Pelton</i> en laboratorio de pruebas	11
3.1.1	Bases del diseño.....	11
3.1.2	Descripción del laboratorio de pruebas.....	11
3.1.3	Diseñar y construir el circuito hidráulico	12
3.1.4	Diseñar y construir la válvula de aguja.....	13
3.1.5	Elección del proceso de construcción de los álabes Pelton.....	19
3.1.6	Construcción de los álabes Pelton	20
3.1.7	Diseñar, construir y ensamblar el eje y rodete Pelton.....	22
3.1.8	Diseñar y construir el Housing de la turbina Pelton	23
3.1.9	Elegir unión entre eje de turbina y generador	27

3.1.10	Diseñar y construir el anclaje al laboratorio de la turbina y el generador	27
3.1.11	Conjunto de simulación de carga eléctrica.....	28
3.2	Adquisición de datos y mediciones	29
3.2.1	Requerimientos y limitaciones	29
3.2.2	Mediciones e instrumentación.....	29
3.3	Ensayos	33
3.3.1	Medición de un punto de operación (Hn, Q)	33
3.3.2	Cálculos para obtener el Diagrama de Explotación $Hn = f(Q)$	34
4	Puesta en Marcha, Análisis de Pruebas y Resultados	37
4.1	Puesta en marcha	37
4.1.1	Anclaje del Housing.....	37
4.1.2	Montaje	37
4.2	Resultados generales.....	41
4.2.1	Rectificación de las mediciones de Caudal	41
4.2.2	Zona de operación.....	42
4.3	Diagramas de explotación	46
4.3.1	Altura vs Potencia Eléctrica con isorendimiento.....	46
4.3.2	Altura vs Caudal con isorendimiento e isopotencia	48
4.4	Válvula de aguja como reguladora de caudal.....	52
5	Conclusiones.....	54
6	Bibliografía.....	57
Anexo A	A-1
A.1.	Memoria de Cálculo.....	A-1
Estudio mecánico del Álabe.....		A-9
Inyector - Análisis de cavitación.....		A-15
Anexo B.....		B-1

B.1. Teoría Turbinas Hidráulicas	B-1
Turbomáquinas	B-1
Ecuación de Euler y Grado de Reacción.....	B-1
B.2. Turbinas hidráulicas tipo <i>Pelton</i>	B-3
Generalidades sobre esta tecnología	B-3
Dispositivo Contra-Embalamiento	B-4
Estudio teórico de la turbina Pelton.....	B-6
Trayectorias relativas	B-12
Álabes.....	B-14
Inyector	B-17
B.3. Teoría de la Placa Orificio y Pitot	B-22
Principios de funcionamiento de medición de caudal y altura neta equivalente	B-22
Placa orificio para medición de caudal	B-22
Medición de presión con tubos de Pitot para la determinación de la altura neta equivalente....	B-24
B.4. Generadores eléctricos	B-26
Generadores de imanes permanentes	B-26
Anexo C.....	C-1
C.1. Gráficos considerando todas las curvas de isoapertura.....	C-1
C.2. Especificaciones técnicas del generador (toda la información que da el fabricante)	C-3
C.3. Cuadro de Costos del Proyecto.....	C-6
C.4. Mejoras aplicables al proyecto	C-7
C.5. Gráfico potencial teórico bruto para mini y micro generación.....	C-8

Índice de Tablas

<i>Tabla 1 Nomenclatura de la Figura 6</i>	12
<i>Tabla 2 Dimensiones límites y escogidas de la tobera y punzón</i>	14
<i>Tabla 3 Materias primas de la válvula de aguja</i>	14
<i>Tabla 4 Amperaje aplicado en cada prueba de la turbina Pelton</i>	28
<i>Tabla 5 Dimensiones de la placa orificio instalada en el laboratorio de pruebas</i>	29
<i>Tabla 6 Variables independientes en la toma de datos</i>	33
<i>Tabla 7 Variables dependientes en la toma de datos</i>	34
<i>Tabla 8 Identificación de Objetos de la Figura 27</i>	38
<i>Tabla 9 Caudales medidos con el recipiente</i>	41
<i>Tabla 10 Escenarios de rendimiento de turbina Pelton</i>	46

Índice de Figuras

Figura 1 Tecnologías de turbinas hidráulicas: Eficiencia vs Variación de caudal de Diseño [7]	3
Figura 2 Gráfico comparativo: Tecnologías turbinas hidráulicas [16]	4
Figura 3 Costo por kW según tamaño del proyecto[14]	5
Figura 4 Diagramas de explotación de una turbina Francis [1]	9
Figura 5 Diagrama de explotación completo [1]	9
Figura 6 Ilustración del circuito hidráulico [Elaboración propia]	12
Figura 7 Flange perforado para toma de presión de placa orificio.	13
Figura 8 Detalle sello del eje	15
Figura 9 Detalle de las partes del Inyector [Elaboración propia]	15
Figura 10 Etapas del mecanizado de la tobera	16
Figura 11 Eje del inyector terminado	16
Figura 12 Punzón, volante y soporte buje mecanizados	17
Figura 13 Hilo hembra y tapa mecanizadas	17
Figura 14 Flanjes soldados y aletas en proceso de soldadura	18
Figura 15 Proceso de soldado del Hilo hembra, primer armado del Inyector	18
Figura 16 Estados de la confección de los álabes	21
Figura 17 Rodete Pelton	22
Figura 18 Esquema de distancia entre rodete e inyector [Elaboración propia]	24
Figura 19 Diseño del Housing [Elaboración propia]	25
Figura 20 Estados de la construcción del Housing	26
Figura 21 Acople entre eje de la turbina y generador	27
Figura 22 Una de las tres cargas eléctricas (iguales) usadas para representar el consumo eléctrico de la turbina.	28
Figura 23 Placa Orificio	30
Figura 24 Instrumentos de medición análogo-digital	31
Figura 25 Pinzas amperímic	32
Figura 26 Anclaje de la Turbina Pelton	37
Figura 27 Montaje de la Turbina Pelton en el laboratorio de pruebas	38
Figura 28 Alineamiento laser de los ejes	39
Figura 29 Estado final de la construcción, puesta en marcha y comienzo de pruebas. (en las últimas cuatro, se aprecia a la izquierda un menor caudal, mientras que en las de la derecha se tiene un mayor caudal)	40
Figura 30 Rectificación del caudal	42
Figura 31 Puntos de medición con curvas de isoapertura	43
Figura 32 Puntos de medición con barras de error	44
Figura 33 Comportamiento del rendimiento en Altura vs Potencia Eléctrica	47
Figura 34 Diagrama de explotación Altura vs Caudal con curvas de isorendimiento e isopotencia	48
Figura 35 Gráfico Teórico: Área de apertura vs desplazamiento del punzón	52
Figura 36 Curva teórica y real del caudal del Inyector vs Desplazamiento del eje del Inyector	52

1 Introducción

1.1 Motivación

Es de público conocimiento que en nuestro país se deben tomar decisiones importantes en el ámbito de la producción energética. Existen diferentes métodos para obtener energía eléctrica y, en nuestro caso, se han utilizado los más problemáticos con la comunidad y el medio ambiente para sostener la demanda energética.

A nivel mundial, el costo del petróleo continúa en aumento y en conjunto con los cambios climáticos, es de vital importancia promover la diversificación de la matriz energética tanto en el ámbito global, enfocado en el desarrollo tecnológico, así como en el local, para dar auto sustentabilidad a lugares extremos. Esto se logra a través de las energías renovables no convencionales (ERNC) en conjunto con obtener incrementos en el rendimiento de estas tecnologías para la generación eléctrica.

Los proyectos hidroeléctricos desarrollados en el país han sido hasta ahora, construir embalses e inundar una gran cuenca para obtener cientos de Mega Watts. Los cuales son ciegos a los cambios climáticos y la dificultad que se acentúa anualmente en llenar estos embalses, además del impacto geográfico, ecológico y social.

Las nuevas normativas que se han promulgado en el sector eléctrico apuntan a potenciar la generación eléctrica desde las fuentes energéticas renovables. Las cuales permiten la instalación de pequeñas centrales (mini y micro) para satisfacer consumos locales, así como la posibilidad de ser conectadas a las redes de distribución y vender los excedentes de potencia.

Las microcentrales hidroeléctricas comprenden hasta 100 [kW], se caracterizan por el débil impacto ambiental y permiten disponer de energía confiable en lugares aislados, creando conciencia sobre la utilización eficiente de energía eléctrica. Además, hay un incentivo comercial para realizarlas por su costo por kW.

El Centro de Energías de la Universidad de Chile se ha enfocado en dar solución a lo planteado anteriormente mediante el proyecto “Micro Central Hidroeléctrica Plug & Play”, en el que se trabaja desde el año 2011. Este trabajo de Tesis es la continuación a estos trabajos en los que se realizó la caracterización de una turbina *Turgo*, se diseñó el álabe de una turbina *Pelton* y en este proyecto se concluirá el diseño, construcción y pruebas de esta última.

1.2 Objetivos

Objetivo General

Diseño, construcción y pruebas de una turbina *Pelton* para micro-generación como solución al proyecto de Microcentral Hidráulica Plug & Play.

Objetivos Específicos

- Diseñar, construir e instalar el circuito hidráulico actualizado para la turbina *Pelton*, con sus respectivos instrumentos, para la simulación del recurso hidráulico.
- Diseñar, construir e instalar la turbina *Pelton* y todos sus componentes.
- Elegir y ensamblar el eje de la turbina al generador eléctrico.
- Poner en marcha y realizar ensayos de la turbina *Pelton*.
- Graficar los diagramas de explotación de la Turbina *Pelton* a 750 revoluciones por minuto, para obtener $H_n = H_n(Q)$ expresando las curvas de isorendimiento e isopotencia.

1.3 Alcances

- No se estudiará ni aplicará un sistema de control automático al inyector.
- No se estudiará ni aplicará un sistema de deflector del chorro de la turbina.
- No se medirá el rendimiento del rodete *Pelton* por sí sólo, sino que el del conjunto Turbina-Generador.
- No se mide la potencia útil P_u , ni la potencia en el eje P_a y tampoco el torque τ en el eje de la turbina.

2 Antecedentes

Este capítulo muestra el estudio en materias generales y específicas que es necesario para abordar el área y el desarrollo de este trabajo de Tesis.

2.1 Microgeneración

En el contexto de microgeneración del proyecto “Micro central hidroeléctrica Plug & Play” se ha profundizado en obtener mejores rendimientos.

Se debe tener en consideración el siguiente gráfico que relaciona la eficiencia de cada tecnología con su caudal de diseño y sus variaciones como porcentaje.

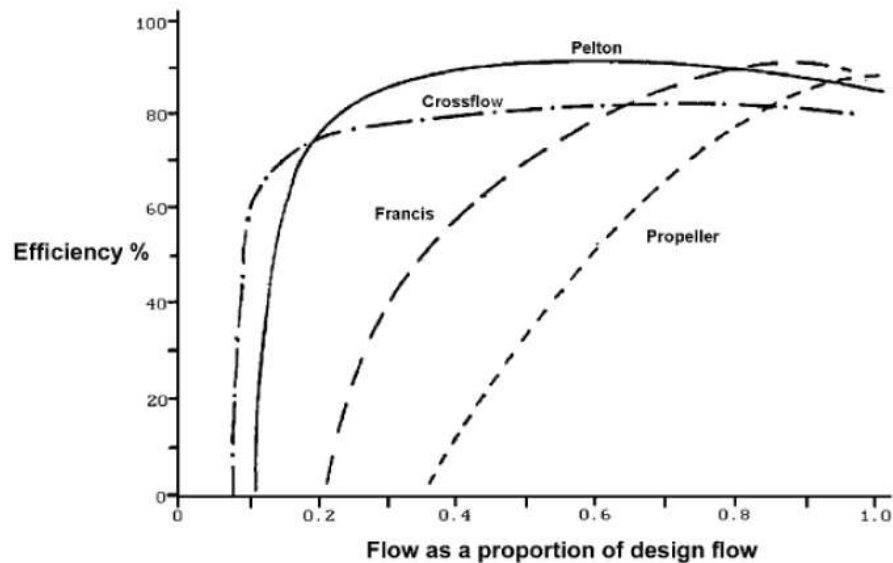


Figura 1 Tecnologías de turbinas hidráulicas: Eficiencia vs Variación de caudal de Diseño [7]

En este gráfico se observa que la tecnología *Pelton* presenta el mejor comportamiento de rendimientos en base a posibles variaciones de caudal. Para microgeneración el rendimiento es menor al que señala este gráfico (es para grandes centrales), por lo que para nuestro interés los rendimientos de una turbina *Pelton* debiesen variar entre 60% hasta 80%.

Como se observa en la Figura 2, la línea entrecortada verde representa la zona de funcionamiento de la turbina *Pelton*, que en comparación con las demás turbinas, opera para grandes alturas y caudales pequeños.

La microgeneración comprende potencias entre 1 y 100 [kW] las que se obtienen con recursos hídricos de gran altura y pequeño caudal. Estas características han sido buscadas y se encuentran en gran cantidad en la zona sur de nuestro país [15]. Las turbinas *Pelton* son la tecnología que se adecúa de mejor manera a este tipo de recursos hídricos.

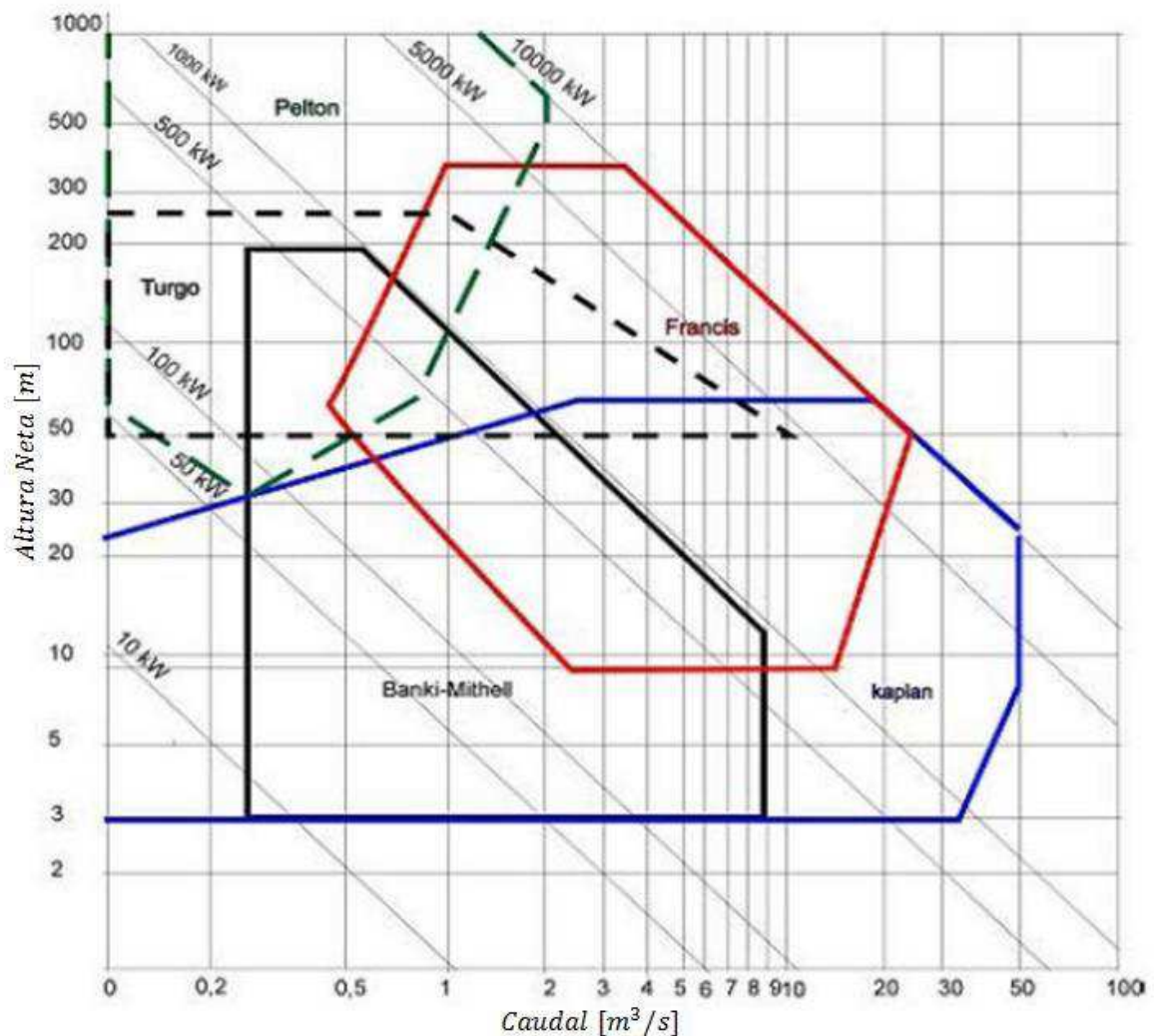


Figura 2 Gráfico comparativo: Tecnologías de mini turbinas hidráulicas [16]

Las turbinas para microgeneración generalmente aprovechan grandes saltos y caudales menores. Es aquí donde se debe abordar el tema de los costos, pues se tienen muchos saltos pequeños que no se toman en cuenta para micro hidráulica debido a los bajos costos que tiene la generación por medio de diesel (para las mismas potencias eléctricas) que podrían generar estos saltos.

En la siguiente figura se muestra el costo en dólares por kW instalado versus el tamaño del proyecto. Este estudio fue realizado por el Centro de Energía-FCFM de la Universidad de Chile, en el que se realizó un catastro de todas las centrales de la zona sur del país (entre la VII y X Regiones) apreciándose el elevado costo por kW instalado que existe para micro y mini generación.

El proyecto en el cual se encuentra inmersa esta Tesis, busca desarrollar una micro central hidroeléctrica con costos lo más reducidos por kW que se pueda, para así lograr hacerlo interesante para la inversión particular.

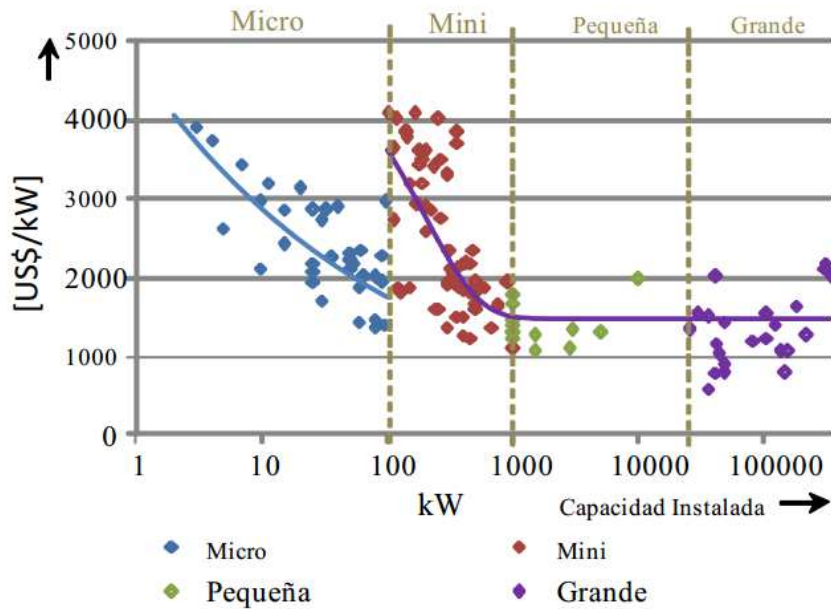


Figura 3 Costo por kW según tamaño del proyecto [14]

Las tecnologías más utilizadas en pequeñas localidades con microgeneración han sido la *Pelton* y de *flujo cruzado* por las siguientes características:

- Mejor tolerancia a partículas disueltas en el flujo.
- Fácil acceso al rodete.
- No hay sellos de presión en el eje.
- Fácil fabricación y mantención.
- Buenas eficiencias a variaciones de caudal.

Vale la pena recalcar que la generación micro hidráulica tiene como principales ventajas:

- Menor intervención espacial que en las energías solar y eólica.
- Provee una generación continua de energía limpia.
- Económicamente, requiere sólo de mantenciones y no necesita combustible.
- Posee una larga vida útil.
- Provoca un leve impacto ambiental.

2.2 Recurso Hídrico

Para el caso de generación hidroeléctrica, se puede definir como el movimiento del agua que pasa por una dependencia geográfica gracias a la acción de la gravedad. Para lograr categorizar un recurso hídrico se tienen las siguientes propiedades:

- Caudal (Q): Volumen de agua que fluye por unidad de tiempo. Su unidad de medida puede ser metros cúbicos por hora [m^3/h] o también litros por segundo [l/s].
- Variaciones de caudal: Diferencia del caudal promedio del recurso hídrico respecto al caudal instantáneo, el promedio puede ser mensual, anual o por década.
- Concentración de material particulado: Cantidad de material sólido presente en cierta cantidad de fluido.

Para una instalación de energía hidráulica, es fundamental determinar:

- Altura bruta disponible (H_b): Es la distancia vertical entre la superficie del agua del recurso y el punto en que entra a la turbina. También es conocida como altura geodésica.
- Altura neta equivalente ($H_n = H_b - H_{loss}$): Es la altura equivalente real, percibida por la turbina luego de restarle a la altura bruta disponible las pérdidas de carga H_{loss} que existen en las tuberías que conducen el agua a la turbina.

Para este trabajo de tesis, las propiedades que nos interesan son el caudal, Q y la altura neta equivalente, H_n debido a que con éstas podemos obtener la potencia hidráulica que otorga cada recurso hidráulico.

2.2.1 Potencia de un recurso hídrico

Cuantifica la energía mecánica (energía cinética y potencial) que posee el recurso hidráulico. La energía cinética es despreciable en comparación a la potencial que poseen la mayoría de los recursos. Se tiene que la cantidad máxima de energía por unidad de tiempo que puede obtener de un recurso hídrico cualquiera, conocida como potencia hidráulica es:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \text{ [Energía/Tiempo]} \quad 2-1$$

Donde: ρ : Densidad del fluido [kg/m^3]

g : Aceleración de gravedad [m/s^2]

Q : Caudal [m^3/s]

H_n : Altura neta equivalente [m]

2.3 Teoría turbinas hidráulicas

Para este trabajo de Tesis se expone la teoría necesaria sobre turbinas hidráulicas y específicamente la tecnología *Pelton* en el Anexo B.

2.4 Ensayos y pruebas para caracterización de turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas son equipos diseñados para convertir la energía hídrica proveniente del recurso hidráulico en potencia mecánica, o sea la energía potencial y/o cinética del agua en energía cinética del rodete, la que es transferida al eje de la Turbina.

Dado el alto costo de construcción e instalación de una turbina hidráulica y el resto de los componentes de una central hidroeléctrica, es importante saber cómo reaccionará la turbina en diferentes condiciones de operación (H_n, Q) antes de ser instalada en el recurso hídrico real.

Los ensayos en turbinas hidráulicas tienen como objetivo conocer sus cualidades como equipo de transformación energética. Cuando estén en operación, no siempre tendrán el caudal y altura de diseño, por lo que se hacen operar a distintas alturas y caudales de operación para conocer cómo cambian variables dependientes entre sí.

Existen dos casos:

- Ensayar un modelo a escala de la que se proyecta.
- Ensayar un prototipo del proyecto de turbina. Caso de este trabajo de Tesis.

2.4.1 Variables de interés

Para caracterizar el funcionamiento de una turbina hidráulica de acción [1] en distintos puntos de operación, se tienen las siguientes variables:

- Variables geométricas:
 - Parámetro de abertura del distribuidor: Para turbinas *Pelton* y *Turgo*, este parámetro corresponde a x en la Figura B 15, de ahora en adelante lo llamaremos (a).
 - Diámetro característico del rodete (D_p).
 - Diámetro del inyector (d_0).
- Variables mecánicas e hidráulicas:
 - Altura neta equivalente aguas arriba del inyector (H_n).
 - Caudal (Q).
 - Potencia hidráulica aguas arriba del inyector (P_h). (2-1)
 - Potencia en el eje (P_a).
 - Revoluciones por minuto de turbina y generador (n).
 - Torque (τ).
 - Rendimiento de la turbina ($\eta_T = \frac{P_a}{P_h}$).

- Variables que describen el desempeño energético del equipo Turbina-Generador:
 - Potencia útil (P_u), correspondiente a la potencia que percibe el generador. Considera pérdidas ocasionadas por roces (rodamientos y transmisión mecánica).
 - Rendimiento mecánico ($\eta_m = \frac{P_u}{P_a}$).
 - Potencia eléctrica (P_E), entregada por el generador.
 - Rendimiento del generador ($\eta_E = \frac{P_E}{P_u}$).
 - Rendimiento global de la microcentral ($\eta_G = \frac{P_E}{P_h}$).

2.4.2 Diagramas de explotación de turbinas hidráulicas

Si nos introducimos en el funcionamiento de una turbina hidráulica, debe estar siempre acoplada a un generador eléctrico. Este equipo generará, en este caso (Chile), una corriente eléctrica de frecuencia 50 [Hz]. Para ello requiere mantener una velocidad de rotación fija (Ver Anexo B - Inyector) y, dependiendo de la potencia generada, un torque que varía.

En la mayoría de los casos (embalses), H_n varía durante el transcurso del año, también Q puede tener variaciones en el período indicado. Es básico tener la información de potencias y rendimientos que tendrá la turbina para estos cambios factibles en su condición de operación (H_n, Q).

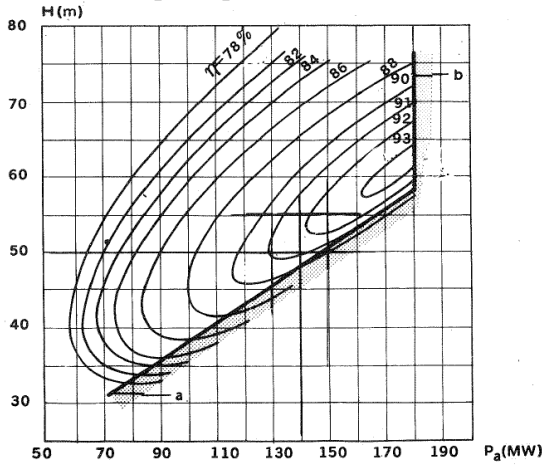
2.4.2.1 Diagramas de explotación $H_n = f(P)$ y $H_n = f(Q)$

Estos dos diagramas son los más importantes [1] y nos entregan información del rendimiento y altura para variaciones de potencia y caudal respectivamente.

1. Diagrama de altura neta – potencia: Contiene las curvas de isorendimiento $\eta = \eta(P, H_n)$ para un valor fijo de n y D_p . (Figura 4 (a))
2. Diagrama de altura neta – caudal: Contiene las curvas de isorendimiento $\eta = \eta(Q, H_n)$ para un valor fijo de n y D_p . (Figura 4 (b))

Cabe notar que estos diagramas encontrados en la literatura son de una turbina tipo *Francis*, por lo que seguramente en las turbinas *Pelton* se tendrán variaciones respecto a estos gráficos expuestos

(a) Diagrama de explotación $H_n = f(P_a)$ de una turbina Francis de 6,3 [m] de diámetro, que gira a 88,3 [rpm]



(b) Diagrama de explotación $H_n = f(Q)$ de la misma turbina Francis de (a)

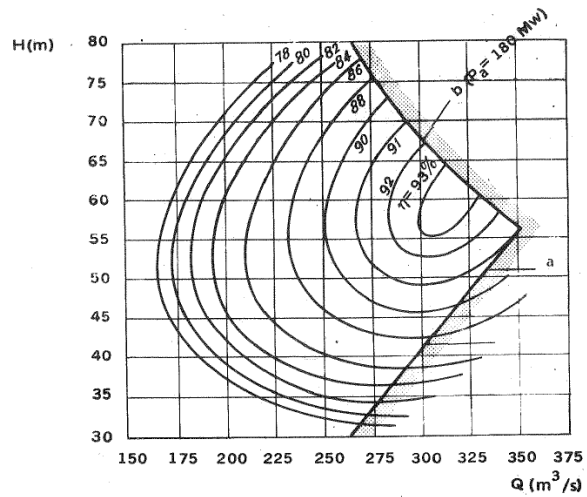


Figura 4 Diagramas de explotación de una turbina Francis [1]

Las rectas **a** en los diagramas anteriores representan las máximas potencias generables para cada altura (H_n) dada. El otro semieje **b** representa el límite de sobrecarga del generador.

Con la información de estos dos diagramas, se puede fusionar la información en un solo diagrama que se presenta a continuación.

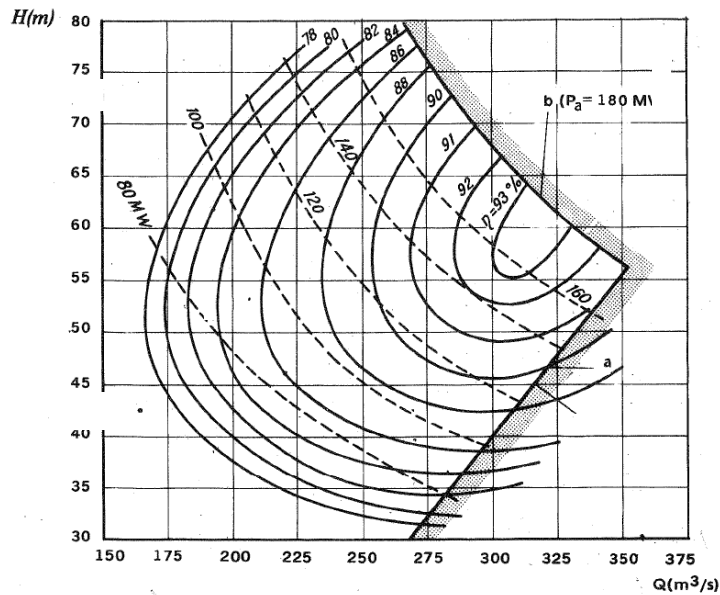


Figura 5 Diagrama de explotación completo [1]

Con este último se tiene para cada H_n las curvas de η vs Q y P_a vs Q .

2.5 Simulación de un recurso hídrico

Para poder realizar una simulación de un recurso hídrico en el laboratorio, se debe proporcionar una altura neta equivalente (H_n [m]) y un caudal (Q [l/s]). Una opción sería elevar agua a un estanque y con esta hacer funcionar la turbina, pero existe una mejor solución (utilizada en este trabajo); un laboratorio típico para realizar este tipo de pruebas, que consiste en una bomba hidráulica que genere un recurso hídrico ficticio en un ciclo cerrado dónde se varía la altura y caudal según se requiera.

Un laboratorio típico es un circuito cerrado que tiene los siguientes elementos:

- Depósito grande de agua, tipo estanque.
- Sistema de bombeo para impulsar el agua, transfiriéndole energía potencial.
- Circuito hidráulico que conecte el sistema de bombeo con la turbina.

Luego del paso por la turbina, el agua es devuelta al estanque para cerrar el ciclo.

Los cálculos y teoría necesaria para realizar el diseño y construcción de éste se encuentran expuestos en [6].

2.6 Principios de funcionamiento de medición de caudal y altura neta equivalente

Se expone en el Anexo B la teoría de la placa orificio y tubo de *Pitot* que permiten medir el caudal y la altura respectivamente.

3 Metodología

3.1 Diseño, construcción e implementación de la turbina *Pelton* en laboratorio de pruebas

3.1.1 Bases del diseño

Como se ha comentado anteriormente, este trabajo de Tesis se encuentra inmerso en un proyecto del Centro de Energías de la FCFM; en la Memoria [6] se ha caracterizado una turbina *Turgo* dando como resultado un rendimiento cercano al 55%. Además, en la Memoria [7] se ha diseñado un álabe *Pelton*, el que teóricamente y por medio de Software de elementos finitos indica tener un rendimiento del 89%. Con estos estudios efectuados, se diseña en este trabajo de Tesis con un promedio de los rendimientos obtenidos en ambos trabajos anteriores.

Los datos de altura neta y caudal se fundamentan en el amplio potencial que posee el territorio chileno entre la región metropolitana y la región de los lagos para mini y micro generación hidroeléctrica (ver Anexo C - Gráfico potencial teórico bruto para mini y micro generación.). Además de calzar, como se verá más adelante, con una zona de buen rendimiento para el rodete.

Los datos para el diseño de esta turbina son:

$$H_n = 40 [m] \qquad Q = 35 [l/s] \qquad \eta_T = 70\% \text{ (supuesto)} \qquad 3-1$$

3.1.2 Descripción del laboratorio de pruebas

El laboratorio de pruebas utilizado en [6] es la condición inicial para este trabajo, está ubicado en el taller mecánico del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile (DIMEC) y en éste es donde se realizaron la mayoría de los trabajos para llegar al producto final de este proyecto.

Tiene un pozo que logra satisfacer el circuito hidráulico sin problemas. Sus dimensiones son: 2 [m] de ancho \times 4,2 [m] de largo \times 1,2 [m] de profundidad, lo que permite almacenar una cantidad suficiente de agua ($\approx 8.000 [l]$) para realizar las pruebas.

Posee un sistema de bombeo para lograr simular el recurso hídrico que se desee, que está dispuesto 2 [m] fuera del pozo. Un variador de frecuencias permite controlar la velocidad angular del motor eléctrico en el que gira el rodete de la bomba centrífuga y con esto se simula la altura neta y caudal que se requiera.

Se implementa un sistema de apoyo para el circuito hidráulico, debido a que la cañería de PVC debe soportar su propio peso más el del agua en su interior y el recorrido es suficientemente largo como para generar vibraciones, por lo que se necesita un apoyo intermedio que se diseña en un canal de acero de 100x50x4 [mm] con el que se construye un caballete para soportar el peso de la cañería.

3.1.3 Diseñar y construir el circuito hidráulico

El circuito hidráulico es de vital importancia para poder realizar las pruebas ya que es el encargado de simular el recurso hídrico al que se verá expuesta la turbina. Como se debe hacer en un laboratorio, debe ser un circuito cerrado que permita la pronta recuperación del fluido de trabajo para volver a ser bombeado.

Este trabajo de tesis toma el laboratorio como se expone en [6]. En la Figura 6 se muestra el circuito hidráulico que se utiliza para la turbina *Pelton*.

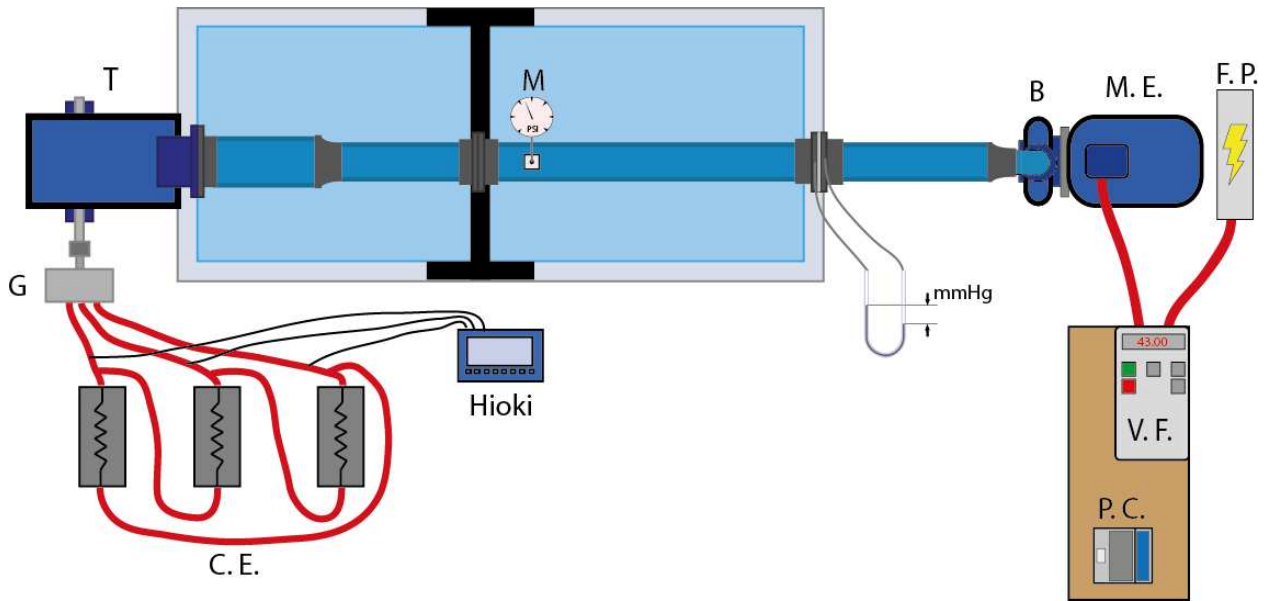


Figura 6 Ilustración del circuito hidráulico [Elaboración propia]

Tabla 1 Nomenclatura de la Figura 6

Símbolo	Significado
T	Turbina
G	Generador
B	Bomba
M	Manómetro
M.E.	Motor Eléctrico
F.P.	Fuente de Poder
C.E.	Cargas Eléctricas
V.F.	Variador de Frecuencias
P.C.	Computador Personal

La bomba posee una válvula de retención para que en la aspiración del pozo no tenga problemas con descebarse entre partidas. Luego de la válvula tiene una cañería y codo de 6", sigue con una contracción a 4" y se conecta a la entrada de la bomba.

El circuito desde la salida de la bomba tiene:

- Flange y cuello 3"
- Cañería de 3"
- Codo de 3"
- Expansión de 3" a 6"
- Cañería de 6"
- Flange y cuello de 6" (perforado para sacar la toma de presión)
- Placa Orificio
- Flange y cuello de 6" (perforado para sacar la toma de presión)
- Cañería de 6" (incluye tubo de Pitot con manómetro)
- Flange y cuello de 6" x 2
- Cañería de 6" con segundo tubo de *Pitot* (no se utiliza)

Para instalar la turbina *Pelton* se necesita hacer:

A la salida de la bomba se debe alargar el trayecto verticalmente para que eleve todo el circuito dando la altura necesaria para nivelarse al inyector de la turbina *Pelton*. Se realiza mediante 2 flanges y cuellos de 3", además de la cañería de 3".

Se utiliza la misma placa orificio por lo que se deja intacto el codo de 4", la expansión de 4" a 6" y la cañería de 6" que cumple con el requerimiento de aguas arriba de la placa orificio.



Figura 7 Flange perforado para toma de presión de placa orificio.

Luego del primer tubo de Pitot, se debe expandir de 6" a 8", colocando una cañería de 8" en PVC con su respectivo cuello y flange para acoplarse al inyector de la turbina *Pelton*.

Finalmente el Housing de la turbina permite que toda el agua inyectada sea devuelta al pozo sin pérdidas.

3.1.4 Diseñar y construir la válvula de aguja

El inyector de la turbina *Pelton* es el encargado de regular el caudal (Q) que recibe el rodete, se diseña según lo indicado en [4].

Como se muestra en Anexo B - Inyector, todas las dimensiones de la tobera y punzón son referenciadas según el diámetro de chorro (d_0). Para el caso de los ángulos comprendidos entre la salida de la tobera y la punta del punzón, se toma como referencia el estudio [10]; las dimensiones consideradas son las siguientes:

Tabla 2 Dimensiones límites y escogidas de la tobera y punzón

Dimensiones	Mínimo	Máximo	Seleccionado	Unidades
d_a	57,80	65,94	58,6	[mm]
d_b	45,59	51,70	47	[mm]
d_c	23,61	28,49	28	[mm]
b	132,30	149,80	149	[mm]
c	32,97	47,22	40	[mm]
$2 \cdot \beta$	90	98	90	[°]
$2 \cdot \alpha$	42	50	50	[°]

Como se expone en la memoria de cálculo (Anexo A), el diámetro de cañería seleccionado es de 8", el largo del conducto previo a la tobera es de 300 [mm] en el que se fijan 8 aletas que se unen en un anillo sostenedor que posee un buje de bronce interno que guía al eje del punzón.

La teoría aconseja utilizar un codo suave, pero para este diámetro de cañería, y seguramente para la mayoría, mandar a hacer un codo con un radio de curvatura particular es prácticamente imposible debido al alto costo y el poco incentivo de la empresa en general por producir una sola unidad. Por estas razones se acota el diseño a las medidas comerciales de los codos de 8" (comprado en "Válvulas Industriales").

Los flanges necesarios se cotizan para mecanizarlos, pero se decide comprarlos hechos en "Válvulas Industriales": Flange 8" A105 ANSI 150, se necesitan 6 unidades para fijar:

- La tobera (1) al conducto (1)
- El conducto (1) al Housing (1)
- El Housing al codo (1)
- Finalmente la conexión (1) al PVC

Los demás componentes del inyector: Tobera, eje, punzón, hilo hembra del eje, volante, aletas, anillo central de aletas, tapa del hilo hembra, son mecanizados en el taller Molina del DIMEC. Se compra la materia prima y el conducto de 8" en "Aceros Otero".

El detalle de los materiales utilizados se expone en la Tabla 3 (ver la Figura 9):

Tabla 3 Materias primas de la válvula de aguja

Objeto	Material
Tobera, punzón, volante, anillo aletas, hilo hembra del eje, tapa del hilo hembra	Acero laminado SAE 1020
Eje	Acero trefilado SAE 1045
Cañería 8" (Conducto)	ASTM A106 SCH40
Bujes	Bronce colada continua SAE 660

Un punto fundamental en el que se debe hacer una pausa es el sello para evitar fugas de agua entre el hilo hembra y el eje del punzón, zona en que el eje debe salir del interior del inyector perforando el codo para poder regular su abertura. La pieza “hilo hembra del eje” contiene además del hilo para la regulación del punzón, en su sector más alejado del codo, una sección diseñada para prevenir la filtración de agua y pérdidas de energía desde el interior hacia afuera.

El diseño desde el hilo hacia afuera contempla:

- Espacio para colocar 2 retenes ajustados
- Anillo tipo buje de bronce
- Anillo de teflón

Por otro lado, la tapa que ajusta en esta pieza, posee:

- Anillo tipo buje de bronce que permite comprimir el teflón
- Espacio para colocar 2 retenes ajustados

Se señala el teflón y luego su compresión, ya que, al presionar este material se produce una expansión, brindando una calidad de sellado superior.

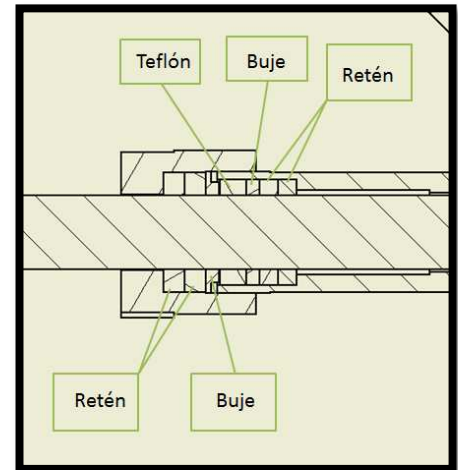


Figura 8 Detalle sello del eje

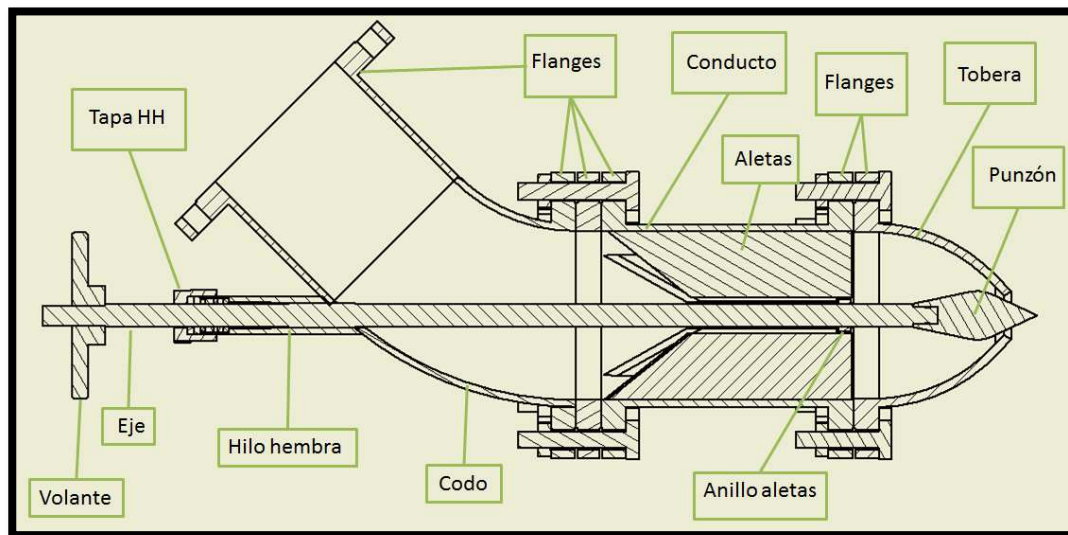


Figura 9 Detalle de las partes del Inyector [Elaboración propia]

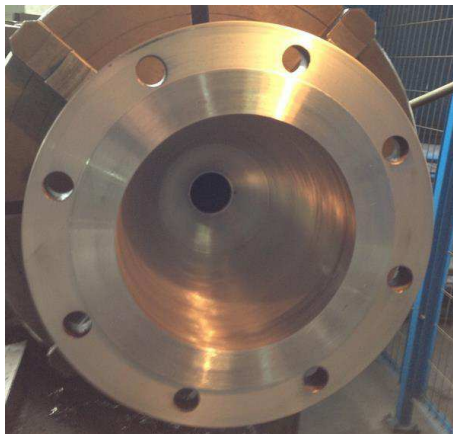
Para la construcción se comienza por la tobera, es el componente que requiere más trabajo de maquinado debido a que debe ser mecanizada desde un trozo macizo y se pierde casi todo el material para llegar a la forma (cáscara) deseada. Se comienza perforando el trozo macizo y luego se expande lentamente según planos del interior de la tobera. Una vez confinada la forma, se suelda el flange respectivo y se realiza un rectificado final para asegurar una cara plana.



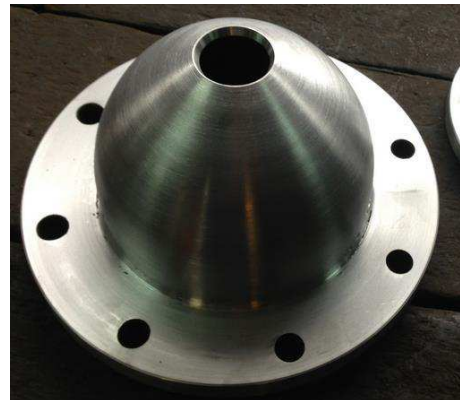
(a) Se perfora completamente y se comienza a expandir desde adentro hacia afuera



(b) Se entrega una plantilla con las medidas de la pared interior y se va ampliando según plano



(c) Interior terminado, con flange soldado y rectificado



(d) Tobera mecanizada exteriormente lista para pintar

Figura 10 Etapas del mecanizado de la tobera

Se continúa con el eje del punzón, pieza clave que consta de dos hilos que sirven para unir el punzón y para regular la posición de la aguja (regulación del caudal). En el extremo opuesto al hilo del punzón se hace un rebaje y un chavetero para acoplar la manilla o volante. Para confirmar que estos hilos hayan quedado bien confeccionados se necesitan las tuercas respectivas para verificar y suavizar el giro. Este último paso es importante para comprobar que el hilo no haya quedado cónico, lo que significa que se va expandiendo y finalmente la tuerca queda prisionera (utilizado en sistemas de altas presiones); algo que no se desea en este caso.



Figura 11 Eje del inyector terminado

Se mecaniza el punzón, el volante y el soporte del buje (unión central de las aletas) sin mayores complicaciones, al igual que la tobera, desde acero macizo hasta obtener la forma deseada. En estos casos no se pierde tanto material al no ser huecos.



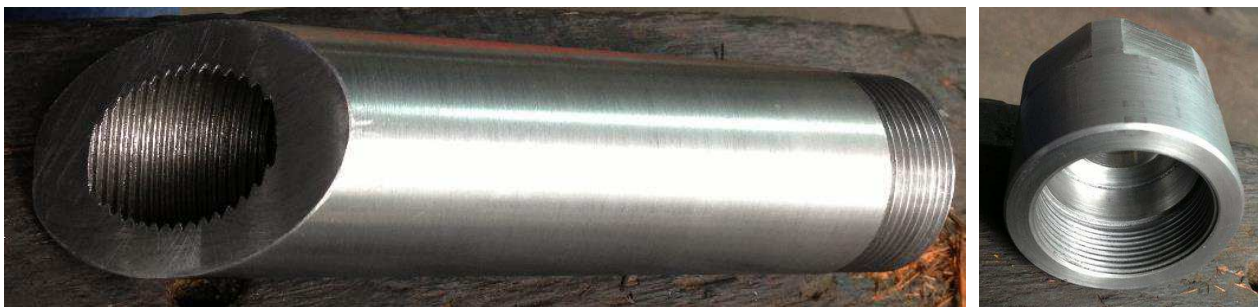
(a) Punzón

(b) Volante

(c) Soporte buje

Figura 12 Punzón, volante y soporte buje mecanizados

El “Hilo hembra” es una pieza delicada y complicada de realizar, tiene la función de soportar la presión interna y dar la regulación de la apertura del inyector. Tiene un hilo interno y externo, además de los espacios que se señalan en la Figura 8. Junto con esta pieza se mecaniza la tapa, encargada de dejar pasar sólo el eje del punzón y nada de agua. Se les dedica bastante tiempo y resultan mecanizadas sin mayores complicaciones.



(a) Hilo hembra

(b) Tapa

Figura 13 Hilo hembra y tapa mecanizadas

El conducto se corta desde un metro de cañería comprado y se le sueldan los flanges en cada extremo para ser rectificado en ambas caras.

Las aletas fueron mecanizadas y soldadas interiormente al conducto gracias a dos guías hechas en madera mediante la cortadora laser que dispone la Facultad. El soporte central de las aletas calza perfectamente y se suelda con “pinchazos” para evitar tensiones por dilatación térmica.

Estas últimas son afiladas en sus extremos para disminuir turbulencias del agua en su paso por ellas.

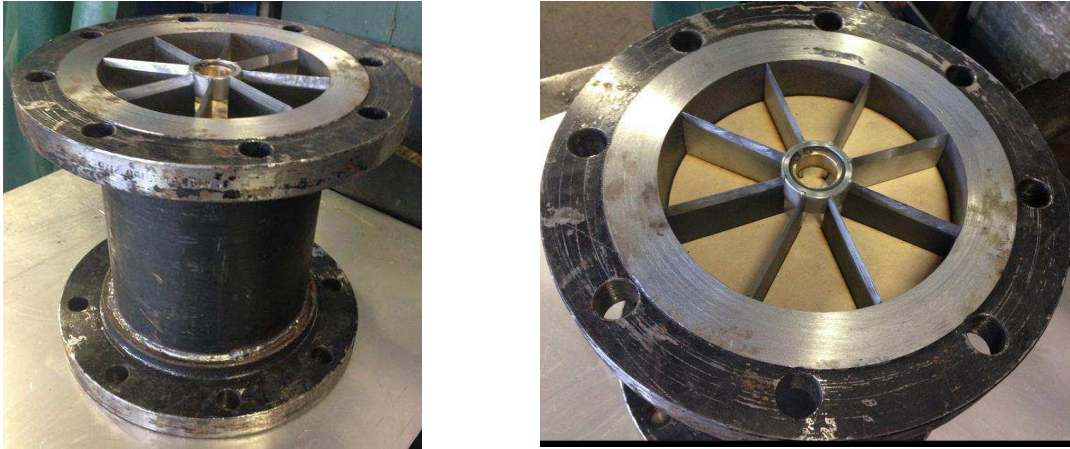


Figura 14 Flanjes soldados y aletas en proceso de soldadura

Al codo se le debe soldar; en un extremo un trozo recto con un flange para conectarse al PVC, mientras que al otro extremo, el flange para conectarse al Housing. Para soldar el hilo hembra al codo, se debe armar todo el inyector para asegurar que el eje del punzón trabaje bien y se pueda deslizar en el buje y el hilo hembra. Al tenerlo armado se suelda por “pinchazos” para estar seguros que el punzón cierra lo más centrado posible en la tobera. Al tener certeza de esto, se completa la soldadura.



Figura 15 Proceso de soldado del Hilo hembra, primer armado del Inyector

El conducto es preparado para la pintura interior limando la superficie de las soldaduras de las aletas y dejando lo más liso posible.

Se toma la tobera, el conducto y el codo para proceder con la pintura anticorrosiva interna y externa debido a que los dos primeros estarán dentro del Housing. El proceso de pintado contempla una limpieza superficial con diluyente para luego aplicar por medio de pistola de aire comprimido dos capas de anticorrosivo.

Finalmente se monta y se arma en el Housing.

3.1.5 Elección del proceso de construcción de los álabes Pelton

Los álabes son los encargados de la conversión de la energía hidráulica entregada por el chorro *Pelton* en energía mecánica al eje de la turbina. Cualquier diferencia geométrica que se varíe en éstos puede provocar cambios drásticos en esta transformación fundamental para la obtención de energía eléctrica.

En este trabajo de tesis se comienza con el diseño entregado en [7], el cual fue producto de toda una memoria de título. Este diseño no tiene los orificios para apernar el álabe al rodete, gracias al software “Autodesk Inventor” se logran realizar los orificios según el ángulo que debe tener el álabe en el rodete (ver Anexo B).

Teniendo el diseño terminado, se procede a consultar por los tipos de construcción que se pueden utilizar para los álabes *Pelton*; se dispone de las siguientes opciones:

3.1.5.1 Torno CNC

Luego de una visita a la feria de mini hidro, se obtiene el dato de la empresa “Equipos Mineros” en la que se acaba de comprar un torno CNC de 5 ejes y pueden fabricar el rodete por completo, es decir de un bloque completo de materia prima, maquinar el rodete completo, con disco central y los 17 álabes.

Se pide además la cotización de los 17 álabes por separado para utilizar la idea inicial del diseño (con disco central aparte). Esta tecnología permite un acabado superficial y una semejanza a lo diseñado digitalmente perfecta.

Se cotiza y nunca se obtiene una respuesta formal, pero por vía telefónica informan que sólo la materia prima asciende a cifras que no se pueden llegar en este proyecto.

Es la opción más cara debido a la alta tecnología y alto desperdicio de material involucrado.

3.1.5.2 Fundición y luego maquinado

Se visita la fundición “Modetal” en la que se dedican a fundición de aluminio y duraluminio, especializados en aspas de ventiladores y álabes de bombas. Ellos hacen los moldes de fundición de manera artesanal, en madera y a mano, lo que nos aleja de una cuchara perfectamente igual a la diseñada digitalmente.

Esta opción es la más llamativa económicamente y se ofrece un maquinado posterior a la fundición para dar un acabado superficial ideal.

3.1.5.3 Impresión 3D

Esta tecnología surgió hace poco tiempo y está abriendo un nuevo mercado en el mundo entero debido a que cada vez se están logrando imprimir objetos más grandes y de mejor calidad. A modo de ejemplo, en la feria internacional CES 2014 se muestran como novedad instrumentos musicales eléctricos confeccionados con esta tecnología.

Opción parecida a la primera en términos de la semejanza a lo diseñado digitalmente, pero con poca información sobre la terminación superficial, además de la poca densidad del material que influirá en la inercia del rodete *Pelton*. La ventaja es que se puede fabricar en la Facultad y se ahorran complicaciones con empresas ajenas.

Los costos de esta tecnología, sólo en materia prima son mayores que para la fabricación mediante fundición.

Finalmente, por un tema económico y de experiencia (siempre se han confeccionado así), se decide la opción de la Fundición con posterior mecanizado para realizar los álabes *Pelton*.

3.1.6 Construcción de los álabes *Pelton*

Como se señaló anteriormente, se elige confeccionar los álabes *Pelton* mediante fundición. Se entregan los planos del álabe a la Fundición Modetal, ellos confeccionan un molde en madera con un par de milímetros de holgura debido a las contracciones en la solidificación de la fundición. Este molde se utiliza para crear un negativo en arena y luego rellenarlo con el material fundido. Este proceso se realiza 17 veces y se obtienen los álabes necesarios.

La terminación superficial obtenida luego de la fundición se llama “pétalo de rosa” que consiste en una superficie con pequeña rugosidad. Este estado del álabe no se encuentra a la altura de la terminación superficial requerida por este trabajo de Tesis.

Se realiza un proceso de pulido con un paño abrasivo que no modifica la geometría de la superficie interior. Se realizan las perforaciones de anclaje para ser unidos al disco central en el ángulo de diseño.

Luego de este proceso, se desea una mejor terminación superficial, por lo que se le aplica pintura electrostática y un posterior barnizado que las deja brillantes y muy lisas.

Con el producto terminado, se unen al disco central para crear el “rodete *Pelton*”.



- (a) Modelo en madera confeccionado artesanalmente basado en plano de cortes del álabe.

Es utilizado para generar un negativo en arena y poder generar el producto en duraluminio mediante el proceso de fundición.



- (b) Producto de la fundición en duraluminio con posterior mecanizado para mejorar la terminación superficial.



- (c) Producto final; luego de ser pintado y barnizado, se obtiene una superficie lisa y brillante.

Figura 16 Estados de la confección de los álabes

3.1.7 Diseñar, construir y ensamblar el eje y rodete Pelton

El eje de la turbina *Pelton* está sostenido en dos descansos y es el encargado de transmitir el torque y la potencia mecánica ejercida por el rodete *Pelton* al generador eléctrico.

Tanto el eje como el disco central son calculados y se compra la materia prima en “Aceros Otero” para un posterior mecanizado en el taller Molina del DIMEC.

El eje es construido en un acero SAE 4340 ampliamente utilizado para este tipo de trabajo. Se opta por posicionar dos seguros Seeger, uno a cada lado del disco central que fijan su posición sin dejarlo moverse hacia los lados.

Los rodamientos o descansos que soportan al eje son calculados y se eligen en “Ducasse” ya que poseen diversas representaciones de marcas con variedad de precios. Tienen una sección especial de rodamientos para este propósito y se debe elegir según diámetro y fuerzas involucradas en el funcionamiento del eje (Ver Figura A 9). Cabe señalar que son los encargados de mantener el rodete en su posición con respecto al inyector, o sea que el álabe divida en dos partes idénticas al chorro *Pelton*.

Para cada álabe se necesitan dos pernos de igual diámetro (3/8”) y se utilizan dos golillas normales más una de presión para cada perno.

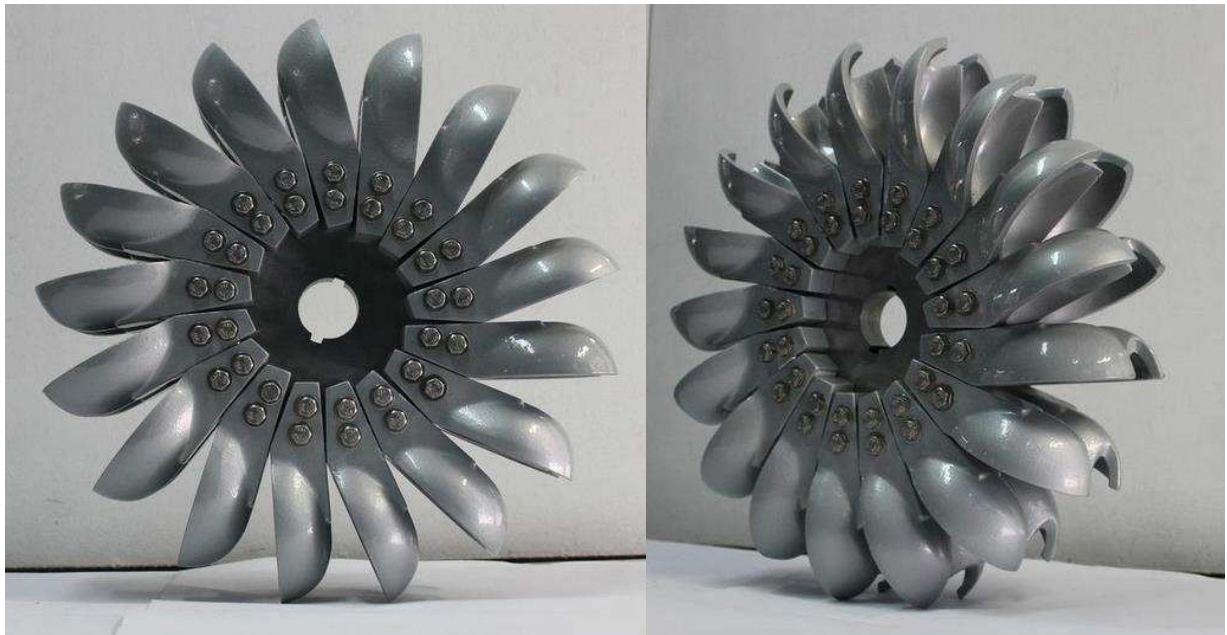


Figura 17 Rodete *Pelton*

3.1.8 Diseñar y construir el Housing de la turbina Pelton

El Housing de la turbina *Pelton* es la estructura que sostiene todos sus elementos y permite dar las dimensiones necesarias para que el inyector quede lo más cercano posible al rodete *Pelton* para disminuir las pérdidas de energías en el trayecto del chorro.

La base del diseño del Housing es poder adaptarse al laboratorio de pruebas disponible, afectar lo menos posible al fluido en su recorrido desde la bomba a la turbina y tener visores para poder observar el chorro y su impacto en los álabes.

La principal restricción que impone el laboratorio de pruebas, es que la alimentación del agua a la turbina viene por la mitad del pozo, por lo que la disposición de la turbina se puede mover sólo en el eje vertical (horizontalmente se encuentra restringido a ser por el medio del pozo) sin incluir más codos (pérdidas).

Para utilizar la menor cantidad de codos posibles, se configura el inyector desde arriba y que impacte hacia abajo en los 45° propios del inyector. Con esto no es necesario utilizar otro codo de 45° que hubiera generado pérdidas y hubiese sido necesario si se disponía el inyector de forma horizontal en la parte baja del rodete.

El aspecto fundamental del Housing es que permita al inyector acercarse lo que más pueda al rodete para que el chorro impacte tangencialmente a la rueda. Para esto se deben considerar las medidas del inyector y posicionar el eje del rodete según corresponda.

Para obtener la ubicación del eje, se comienza con cálculos de geometría básica para que se cumpla lo expuesto anteriormente (la menor distancia posible entre el inyector y el rodete *Pelton*). Se debe calcular la distancia que tiene el inyector dentro del Housing; en este caso es el conducto más la tobera y el punzón cuando está cerrada la válvula de aguja.

- Conducto: 300 [mm]
- Tobera: 193,4 [mm]
- Punzón fuera de tobera: 41,6 [mm]

En total, el inyector dentro del Housing mide: 535 [mm]

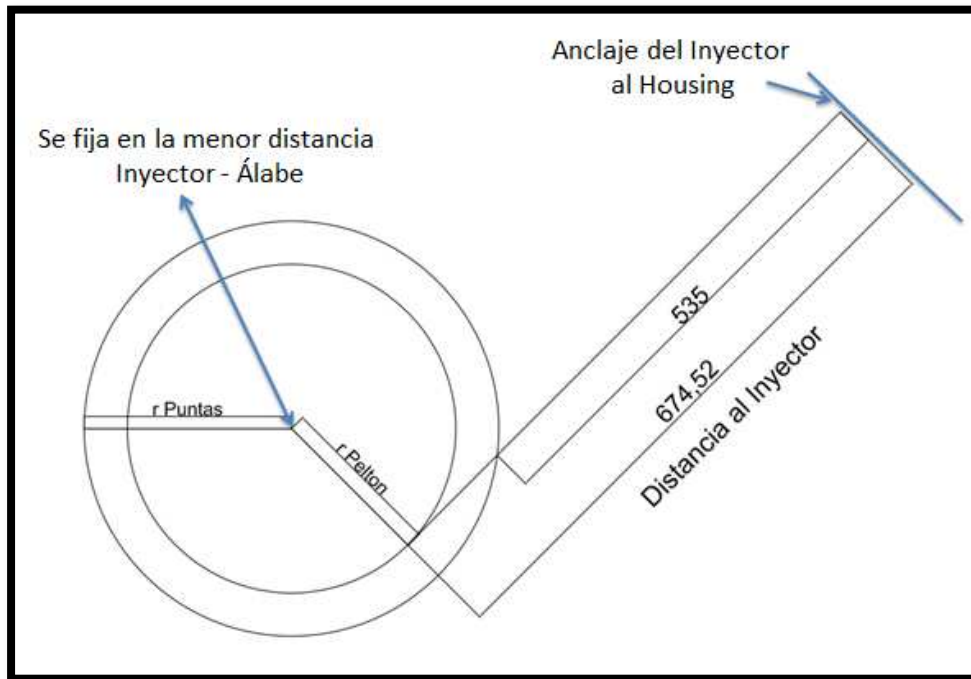


Figura 18 Esquema de distancia entre rodete e inyector [Elaboración propia]

Falta sumarle la distancia desde el eje a los álabes, para esto se proyecta la tangente al radio Pelton y se dibuja el diámetro de puntas. Se deja un pequeño margen (que se verifica en el montaje) y se aplica la distancia calculada del inyector que está dentro del Housing, así se determina la ubicación del eje en las paredes con las que se debe acomodar el resto del diseño para hacerlo factible y tratar de utilizar medidas fáciles para la construcción.

El ancho del Housing se define en [1], en que se aconseja que sea entre 4 a 5 veces el ancho del álabe (640 [mm]).

El soporte del Housing se basa en las planchas laterales que están unidas entre sí mediante soldadura, además de estar soldadas a los perfiles inferiores que le dan el anclaje al suelo.

Para incluir visores se realiza un corte circular bajo el inyector en donde se puede observar el impacto del chorro en el álabe. En los paneles laterales se realiza un cuadrado para observar la calidad del chorro. Por último en la parte opuesta al inyector se deja toda una pared de acrílico para ver el rodete completo y poder acceder a él fácilmente.

Se coloca una plancha como rampla en la parte baja del Housing para que ayude a una evacuación efectiva y rápida del agua hacia el pozo.

Se debe considerar en el diseño del Housing, el cómo se montará el rodete Pelton al interior de éste, es por eso que se hacen cortes en las planchas laterales, para que la parte superior quede desmontable y con la plancha superior apernada permiten bajar el rodete desde arriba y posicionarlo en su lugar definitivo.

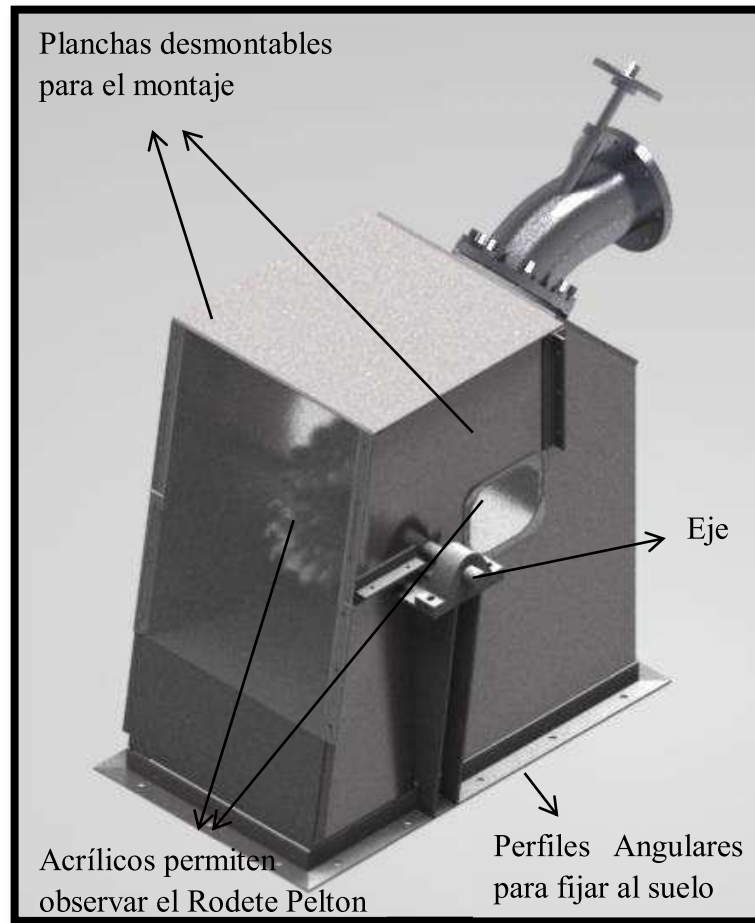


Figura 19 Diseño del Housing [Elaboración propia]

Al tener las soldaduras realizadas, se procede a limar las uniones para dar una mejor terminación a los cordones de soldadura. Se le aplica con spray ácido fosfórico diluido en alcohol a toda la superficie interna y externa para sacar el óxido que traían las planchas. Para finalizar el tratamiento, se debe limpiar la superficie con alcohol puro en forma de spray. Teniendo este tratamiento terminado se procede a pintar con pistola de aire comprimido una primera capa de anticorrosivo gris perla para finalmente darle dos manos de pintura con esmalte brillante azul.



(a) Inicio de montaje; Soldadura



(b) Soldadura finalizada



(c) Dos manos de pintura



(d) Armado

Figura 20 Estados de la construcción del Housing

El contacto directo con el suelo es muy duro y podría generar un mal funcionamiento del equipo por no tener cómo disminuir sus vibraciones, por lo que se hace un marco de goma dura de 10 [mm] de espesor¹ entre el suelo y el Housing.

Para los visores de acrílico y juntas metálicas se utiliza una goma espuma (más blanda) para evitar filtraciones de agua hacia el exterior.

Se necesitan instalar pernos de anclaje al suelo para fijar la turbina; se hacen perforaciones en el suelo y así se logra fijar la turbina en la posición que se desee.

3.1.9 Elegir unión entre eje de turbina y generador

Esta unión debe soportar la potencia transferida entre el eje de la turbina y el eje del generador. En Ducasse se trabaja con este tipo de producto y se elige el modelo L 190 por adecuarse a los requerimientos (potencia y diámetro de eje). Se muestra el tipo de acople en la Figura 21, tiene una goma entre dos coronas dentadas para transmitir la potencia y dar el ajuste necesario al aplicar torques para que no sufra ninguno de los dos equipos.



Figura 21 Acople entre eje de la turbina y generador²

3.1.10 Diseñar y construir el anclaje al laboratorio de la turbina y el generador

Este anclaje se realiza por medio de perfiles de acero de 65x65x6 [mm] y 90° soldados a las planchas laterales del Housing, se les hacen orificios para utilizar pernos de anclaje para fijarlos al suelo.

Se fija lo más cercano al borde del pozo para que no existan pérdidas de agua y se cierre el ciclo.

Para el generador se construye un marco en el mismo tipo de acero. Este marco tiene 4 patas para lograr apoyo y fijación en el suelo.

¹ Esta goma no ha sido seleccionada con los fundamentos teóricos de amortiguación, se utiliza para absorber posibles vibraciones de la turbina.

² <http://scem-chile.cl/sitio/acoplamiento-flexibles/>

3.1.11 Conjunto de simulación de carga eléctrica

Consiste en satisfacer el sistema trifásico que posee el generador y poder darle diferentes cantidades de carga (igual para cada fase) según se requiera.

Se consiguen prestadas de tres cargas eléctricas idénticas del tipo I y otras tres del tipo II, (Figura 22) que se conectan en serie (I con II), con una conexión tipo estrella, a las fases del generador. Se deben conectar en serie debido a que el generador pasa por altos voltajes que podrían quemar la carga si se conectan por separado, además se conectan en modo estrella para una mayor protección de éstas.

Cada una tiene las siguientes características: Consta de siete interruptores que le dan el paso de corriente eléctrica a distintos tipos de resistencias, la más baja es de 0,5 [A], seguida por una de 1 [A], dos de 2 [A], dos de 5 [A] y finalmente una de 10 [A].

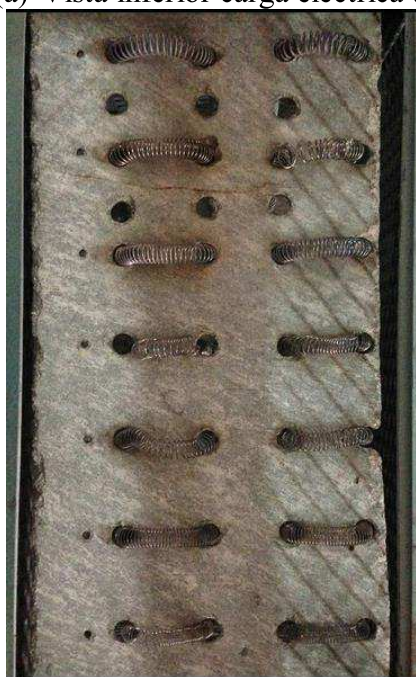
Las pruebas se realizan aplicando el siguiente orden en cada fase:

Tabla 4 Amperaje aplicado en cada prueba de la turbina Pelton

Prueba #	Amperaje [A]	Prueba #	Amperaje [A]	Prueba #	Amperaje [A]
1	2	6	10 [A]	11	24 [A]
2	3	7	11 [A]	12	28 [A]
3	6	8	14 [A]	13	31 [A]
4	7	9	18 [A]	14	33 [A]
5	8	10	21 [A]		

Cada fase tiene una carga máxima de 51 [A]. Por lo que el total de la carga eléctrica disponible es 153 [A].

(a) Vista inferior carga eléctrica tipo I



(b) Vista inferior carga eléctrica tipo II

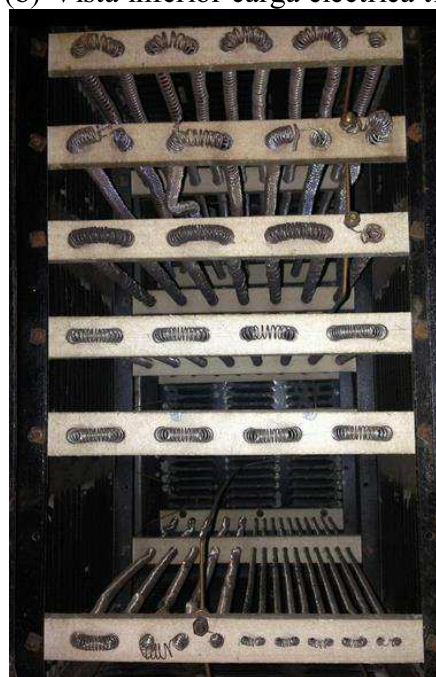


Figura 22 Una de las tres cargas eléctricas (iguales) usadas para representar el consumo eléctrico de la turbina.

3.2 Adquisición de datos y mediciones

La calidad de los ensayos está directamente relacionada con los instrumentos de los que se dispone, es por esto que el presupuesto entra a jugar un rol clave al momento de querer obtener una mejor calidad de ensayos.

3.2.1 Requerimientos y limitaciones

Las variables que se requieren para caracterizar el funcionamiento de las turbinas hidráulicas se han definido en la sección 2.4. Aun así, no se pueden medir todas esas variables en este trabajo de Tesis, por lo que se tienen las siguientes limitaciones:

- No se mide la potencia útil P_u , ni la potencia en el eje P_a y tampoco el torque τ en el eje de la turbina. Esto se debe a que se han tomado como referencia los resultados obtenidos en [6] y se ha considerado una buena forma de caracterizar la turbina según su potencia generada a través del generador eléctrico. Aun así, para medir estas tres variables señaladas se deben tener equipos que no están considerados en este proyecto.
- Debido a lo recién expuesto, no se pueden calcular directamente los rendimientos mecánico ni eléctrico, η_m y η_E .
- Las variables a medir en este proyecto son la presión (altura neta) y el caudal, las cuales se pueden medir con instrumentos disponibles en el mercado. Hay diferentes modelos, basados en distintos principios, con calidades y precisiones incomparables, así como el precio puede variar en razón 1:50.

3.2.2 Mediciones e instrumentación

En esta sección se exponen las mediciones necesarias para realizar los ensayos a la turbina hidráulica tipo *Pelton* de este trabajo y los instrumentos utilizados.

Medición del caudal

En este trabajo de Tesis se mide el caudal mediante una placa orificio instalada aproximadamente a 20 diámetros aguas arriba de la expansión de 6" a 8" (ver Figura 6).

En la Tabla 5 se muestran las dimensiones de la placa orificio mecanizada en acero inoxidable A316.

Tabla 5 Dimensiones de la placa orificio instalada en el laboratorio de pruebas

Dimensión	Valor
e	1 [mm]
E	3 [mm]
d_{po}	98 [mm]
$\beta_{po} = d/D$	0,65



Figura 23 Placa Orificio

Medición de presión

Son dos motivos los que nos obligan a medir la presión: conocer la presión total (suma de la presión estática y dinámica) y con esto inferir la altura neta equivalente que percibe la turbina, y el segundo es medir el caudal a través del diferencial de presión que genera la placa orificio al reducir el área de paso del flujo.

- Medición de la presión total para determinar la altura neta equivalente H_n .

Para encontrar la altura neta equivalente se utiliza un tubo de *Pitot* conectado a un manómetro análogo para entregar la presión total (ver Anexo B - Teoría de la Placa Orificio y Pitot).

- Medición de presión diferencial en placa orificio para cálculo de caudal.

Para encontrar la presión diferencial que origina la placa orificio, se tienen 2 tomas de presión, una a aguas arriba y otra aguas abajo de la placa orificio, conectadas a un tubo U con dos columnas de mercurio que entrega el diferencial de la presión entre estas tomas; con los milímetros de mercurio de esta diferencia, se convierte a Pascales y con la ecuación B-55 se obtiene el caudal.



a) Medidor de presión total



b) Medidor de presión diferencial

Figura 24 Instrumentos de medición análogo-digital

El manómetro análogo es de fácil conversión a metros de altura simulada (de $[kg/cm^2]$ a $[Pa]$), mientras que para el diferencial de mercurio se debe hacer una referencia circular en el software *Microsoft Excel* para obtener el caudal final.

Se decide hacer una rectificación a esta medición del caudal. Se procede a tomar tiempos de llenado a la salida de la turbina de un recipiente de volumen conocido. Esta tarea se torna bastante complicada, pero se logran obtener datos que permiten corregir el caudal medido según la placa orificio, aunque cabe destacar que por lo impreciso de este método se generan barras de error grandes.

Potencia hidráulica

Como se ha expuesto en un principio (ecuación 2-1), la potencia hidráulica de un flujo está dada por la densidad del agua ρ , la aceleración de gravedad g , por la altura neta equivalente y el caudal del fluido.

Las mediciones de potencia hidráulica están condicionadas según el recurso hidráulico en el que se encuentre, las mediciones de altura neta equivalente y caudal. Gracias a un termómetro, se tiene la temperatura del agua utilizada en el laboratorio ($18^\circ C$) para determinar su densidad (ver Anexo A). Además de utilizar el valor de la aceleración de gravedad como $g = 9,794 [m/s^2]$.

Mediciones eléctricas

En este trabajo de Tesis se miden las siguientes variables:

- La potencia eléctrica, P_E entregada por el generador en cada fase.
- La frecuencia de la corriente eléctrica. La que permite saber directamente las revoluciones por minuto con las que está funcionando la turbina (ec. B-50) y es la forma más fácil y rápida de establecer la velocidad angular de la Turbina-Generador para realizar las pruebas.
- El voltaje fase-neutro en cada una de las tres fases del generador.

Se requiere de varias pinzas amperínicas, Figura 25, que entregan el valor de las variables recién mencionadas para cada fase o también se logra mediante un equipo Hioki.



Figura 25 Pinzas amperínicas³

³ <http://www.dagatron.es/c/3-category/pinzas-amperimetricas.jpg>

3.3 Ensayos

En esta sección se explica cómo fueron realizados los ensayos para llegar a los objetivos propuestos en este trabajo de Tesis. Ha sido necesario obtener el diagrama de explotación $H = H(Q)$ con curvas de isorendimiento e isopotencia (a 750 [rpm]).

3.3.1 Medición de un punto de operación (H_n, Q)

Se quieren conocer las características mecánicas e hidráulicas que presenta la turbina tipo *Pelton*, el generador eléctrico y la válvula tipo aguja. Se necesita que el recurso hídrico pueda simular distintos puntos de operación (H_n, Q) mientras se toman las mediciones necesarias.

Variables medidas por cada punto de operación (H_n, Q)

En las siguientes Tabla 6 y Tabla 7 se exponen las variables medidas en cada punto de operación. Cabe notar la diferencia entre variables independientes y las dependientes (relativas a cálculos y tomas de datos). Se cita la ecuación comprendida para obtener cada variable dependiente así como la descripción de ésta.

Tabla 6 Variables independientes en la toma de datos

Variable independiente	Descripción	Variables relacionadas	Ecuación
δp_{po}	Diferencia de presión generada por la placa orificio	Q	B-55
a	Fracción de apertura de la válvula de aguja	—	—
p	Presión total aguas arriba de la válvula de aguja	H_n	B-63
f_{VF}	Frecuencia entregada al motor eléctrico por el variador de frecuencias	—	—
f_{gen}	Frecuencia de la corriente eléctrica entregada por el generador	n	B-50
V_{f-n}	Diferencia de voltaje entre las fases y el neutro del generador	—	—
$P_E^{fI}, P_E^{fII}, P_E^{fIII}$	Potencia eléctrica por fase	P_E	$P_E = \sum_{i=I}^{III} P_E^{fi}$
n_B	Revoluciones por minuto de la bomba	—	—

Tabla 7 Variables dependientes en la toma de datos

Variable dependiente	Descripción	Variables relacionadas	Ecuación
Q	Caudal	δp_{PO}	B-55
H_n	Altura neta equivalente aguas arriba de la válvula de aguja	p	B-63
v	Velocidad media del flujo dentro de la tubería	Q	$Q = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot v$
C	Coefficiente de descarga de la placa orificio	Q	B-55
n	Número de revoluciones por minuto de la turbina y el generador	f_{gen}	B-50
P_E	Potencia eléctrica total	$P_E^{fI}, P_E^{fII}, P_E^{fIII}$	$P_E = \sum_{i=I}^{III} P_E^{f_i}$
P_h	Potencia hidráulica aguas arriba de la válvula de aguja	$Q ; H_n$	2-1
η_g	Rendimiento de la microcentral hidroeléctrica	$P_E ; P_h$	P_E/P_h

3.3.2 Cálculos para obtener el Diagrama de Explotación $H_n = f(Q)$

A continuación, se explica la metodología para obtener el diagrama de explotación. En los ensayos efectuados se trabajó con las *curvas de isoapertura* que se definen a continuación.

Curvas de isoapertura

Utilizar esta opción consiste en tomar datos en una serie de puntos de operación, los que se definen según las *r.p.m's* de la bomba centrífuga que comanda el recurso hídrico, dejando constante la apertura (a) de la válvula de aguja del inyector. Entonces, se tendrá una curva para cada grado de apertura (a) en el plano $H_n - Q$.

Para continuar, es bueno recordar que:

- Las pruebas se realizaron de modo que las condiciones de operación del generador fueron siempre $f_{gen} = 50 [Hz]$ y V_{f-n} variable debido al tipo de generador utilizado.
- Las cargas eléctricas disponibles en la instalación son 3 cargas idénticas, cada una conectada a una fase del generador eléctrico (ver sección 3.1.11).

Pasos para la obtención de una curva de isoapertura

Teniendo en cuenta los puntos recién expuestos, para medir una curva de isoapertura se siguen los siguientes pasos:

1. Establecer una apertura de la válvula de aguja, (a), que define la curva de isoaperturas.
2. Conectar el conjunto de cargas que se desea medir y buscar la frecuencia del variador de frecuencias, f_{VF} , cumpliéndose el punto anterior (a).
3. Cada valor f_{VF} implica un valor de n_b , por lo que se entregó a la turbina un nuevo punto de operación (H_n, Q). En cada uno de estos puntos de operación se realiza una toma de datos.
4. Se repiten estos tres puntos anteriores para realizar todas las pruebas.

Cabe notar que para obtener las aperturas en [mm] es necesario saber el paso que posee el inyector de la turbina *Pelton*. En estas pruebas se comienza por una apertura de $a = 16$ [mm], que corresponde a 8 [*vuel*tas] de apertura del volante del inyector. Y la última es de $a = 44$ [mm], lo que corresponde a 22 [*vuel*tas] del volante del inyector.

El diagrama de explotación completo se genera mediante dos procesos:

- La obtención de una serie de curvas de isoapertura que recorran todo el rango en el que la válvula de aguja pueda operar (no se abre más de 44 [mm] por errores de medición y por estar fuera del área que interesa medir).
- El cálculo de curvas de isorendimiento e isopotencia.

Metodología para el cálculo de las curvas de isorendimiento e isopotencia

Con los datos obtenidos hasta ahora no es posible generar las curvas de isorendimiento e isopotencia, esto se debe a que estos datos son potencias eléctricas e hidráulicas que se convierten en diferentes valores de η_G . No es común encontrar entre estos valores obtenidos dos o más que sean iguales, por lo que trazar una curva de isorendimientos e isopotencias no se puede sin antes hacer cálculos de interpolaciones.

Cabe notar que la siguiente explicación se utiliza tanto para el cálculo de isorendimientos, como de isopotencias.

Como se desea comparar los resultados de este trabajo con los obtenidos en [6], se utiliza la solución planteada en esa misma Memoria.

Consiste en realizar una interpolación para calcular cuál punto de operación $\{H_n, Q\}$, que pertenece a cierta curva de isoapertura, tiene un valor de rendimiento buscado, por ejemplo, $\eta_G = 0,54$. Esta búsqueda debe ser realizada para cada una de las curvas de isoapertura, de manera que se encuentran, uno o más *puntos interpolados* para cada curva de isoapertura. Por lo

que, todos los puntos que se encuentren con un mismo valor de rendimiento, pertenecen a su respectiva curva de isorendimiento.

Cálculo de un punto interpolado

Para calcular un punto de la curva de isorendimiento se utiliza la interpolación lineal, para comprender el procedimiento se explica a continuación:

Se quiere calcular el punto de operación $\{H^*, Q^*\}$ que pertenece a la curva de isoapertura definida por $a = 40$ [mm] con un rendimiento de $\eta_G = 0,3$.

Se buscan los puntos de operación $\{H_-, Q_-\}$ y $\{H_+, Q_+\}$ pertenecientes ambos a esta curva de isoapertura tales que el rendimiento global en $\{H_-, Q_-\}$ es $\eta_G^- = 0,29$ y en $\{H_+, Q_+\}$, $\eta_G^+ = 0,33$. ($\eta_G = 0,3$ debe estar entre estos dos puntos)

Además, se debe tener que estos dos puntos sean consecutivos, o sea que no se midió ningún otro punto de operación perteneciente a la misma curva de isoapertura que tenga un rendimiento entre 0,29 y 0,33.

Para calcular la interpolación $\{H^*, Q^*\}$ que tenga rendimiento de $\eta_G^* = 0,3$ se procede así:

Primero se calcula el valor α_{η_G}

$$\alpha_{\eta_G} = \frac{\eta_G^* - \eta_G^-}{\eta_G^+ - \eta_G^-} = \frac{0,3 - 0,29}{0,33 - 0,29} \quad 3-2$$

Y luego se calcula el punto interpolado:

$$H^* = H_- + \alpha_{\eta_G} \cdot (H_+ - H_-) \quad 3-3$$

$$Q^* = Q_- + \alpha_{\eta_G} \cdot (Q_+ - Q_-) \quad 3-4$$

Procesamiento de datos

Los cálculos para poder encontrar los puntos interpolados se han realizado mediante el software *Microsoft Excel*. Mientras que para calcular los valores del caudal a partir de las diferencias de presión entregadas por la placa orificio, se ocupa la ecuación B-55. Se tiene que el coeficiente de descarga, C , también depende de Q , por lo que se debe hacer una iteración en el software *Microsoft Excel* para encontrar la solución.

4 Puesta en Marcha, Análisis de Pruebas y Resultados

En esta sección se expone cada etapa que se realizó para lograr una buena puesta en marcha y tener la turbina *Pelton* a punto para poder realizar las pruebas.

Es fundamental revisar los resultados generales de los ensayos antes de ver los diagramas de explotación para tener las nociones básicas del funcionamiento de la turbina *Pelton*. Con esto, se permite una comprensión completa del conjunto de resultados. Se expone la totalidad de puntos de operación medidos en el plano $H_n - Q$.

4.1 Puesta en marcha

4.1.1 Anclaje del Housing

Por el diseño que se le ha dado al Housing, se debe anclar al final del pozo. Se utiliza el radier existente y se perfora para colocar los pernos de anclaje que tengan dónde sujetarse (hay cuatro pernos que no tienen radier para perforar). Se arrienda un rotomartillo para lograr perforar satisfactoriamente el radier. En la Figura 26 se observan los pernos de anclaje con la goma de apoyo listos para recibir la turbina. En la parte de abajo de la foto se aprecia el pozo tapado con una tapa que se puede abrir según se requiera.

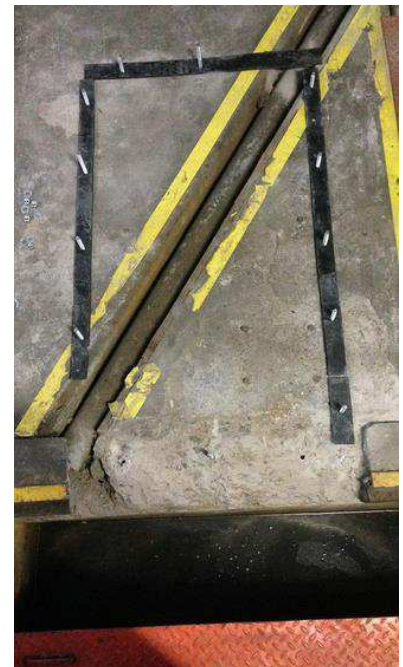


Figura 26 Anclaje de la Turbina *Pelton*

4.1.2 Montaje

Al tener el suelo listo para la llegada del Housing se procede a su montaje. Se hacen las mediciones correspondientes para saber dónde se debe incorporar el apoyo para sostener el generador.

Por otro lado, se sube la cañería del circuito hidráulico que se conecta con el inyector y se le acomodan dos caballetes para evitar vibraciones y fuerzas que podrían quebrar esta cañería debido al peso del agua. Además se le fabrica el tramo que falta para acoplarse a las 8'' del inyector. (Figura 27)

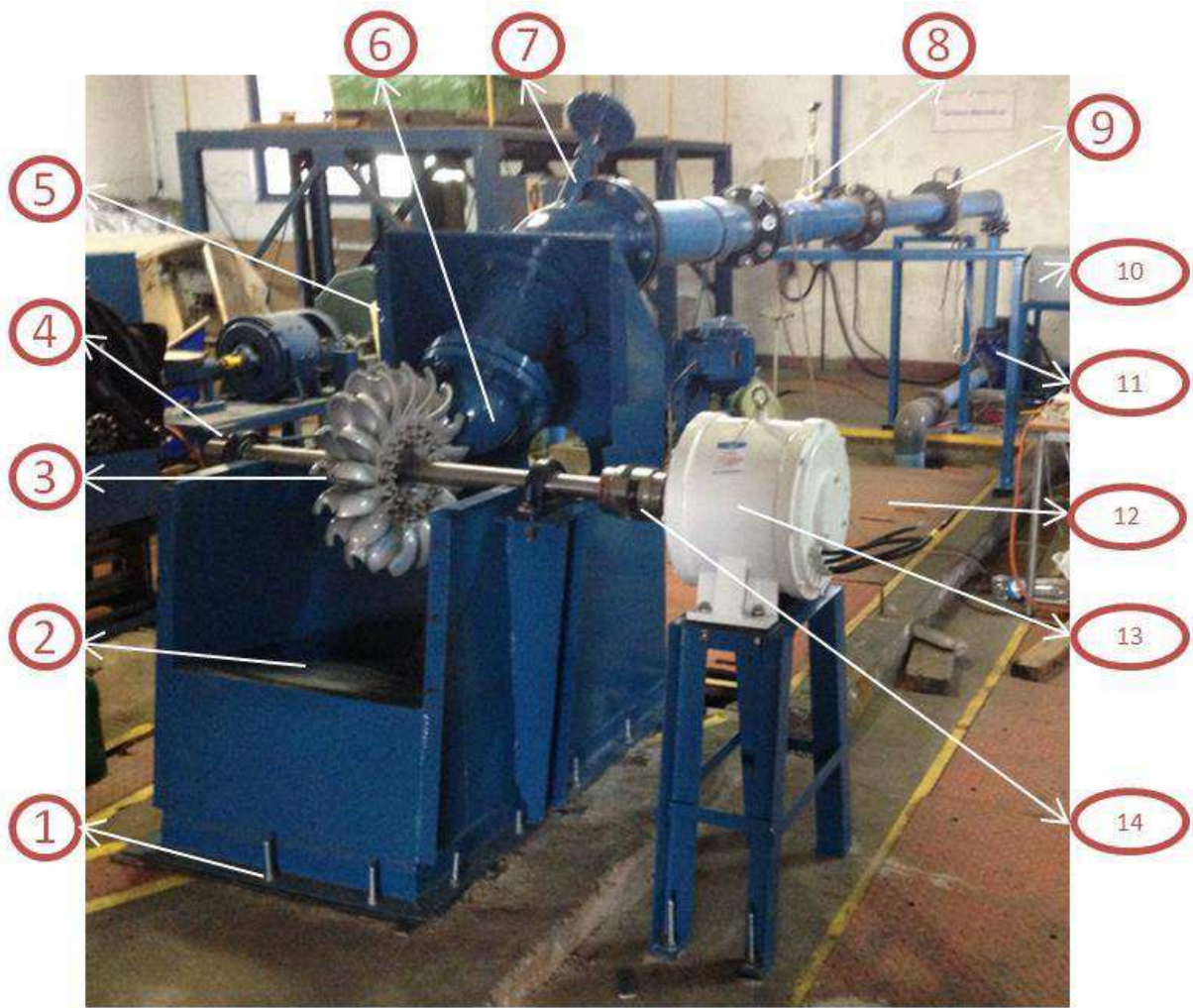


Figura 27 Montaje de la Turbina *Pelton* en el laboratorio de pruebas

Tabla 8 Identificación de Objetos de la Figura 27

Número	Objeto
1	Anclaje al suelo
2	Rampla para devolver el agua
3	Rodete <i>Pelton</i>
4	Rodamientos del Eje
5	Perfiles para fijar planchas desmontables
6	Tobera Inyector
7	Regulación Inyector
8	Tubo de <i>Pitot</i>
9	Placa Orificio
10	Variador de Frecuencias
11	Bomba Hidráulica
12	Pozo
13	Generador Eléctrico
14	Acople Ejes Turbina-Generador



**Figura 28 Alineamiento
laser de los ejes**

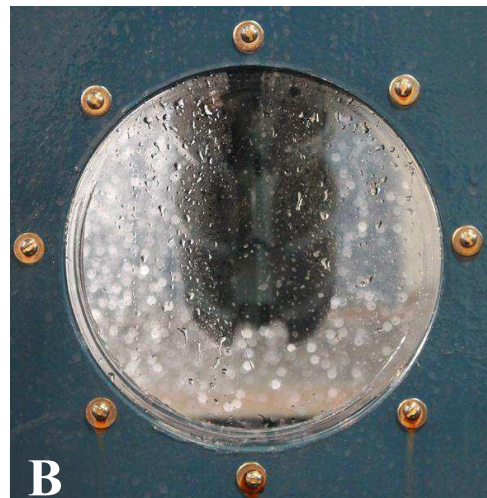
El alineamiento del eje de la turbina al eje del generador es algo complejo, se realiza en un primer momento por tanteo, pero luego se solicita el servicio de alineación laser para estar seguros de no estar generando pérdidas exageradas por roce en esta unión.

Roda Center hace este servicio con gran exactitud y alta tecnología, es un proceso rápido que requiere de apretar y soltar varias veces los cuatro apoyos del generador. El alineador laser da las indicaciones de qué laina debe ponerse y en qué apoyo del generador. Estas laines son láminas de diferentes grosores según las diferencias de altura que tenga el equipo a alinear.

Con el alineado terminado, se procede a cerrar el Housing y sellar lo mejor posible todos los visores y juntas entre metales.

Se compran gomas de diferentes espesores y durezas, para poder sellar según se necesite. Para uniones entre fierros se utiliza una goma delgada con unas aletas que facilitan su pegado (similares a las utilizadas en las puertas de los autos), mientras que para el sellado de las partes con acrílico se utiliza una goma de mayor grosor y más blanda que permite presionar el acrílico sobre ésta para que no existan fugas. En la Figura 29 se exponen varias tomas de su terminación final.

Cabe notar que este diseño carece de un retorno efectivo del agua al pozo, ya que el caudal es muy grande para ser evacuado perfectamente. Se recomienda para una futura microhidro *Pelton* tener un housing fundido sobre el pozo que incluya el empotramiento de la base del generador para facilitar el montaje y alineamiento de éste.



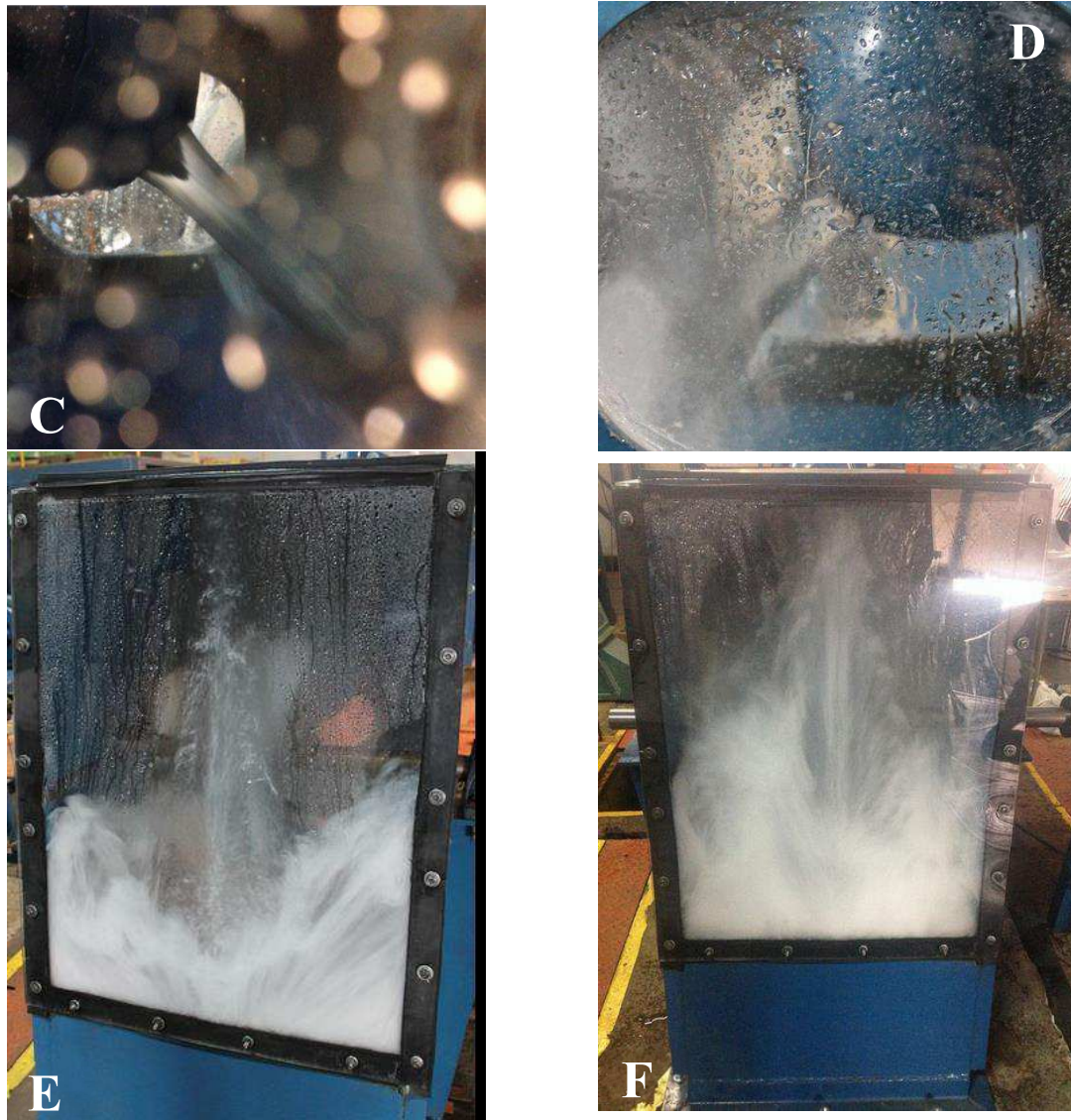


Figura 29 Estado final de la construcción, puesta en marcha y comienzo de pruebas. (en las últimas cuatro, se aprecia a la izquierda un menor caudal, mientras que en las de la derecha se tiene un mayor caudal)

En la fotografía A, se aprecia el montaje final concluido, con las planchas desmontables fijas y los acrílicos puestos. Se observa la buena visibilidad al rodete que ofrece el acrílico frontal.

En la B, se fotografía un primer plano del acrílico posterior que permite observar el impacto del chorro en el álabe de forma frontal.

En la C y D, se tienen tomas de los dos acrílicos laterales. Para la primera, con una altura de 26 [m] y un caudal aproximado de 20 [l/s], con una apertura del inyector pequeña (chorro delgado). Mientras que para la segunda, se tiene una altura de 48 [m] y un caudal aproximado de 40 [l/s], con una apertura máxima del chorro.

Para las últimas dos, E y F, se tiene la turbina en funcionamiento a 750 [r.p.m] con las alturas y caudales señalados para las fotografías C y D.

4.2 Resultados generales

4.2.1 Rectificación de las mediciones de Caudal

Como se señaló en la sección 3.2.2, las mediciones realizadas con la placa orificio no dan la confianza suficiente como para tomarlas como definitivas. Por esto se decide comparar las mediciones de la placa orificio con el resultado de pruebas de llenado de un cierto volumen de agua en un determinado tiempo.

El recipiente hace aproximadamente 90 [l] y se llena utilizando los siguientes caudales:

Tabla 9 Caudales medidos con el recipiente

Prueba Número	Caudal [l/s]	Prueba Número	Caudal [l/s]
1	20	5	28
2	22	6	30
3	24	7	32
4	26	8	34

Para cada caudal se toman once tiempos para eliminar el mayor error posible en la toma de estas mediciones.

Estas pruebas se realizan introduciendo el recipiente en la “cascada” que la turbina bota de vuelta al estanque. Cabe notar que el agua devuelta por la turbina viene con mucha espuma y al ir aumentando el caudal se tornó cada vez más complejo tomar las medidas.

De hecho, las mediciones dan resultados apropiados hasta el quinto caudal señalado, luego de éste, la espuma no deja ver bien en qué momento se termina de llenar el recipiente y arroja resultados totalmente erróneos. Los cálculos realizados de aquí en adelante toman sólo los primeros cinco puntos como base.

En la Figura 30, se grafican los puntos medidos por el contenedor con rombos azules (para todos los caudales), además en cruces rojas se tienen los puntos del caudal que la placa orificio entregó en estas pruebas.

En triángulos verdes se grafican sólo los primeros cinco datos que se consideran válidos para crear una línea de tendencia (cruces celestes) que será la que se considera como válida para reajustar el caudal medido por la placa orificio.

Se puede apreciar en el gráfico la ecuación lineal que se le debe aplicar a los datos de la placa orificio para obtener el nuevo caudal calculado. Ésta ecuación se genera gracias a la línea de tendencia de los primeros cinco puntos.

Además se agregan las barras de error de un 10%, que es el error calculado debido a la variación obtenida entre las mediciones por la placa orificio y las obtenidas por el llenado del contenedor.

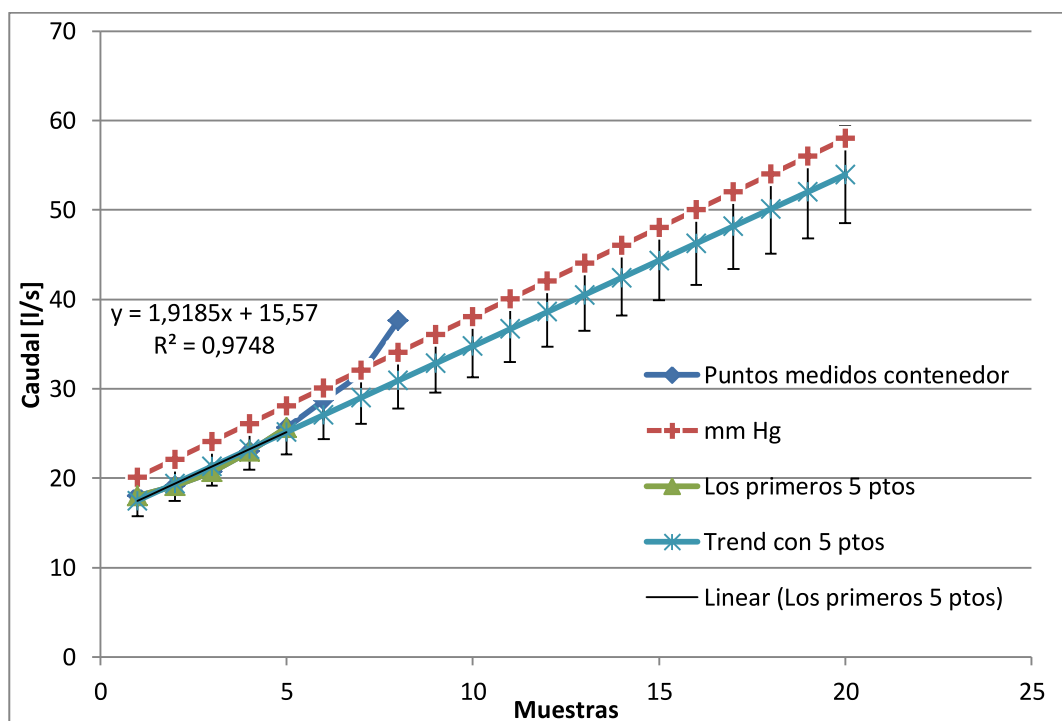


Figura 30 Rectificación del caudal

4.2.2 Zona de operación

Los siguientes gráficos presentan los puntos de operación medidos con los que se generan todos los resultados obtenidos en este trabajo, en éstos ha sido aplicada la rectificación de caudal recién expuesta.

Siguiendo lo explicado en el capítulo anterior, las pruebas se realizan mediante la obtención de las curvas de isoapertura de la válvula de aguja, tal como se expone en Anexo B - Turbinas hidráulicas tipo *Pelton*, la variable es (a).

En la Figura 31 se expone el gráfico (H_n, Q) que contiene las doce curvas de isoaperturas obtenidas en estas pruebas de la turbina *Pelton*.

Se destacan como rombos blancos enmarcados con celeste, todos los puntos en que fueron tomados los datos. Además se unen los que pertenecen a la misma isoapertura, señalando en la parte superior de cada una a qué apertura del inyector corresponde. Como se señaló anteriormente, $a = 16 [mm]$ corresponde a 8 [vueltas] del volante del inyector, mientras que $a = 44 [mm]$ son 22 [vueltas] desde la posición cerrado.

Si ponemos atención en las curvas de isoapertura obtenidas, son todas bastante similares en forma y son lineales, pero la curva de 44 [mm] deja mucho que desear en cuanto a linealidad debido a fallas en los instrumentos de medición, por lo que no es considerada en los cálculos de las demás curvas.

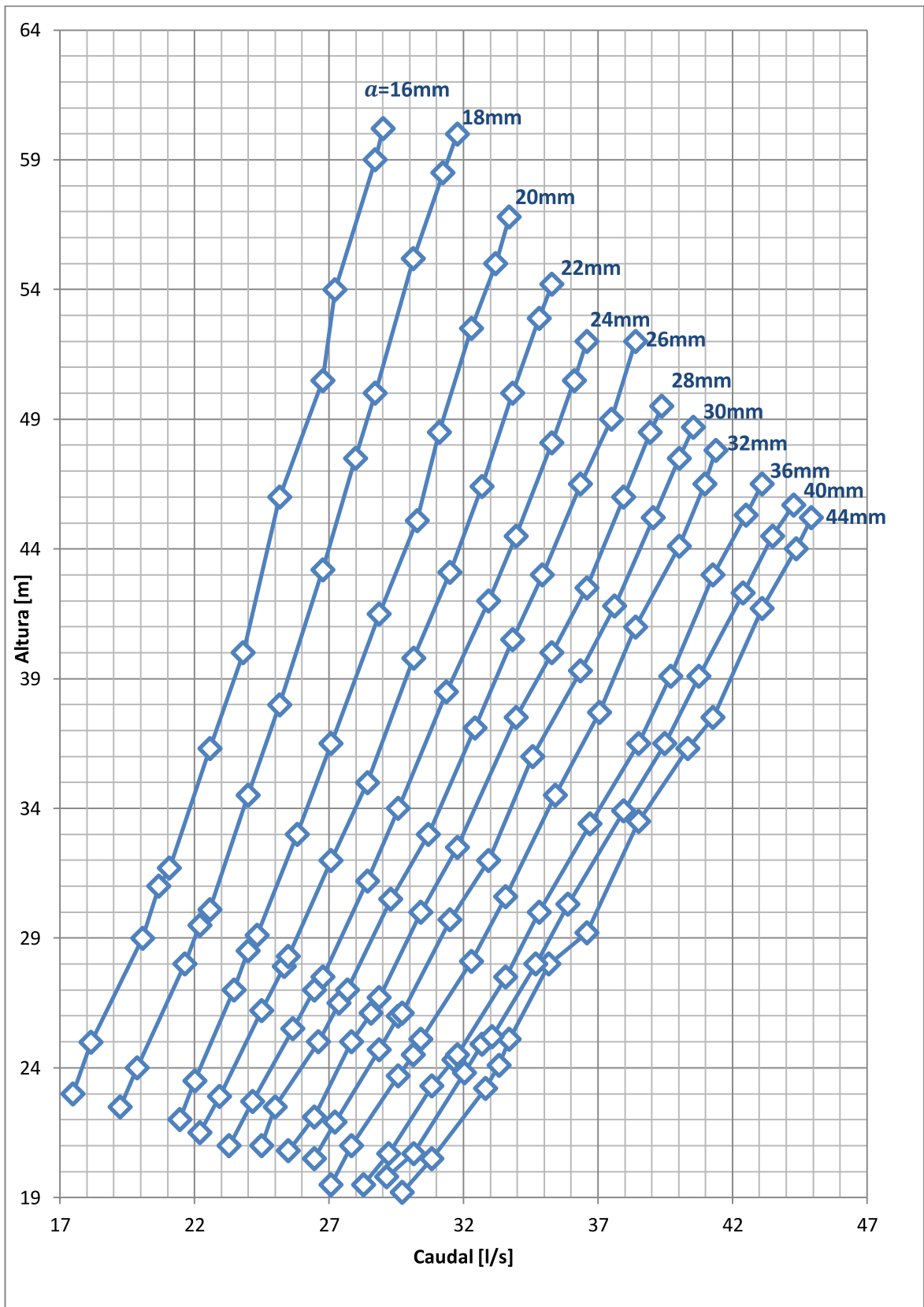


Figura 31 Puntos de medición con curvas de isoapertura

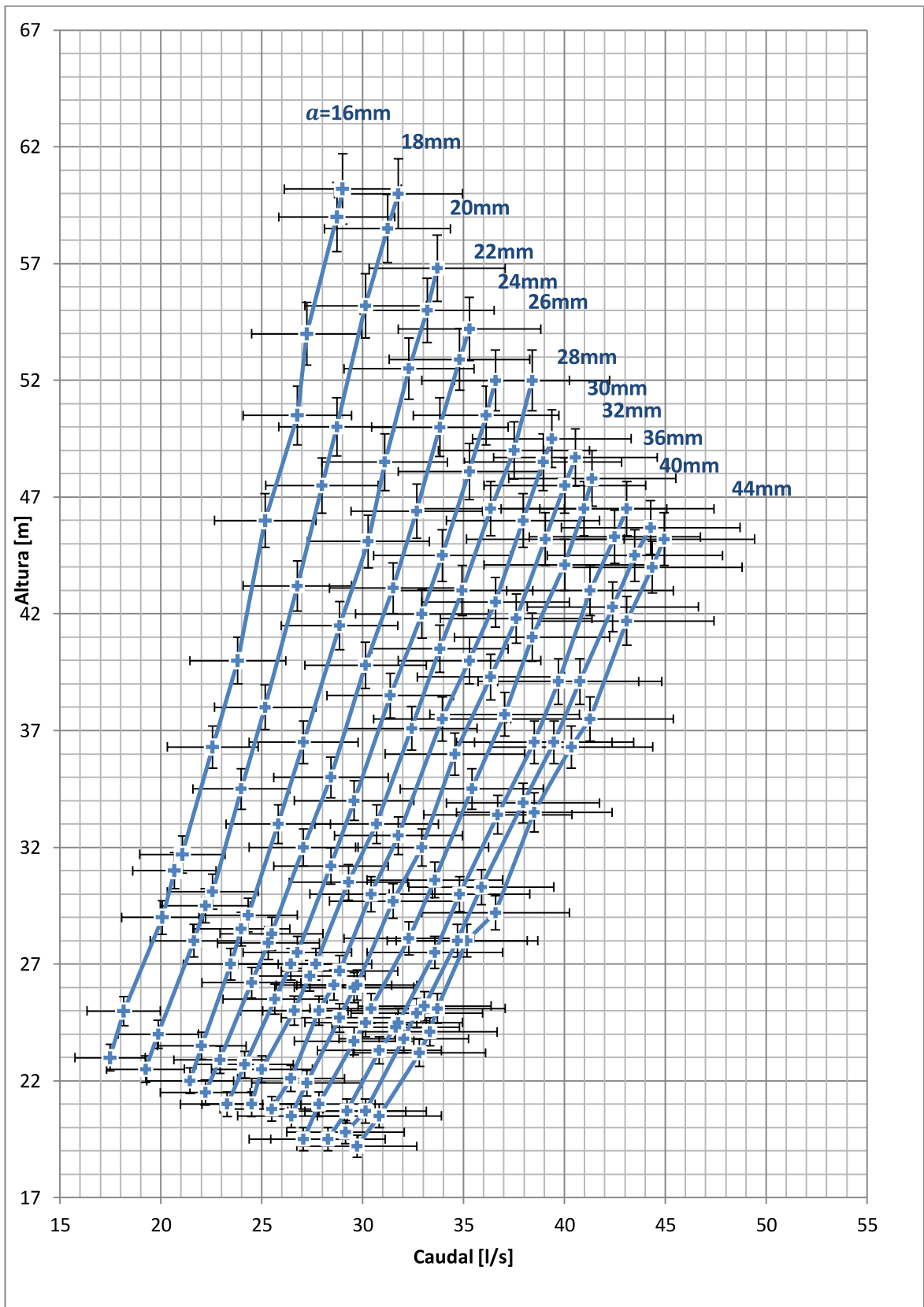


Figura 32 Puntos de medición con barras de error

Se expone en la Figura 32 las mismas curvas de la Figura anterior, pero ahora se le agregan las barras de error asociadas a las tomas de mediciones y se cambian los rombos por cruces.

En el caso de la Altura, al tomar la medición entregada por el manómetro, se producían vibraciones en la aguja indicadora la mayoría de las veces y se incrementaban al aumentar los caudales y altura. Por eso se asocia un error de un 2,5%, ya que a unos 40 [m] se tenía un error de 1 [m]. Este error puede haber sido mayor desde cierta altura hacia arriba, por lo que se sugiere cambiar el tipo de instrumento para medir esta variable.

Para el caudal, como se ha explicado anteriormente fue necesario realizar una corrección en los valores entregados por la placa orificio, entonces el error asociado a estas mediciones es precisamente la diferencia que aparece entre ambas mediciones, que corresponde a un 10%.

Al tener errores porcentuales, se tienen pequeños errores para pequeñas alturas y caudales, pero van creciendo al aumentar ambas variables. Esto es correcto debido a que los instrumentos de medición iban generando mayores variaciones y vibraciones que dificultaban generar una medición precisa.

Es de carácter urgente actualizar los instrumentos para la toma de datos, así se lograrán resultados más certeros y confiables. Para el caso de la medición del caudal, existen flujómetros electromagnéticos o ultrasónicos que se deben poner en alguna parte del circuito hidráulico. Existen incluso con flanjes para facilitar su instalación.

Un instrumento que cambiaría totalmente las pruebas realizadas al rodete, sería un torquímetro que permita obtener el torque que el rodete ejerce en todo momento sobre el generador. Así también se puede obtener la potencia mecánica que está generando la turbina *Pelton* y no es necesario utilizar las medidas eléctricas, por lo que el rendimiento del generador pasa a segundo plano y se logra obtener un rendimiento certero del equipo de interés.

4.3 Diagramas de explotación

Como se ha expuesto en la Sección 3.3, se logran obtener las curvas de isorendimiento e isopotencia con los datos de las curvas de isoapertura. En esta sección se dan a conocer los resultados y su respectivo análisis.

4.3.1 Altura vs Potencia Eléctrica con isorendimiento

Este tipo de gráfico se expone en los antecedentes (para una turbina *Francis* - Figura 4) y es importante su confección con los datos obtenidos de la turbina *Pelton* para su estudio.

Como se observa en la Figura 33 este gráfico es fundamental para saber en qué tipo de recurso hídrico debe funcionar esta turbina debido a que cuando la turbina esté instalada no podrá ser variada su altura neta disponible.

Entonces, en este gráfico se tienen las potencias a las que uno puede acceder según el salto de agua que se disponga y además saber con qué rendimiento se estará generando.

Cabe destacar que los rendimientos que muestra el gráfico señalado son del conjunto Turbina-Generador. Si vemos los datos del generador (Anexo C.2) se tiene un rendimiento del generador " $> 88\%$ " (lo que es muy vago) por lo que si tomamos este dato, y además por las altas temperaturas que alcanzó durante las pruebas se podría decir por intuición que estaba generando con eficiencia menor a su nominal, quizás a un 85%.

Con estos datos, se genera la Tabla 10 en la que se especulan dos escenarios para tener un rendimiento de la turbina *Pelton* por si sola.

Tabla 10 Escenarios de rendimiento de turbina *Pelton*

Rendimiento Turbina – Generador Medidos	Rendimiento Turbina (88% Rend. Generador)	Rendimiento Turbina (85% Rend. Generador)
62%	70%	73%
63%	72%	74%
64%	73%	75%

Otro aspecto que debe tenerse en cuenta respecto a esta adquisición de datos es que para cada isoapertura lo ideal sería tener al generador en las mismas condiciones de temperatura, tiempo de funcionamiento y carga generada. Así sería más convincente que el generador tuvo un rendimiento similar para todos los casos.

Estos datos obtenidos no pudieron ser medidos así, debido a que para ello habría que haber hecho una o a lo más dos curvas de isoaperturas por día y no se contaba con el tiempo suficiente (ya que se debían devolver las cargas eléctricas) ni con la confianza de obtener con la placa orificio una medida similar luego de detener el sistema y vaciar la cañería (se llena de aire las mangueras de la U de mercurio, las que impiden realizar una buena medición y es un error que no vale la pena cometerlo).

Estos datos fueron tomados en un mismo día dando descansos al generador para evitar sobrecalentamientos.

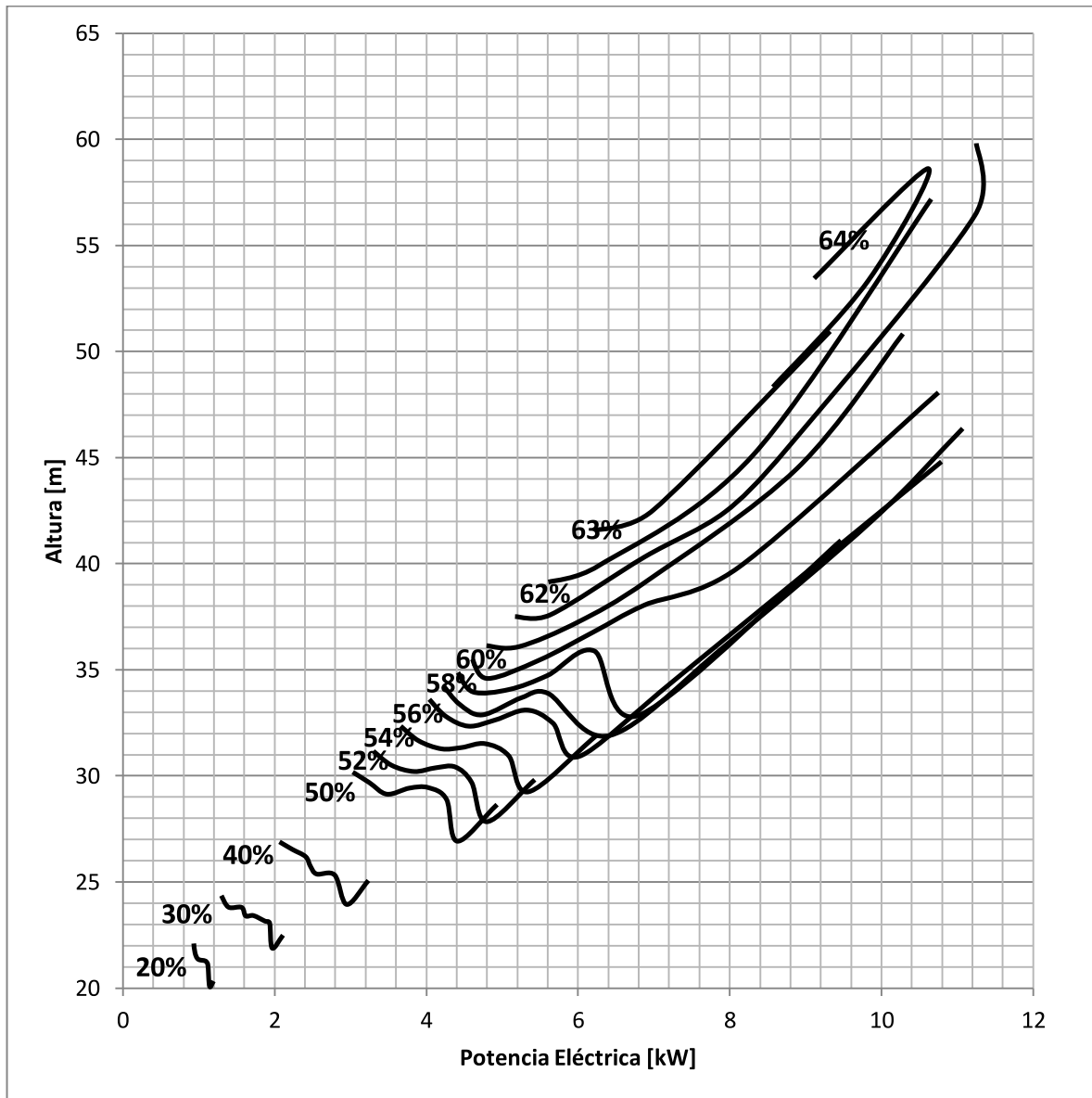


Figura 33 Comportamiento del rendimiento en Altura vs Potencia Eléctrica

En el (Anexo C.1) se expone este gráfico con las curvas de isoaperturas para una lectura completa de éste.

4.3.2 Altura vs Caudal con isorendimiento e isopotencia

En esta sección se da a conocer el gráfico principal para la caracterización de una turbina hidráulica, todo lo efectuado en este trabajo de Tesis apunta a dibujar estas curvas.

Se expone en la Figura 34 lo siguiente:

- En celeste: Las curvas de isoaperturas menor y mayor (en Anexo C.1 se exponen todas las isoaperturas).
- En burdeo: Las curvas de isopotencia.
- En negro: Las curvas de isorendimiento.
- Rombo amarillo y rojo: Punto de diseño de la turbina *Pelton*.

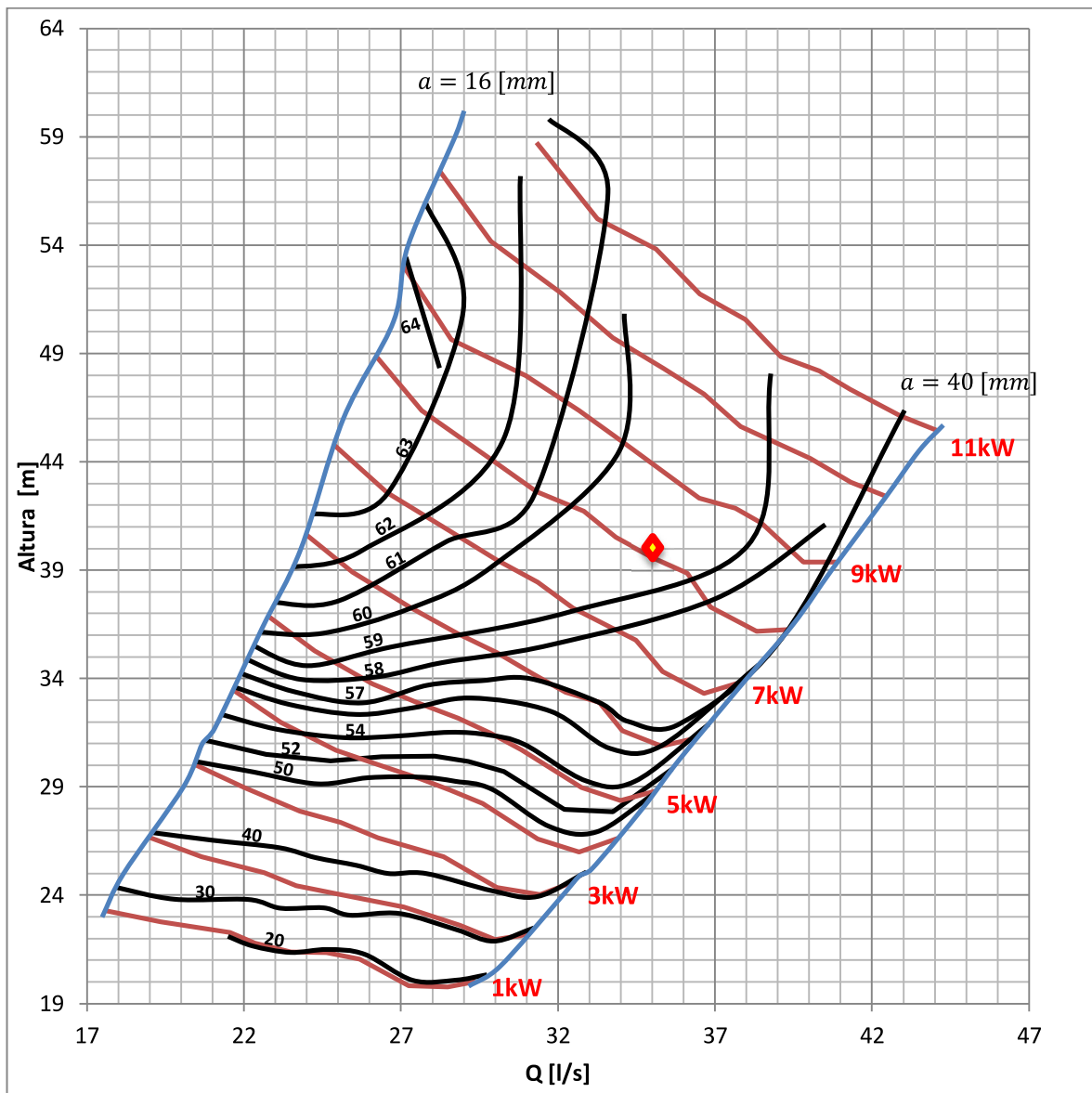


Figura 34 Diagrama de explotación Altura vs Caudal con curvas de isorendimiento e isopotencia

Primero que todo, se deben señalar los límites que posee este gráfico; no son más amplios debido al inconveniente de no poder extender el período de pruebas por el tiempo que se quisiera (se debían devolver las cargas que fueron prestadas). Las curvas de isoapertura no se realizan con menores aperturas debido a que se pierde el foco de los ensayos, ya que se llega a zonas de mucha altura y poco caudal en que se generan menores potencias debido a su forma ascendente hacia el sector de las aperturas pequeñas. Además la bomba que genera el recurso hídrico no está diseñada para generar 11 [kW] en esta curva de menor apertura. En el otro extremo, se tuvo problemas con el sistema de medición de las variables (no se utiliza la curva de $a = 44$ [mm]), sobre todo con la presión diferencial en la placa orificio, además de que se aleja del punto de diseño y se utilizan caudales exagerados.

Los límites de las potencias eléctricas son generados debido a las cargas disponibles, el generador y la bomba propulsora, ya que no se pudo elevar más su velocidad angular (límite de 50 [Hz] del variador de frecuencia).

Para comenzar, se debe destacar que los rendimientos expresados en este gráfico son los obtenidos del conjunto Turbina-Generador (η_G).

Es bueno notar la horizontalidad que presentan las curvas de isorendimiento hasta la curva del 58%, así como la amplia brecha entre las curvas del 59% y 60%. Este comportamiento se basa en los antecedentes presentados, específicamente la Figura 1 en que se muestra que la tecnología *Pelton* presenta el mejor comportamiento en las variaciones de rendimiento con respecto a las variaciones de caudal que existan. Entonces, al fijar cualquier altura, se nota claramente que la variación de rendimiento para distintos caudales no afecta (en el peor de los casos) en más de un 5% en el rendimiento de la turbina. El día de mañana, si se instala esta turbina en un recurso hídrico, se tendrán menores variaciones en la generación eléctrica si el caudal sufre cambios durante el año en comparación a otras tecnologías de generación hidráulica.

Para obtener los rendimientos de la turbina por sí sola se debe especular sobre la eficiencia del generador, como se ha expuesto en la Tabla 10, llegando aproximadamente a un máximo del 73% de rendimiento para una altura de 49 [m] y un caudal de 28 [l/s].

Para el punto de diseño, 40 [m] y 35 [l/s] (rombo amarillo y rojo) se expone en el Anexo A la potencia hidráulica disponible con esta altura y caudal es de 13,69 [kW], y al aplicar el rendimiento teórico propuesto (70%) se tiene una generación de 9,59 [kW].

Para el punto medido en las pruebas realizadas más cercano al anterior (40 [m] y 35,29 [l/s]) se tiene una potencia hidráulica de 13,8 [kW] y una potencia eléctrica generada de 8.189 [W] con lo que se obtiene un rendimiento del conjunto Turbina-Generador aproximado del 59,34%

Si consideramos estos puntos como comparables, se puede decir que hay 1,4 [kW] de diferencia entre la teoría y la realidad. Estas son “pérdidas” que se fundamentan en primer lugar por el rendimiento del generador, que es mayor a un 88% y también en la pérdida que ocurre en la estrangulación del inyector, aproximadamente 1%. Si multiplicamos esta generación real

obtenida, por la suma de estas pérdidas para obviar el generador e inyector (87%), nos queda que:

$$8,189 [kW]_{generado} \cdot 113\% = 9,254 [kW]_{sin\ gen\ e\ iny} \quad 4-1$$

Entonces se tiene ahora que:

$$9,59 [kW]_{teórico} - 9,254 [kW]_{sin\ gen\ e\ iny} = 336 [W]_{pérdidas} \quad 4-2$$

El resultado anterior corresponde a pérdidas por roce en rodamientos, en el acople de los ejes, y también por problemas de alineación fina que pueda tener el rodete con el inyector.

Podemos ver que el rendimiento del rodete *Pelton* (por sí solo) viene dado por:

$$\frac{9,254 [kW]_{sin\ gen\ e\ iny}}{13,8 [kW]_{real}} = 67\% \text{ (rodete Pelton)} \quad 4-3$$

Se obtiene un 67% de eficiencia del rodete para el punto de diseño de éste. Se llega a tres puntos porcentuales bajo el rendimiento teórico impuesto para su diseño. Esta variación de eficiencia corresponde a pérdidas en rodamientos y acoples mecánicos, los cuales siempre generarán pérdidas por roce. Pero también hay un punto señalado anteriormente que puede aportar una gran pérdida; se debe asegurar la posición del rodete frente al chorro del inyector, es sumamente complejo saber dónde está impactando el chorro *Pelton* (a qué altura del álabe) y si está completamente centrado.

El proceso de manufactura por los que fueron confeccionados los álabes no asegura que todos ellos sean idénticos, de hecho al hacer girar el rodete en el aire, se nota un álabe con una notoria diferencia a los demás. Además se debe abordar el tema sobre el roce que ejerce el agua en los álabes; en este trabajo de Tesis se utiliza una pintura que deja una superficie parecida al barniz, pero seguramente hay distintas formas de recubrirlos y se deben probar con una manufactura idéntica, tipo CNC y así obtener mejoras porcentuales en la eficiencia total.

Al ver en funcionamiento la turbina (Figura 29 abajo a la izquierda) se nota en el acrílico posterior una leve variación en las alturas del agua que ya pasó por la turbina. El agua en el extremo izquierdo se ve más baja que el extremo derecho del acrílico, se puede comprobar por los pernos de sujeción (a la izquierda llega al tercero mientras que a la derecha llega al cuarto). Esto se aprecia durante su funcionamiento en todo tipo de condiciones, lo que da a entender que el rodete *Pelton* no está del todo alineado con el chorro proveniente del inyector.

Por otro lado señalar que las curvas de isopotencia presentan un comportamiento esperable, debido a que si mantenemos la altura constante a más caudal se obtienen mayores potencias eléctricas.

Llama la atención que el “centro” de máximo rendimiento no esté en el punto de diseño de la turbina *Pelton*. Si volvemos a revisar la Figura 1 se aprecia que este tipo de tecnología ofrece

mejores rendimientos para el 50% a 60% de su flujo nominal, lo que explicaría este comportamiento en el eje horizontal, pero para el eje vertical no hay explicación para que los máximos se encuentren entre 2 [m] a 15 [m] más altos que la altura de diseño.

Además, si revisamos la Figura 2 muestra el área de mejor funcionamiento de las tecnologías de turbinas Hidráulicas. Para el caso *Pelton*, línea entre cortada verde, figura una altura mínima (para pequeños caudales) de aproximadamente 70 [m] (debido a que el eje es logarítmico) por lo que creo interesante notar que los máximos rendimientos se dan para alturas mayores a la de diseño.

Habiendo expuesto estos últimos dos párrafos sería interesante (para la investigación futura) subir los parámetros de diseño, encontrar una altura y caudal en que la tecnología *Pelton* se encuentre “cómoda” dentro de sus límites expuestos en una amplia literatura para conocer su comportamiento y ver si este “centro” de máximo rendimiento se posiciona en la altura de diseño, ya que esto daría una mejor validación del diseño.

Como se ha expuesto en este trabajo de Tesis, los valores de altura neta, caudal y rendimiento fueron elegidos por los trabajos desarrollados anteriormente a este y con éstos se obtiene un parámetro de diseño aceptable que teóricamente debiera tener los mejores rendimientos posibles (ver Anexo A – ec A-9).

4.4 Válvula de aguja como reguladora de caudal

De la teoría estudiada en el Anexo B - Inyector, se pueden obtener los siguientes gráficos de la válvula de aguja:

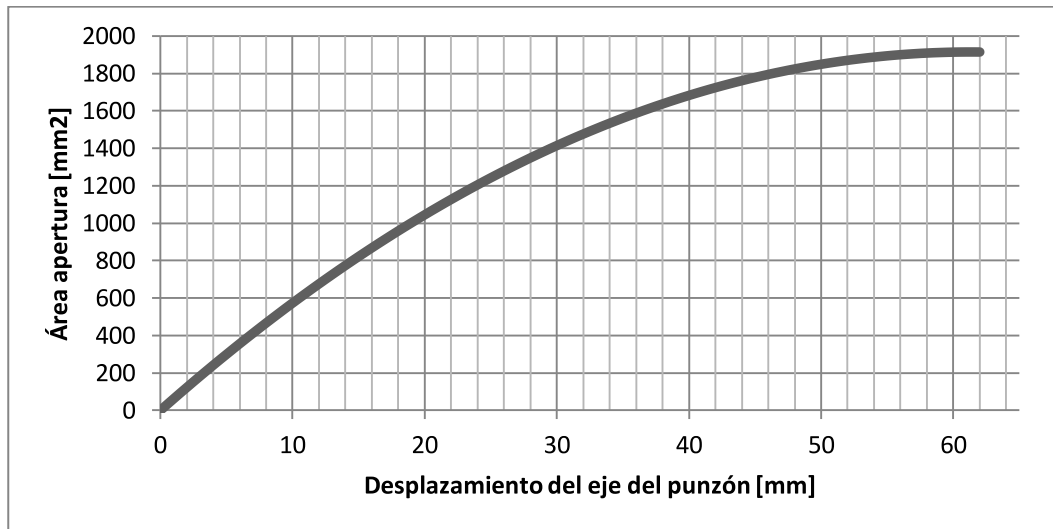


Figura 35 Gráfico Teórico: Área de apertura vs desplazamiento del punzón

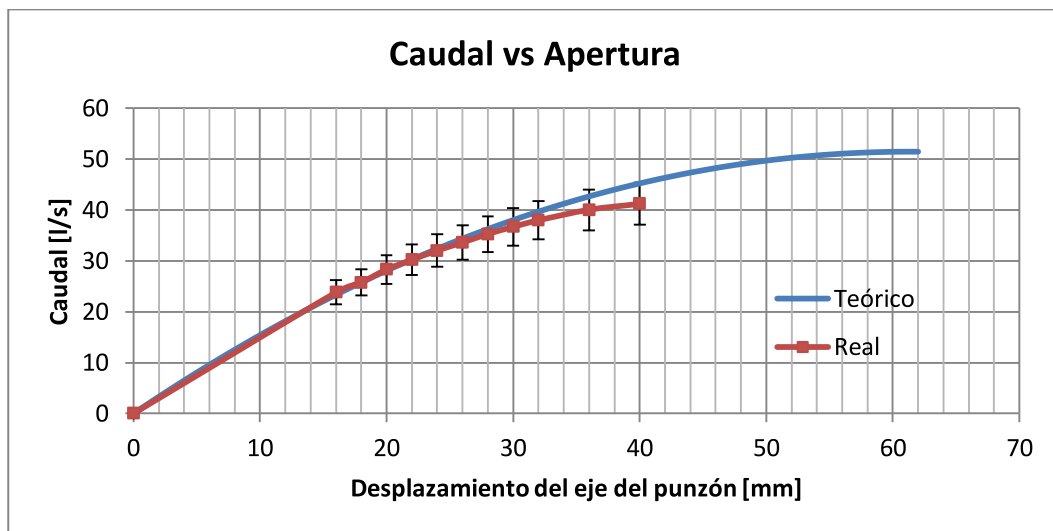


Figura 36 Curva teórica y real del caudal del Inyector vs Desplazamiento del eje del Inyector

Esta curva real se obtiene interpolando los datos obtenidos en las pruebas de la turbina *Pelton*. Se toman los datos obtenidos para la altura de diseño, 40 [m], ya que la curva teórica toma este mismo dato para llegar a la curva expuesta en la Figura 36.

Como era de esperar, el primer gráfico (Figura 35) tiene un comportamiento parabólico más fuerte que el del gráfico teórico del caudal en la Figura 36. La curva teórica de este último gráfico se obtiene mediante el área de apertura de la tobera del inyector, y por los cálculos es para una altura fija de 40 [m].

En la última figura se expone la comparación de las curvas teórica y real obtenidas del caudal del inyector. La curva real se obtiene fijando la altura en 40 [m] gracias a una nueva interpolación para cada apertura y se obtienen los caudales para cada desplazamiento del punzón.

Se observa una muy buena correlación entre estas curvas hasta un caudal de 35 [l/s] en donde se separa la curva real de la curva teórica.

Los primeros siete puntos medidos, se ajustan perfectamente a la curva teórica del caudal que pasa por la válvula aguja, es por esto que se considera que se ha efectuado una buena construcción del inyector y está funcionando como se esperaba.

Son los últimos cuatro puntos medidos en que se produce una variación importante, hasta unos 5 [l/s] de diferencia entre ambas curvas. Esto puede tener su origen en los instrumentos de medición del caudal y altura utilizados en estas pruebas, o también debido a que para generar la curva teórica no se utiliza el “Rendimiento del Inyector”, el que obviamente no puede ser ideal y debiera bajar en cierta medida esta curva.

Aun así se mantienen dentro del porcentaje de error (10% para el caudal) de las pruebas efectuadas.

5 Conclusiones

En este trabajo de Tesis se ha logrado el diseño, construcción y pruebas de una turbina *Pelton* para micro-generación. Con estas pruebas se ha llevado a cabo la caracterización del funcionamiento de esta turbina en todo su espectro de generación y rendimientos.

Se ha actualizado el circuito hidráulico disponible en el laboratorio del DIMEC para su acoplamiento al diseño de la turbina *Pelton*. Tiene instalados los instrumentos para la medición del caudal y de la altura neta; para el primero, mediante una placa orificio que genera un diferencial de presión medida con una columna de mercurio; y para la segunda, un tubo de *Pitot* con un manómetro análogo. Luego de realizar estas pruebas, ambos instrumentos (la placa orificio sobre todo) se consideran inapropiados para realizar pruebas serias y confiables de una turbina hidráulica, por lo que se sugiere renovar estos equipos por otros con tecnología de punta y así poder continuar con un estudio responsable de turbinas hidráulicas.

Debido a los ruidos que produce el funcionamiento de la microcentral *Pelton* sería adecuado tener una sala acondicionada con un sistema de adquisición de datos digital que facilite la ejecución de las pruebas.

El diseño de esta turbina *Pelton* con todos sus componentes ha sido pensado y realizado para que este equipo quede instalado en el laboratorio del DIMEC para futuras pruebas e intervenciones, pudiendo así estudiar y probar distintos diseños de álabes *Pelton*. En este caso, el recurso hidráulico de diseño es de 40 [m] de altura y 35 [l/s] de caudal. El inyector de esta turbina al igual que el Housing se han diseñado, mecanizado y construido en este mismo laboratorio gracias a la ayuda y la vasta experiencia de sus funcionarios. Pudiendo así, llevar a cabo todos los inconvenientes que se fueron presentando en la construcción de ésta.

Lo único que requirió ayuda externa fue, la fundición y pintura de los álabes *Pelton*, además la compra e importación del generador y la alineación laser que se realizó entre el eje de la turbina y del generador.

De haber tenido un presupuesto más holgado, valdría la pena mecanizar ciertos componentes en otro tipo de acero. El eje del inyector posee un hilo para la regulación del caudal y se realizó en acero al carbono, este eje debiera haber sido confeccionado en acero inoxidable al igual que el punzón, que es donde termina este eje para asegurar un funcionamiento duradero en los años y que existan futuros problemas de dureza en el giro de este hilo por culpa del óxido.

El eje de la turbina es de acero SAE 4340 seleccionado por su dureza y durabilidad para este tipo de usos. Soporta perfectamente los torques y flexiones que puedan llegar a generar el impacto del chorro en los álabes y los embalamientos posibles.

Como se comentó, fue necesaria la alineación laser de este eje al del generador que se unen por medio de un machón, el que permite transferir la potencia mecánica de un equipo a otro con la debida amortiguación para no generar deterioros o daños en ambos equipos.

Este punto del diseño es mejorable, al igual que el retorno del agua al pozo. Son los dos puntos bajos que se producen debidos a que fue pensado para el estudio de diferentes álabes y posibles futuros cambios de generador. El problema del retorno del agua, se produce por evitar posicionar el housing sobre el pozo, ya que en [6] se trabajó con vibraciones “no aptas para el funcionamiento de la máquina” por estar montado sobre el pozo sin el apoyo necesario.

Si se llegara a utilizar este tipo de microhidro *Pelton* en recursos naturales reales se debe diseñar y confeccionar un nuevo housing pensando en facilitar el montaje y alineamiento de ejes (Turbina-Generador) y con una buena evacuación del agua. Seguramente la fundición será la forma más económica y que se acomode más a este requerimiento (producir alta cantidad).

La turbina *Pelton* fue armada y montada con todos sus componentes en el laboratorio para ponerla en marcha y realizar las pruebas. Se tuvo mucha filtración por el acrílico posterior, por lo que hubo que añadir una pletina en donde poner cuatro nuevos pernos de sujeción en la parte inferior de éste. Solucionado esto, se quitaron las pequeñas filtraciones por los demás visores con silicona y el único problema de fugas que no es simple de solucionar es el de las filtraciones por el eje. Se debe adaptar un cilindro concéntrico al eje y soldado al Housing interiormente para que el agua no logre salir tan fácilmente.

Se logran realizar satisfactoriamente las pruebas necesarias para obtener las curvas de isoaperturas. Se barre desde $a = 16 [mm]$ hasta $a = 44 [mm]$ con problemas en los instrumentos de medición de esta última curva. Hubo que realizar una corrección en la medición del caudal en todos los puntos debido a la desconfianza que genera el diferencial de presión obtenido por la placa orificio. Se midió el volumen del agua contra reloj y se obtuvo una corrección aproximada para tener un caudal más preciso.

Gracias a estos datos, se procedió con los cálculos para la obtención de las curvas de isorendimiento e isopotencia que caracterizan a la Turbina *Pelton* diseñada, construida y probada en este Trabajo de Tesis.

Se logran generaciones mayores a $11 [kW]$, pero por el límite máximo de la bomba que simula el recurso hidráulico, no se pueden obtener datos de mayores generaciones.

Se obtiene un rendimiento conjunto de la Turbina-Generador, para el punto de diseño, de un 59,34%. Con un par de supuestos, se obtiene el rendimiento del Rodete *Pelton* (por si solo) de un 67% aproximadamente, y alcanza un máximo aproximado de un 73% para una altura de $49 [m]$ y un caudal de $28 [l/s]$.

Debido a estos resultados y a los rendimientos obtenidos en la Figura 33, llama la atención que se produzcan rendimientos mayores para una altura mayor a la de diseño. Como se señaló en las discusiones, quizás pueda haber mejores rendimientos para la tecnología *Pelton* con variaciones en su caudal de diseño, pero parece extraño que no esté el máximo de rendimiento en la altura de diseño.

Con esto, se propone experimentar con alturas y caudales de diseño mayores para llegar a que los máximos rendimientos se encuentren en la zona de diseño.

Esta turbina *Pelton* fue diseñada con un rendimiento teórico del 70%, y con estas pruebas se ha llegado a un rendimiento de su punto de diseño del 67%. Esta diferencia es aún mejorable teniendo una instrumentación en el laboratorio que permita tener un ajuste más fino en la alineación del chorro al rodete y pudiendo hacer pequeñas variaciones de la posición de impacto del chorro en el álabe y así obtener un nuevo máximo de rendimiento cuando se aproveche de la mejor forma la potencia hidráulica que es transformada a potencia mecánica por los álabes *Pelton*.

Se realizó una comparación de los caudales teóricos – reales que produce el inyector. Esto se basa en el área de apertura que se produce en la tobera del inyector. Se obtiene una correlación buena y fina para los primeros siete puntos de medición, pero luego se separa manteniéndose dentro de los límites del error de medición.

6 Bibliografía

- [1] **Claudio Mataix.** Turbomáquinas Hidráulicas. ICAI, Madrid, 1975. ISBN: 0-387-98217-5.
- [2] **Rama Gorla.** Turbomachinery Desing and Theory. Marcel Dekker, 2003.
- [3] **Manuel Polo.** Turbomáquinas Hidráulicas. Limusa, 3° edition, 1983.
- [4] **Lucien Vivier.** Turbines hydrauliques et leur régulation: theorie, construction, utilization. Paris: Éditions Albin Michel 1966.
- [5] **Fernández Samaniego, José G.** (1976). Memoria para Optar al Título de Ingeniero Civil Mecánico: Diseño, Construcción y Pruebas de Turbina Hidráulica Pelton de Uso Docente. Santiago, Chile: Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Departamento de Ingeniería Mecánica.
- [6] **Hauser Vavra, Kim Santiago María.** (2011). Memoria para Optar al Título de Ingeniero Civil Mecánico: Caracterización de Turbina Hidráulica Tipo Turgo Para Microgeneración. Santiago, Chile: Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Departamento de Ingeniería Mecánica.
- [7] **Ferrada Sepúlveda, Lorena Andrea.** (2012). Memoria para Optar al Título de Ingeniera Civil Mecánica: Diseño de rodete de turbina hidráulica tipo Pelton para microgeneración. Santiago, Chile: Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Departamento de Ingeniería Mecánica.
- [8] **Larios Lagos, Javier Ignacio Alfonso.** (2007). Memoria para Optar al Título de Ingeniero Civil Mecánico: Diseño, montaje y pruebas de un prototipo de microcentral hidroeléctrica con turbina Pelton. Santiago, Chile: Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Departamento de Ingeniería Mecánica.
- [9] **F G Stamatelos, J S Anagnostopoulos, and D E Papantonis.** Performance measurements on a Pelton turbine model. *Proc. IMechE Vol. 225 Part A: J. Power and Energy*, 2010, 351-362. DOI: 10.1177/2041296710394260
- [10] **M Gass, H Hetchy.** Modification of nozzles for the improvement of efficiency of Pelton type turbines. Water and Power, Moccasin Ca USA.
- [11] **ANFOR.** *NF EN ISO 5167-2: Orifice Plates.* ANFOR, 2003
- [12] **Subdirección General de Administración del Agua y Coordinación de Tecnología Hidráulica.** *Serie Autodidáctica de Medición del Agua. Placa Orificio.* Comisión Nacional del Agua (CNA) e Instituto Mexicano de Tecnología del Agua (IMTA).
- [13] **Generadores de Imanes Permanentes (PMG) -**
<http://www.obeki.com/productos/Generadores%20de%20Imanes%20Permanentes.pdf>

[14] Catastro de Microcentrales Hidroeléctricas Entre la VII y X Regiones. (2011). *Informe Final, Revisión 02.* Centro de Energía-FCFM U. de Chile.

[15] Análisis de Disponibilidad de Recursos Renovables en Chile. *Divisiones de Energía Renovable.* Ministerio de Energía.

[16] Saurabh Sangal, Aprit Garg, Dinesh Kumar. Review of Optimal Selection of Turbines for Hydroelectric Projects. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering.* www.ijetae.com (ISSN 2250-2459, ISO 9001:2008 Certified Journal, Volume 3, Issue 3, March 2013)

Anexo A

A.1. Memoria de Cálculo

A continuación se presentan los cálculos que permitieron diseñar la turbina Pelton.

Se presenta en la siguiente tabla los datos específicos del Laboratorio de Pruebas para los cálculos realizados:

Tabla A 1 Datos Iniciales

Dato	Cantidad
Caudal Q [l/s]	35
Altura Neta H_n [m]	40
Densidad del agua ⁴ ρ [kg/m ³]	998,68
Viscosidad dinámica del agua ⁵ μ [kg/m · s]	0,001054
Aceleración de gravedad ⁶ g [m/s ²]	9,794
Rendimiento global η_T [%]	70
Revoluciones por minuto n [1/s]	750

Se comienza por obtener:

Potencia Hidráulica (2-1)

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n = 13.694 [W] = 13,69 [kW] \quad \text{A-1}$$

Potencia en el eje (η_T : 70%)

$$P_{eje} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \cdot \eta = 9.585 [W] = 9,59 [kW] \quad \text{A-2}$$

$$P_{eje} = \frac{9.585}{735} = 13,04 [CV] \quad \text{A-3}$$

⁴ La temperatura del agua del pozo al momento de las pruebas fue de 18°C; los datos fueron obtenidos de Vaxasoftware. (http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/qui/denh2o.pdf)

⁵ Evaluando en 18°C; datos obtenidos de Vaxasoftware. (http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/qui/viscoh2o.pdf)

⁶ Laboratorio custodio de los patrones nacionales de presión.
(http://www.metrologia.cl/medios/noticias/GRAVEDAD_EN_CHILE.pdf)

Número específico de revoluciones (B-26 P_{eje} [CV])

$$n_s = n \cdot \sqrt{P_{eje}} \cdot H_n^{-\frac{5}{4}} = 26,93 \text{ [r.p.m]} \quad \text{A- 4}$$

Diámetro del chorro

Velocidad del chorro (B-27 $k_c = 0,96$)

$$C_0 = k_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} = 26,87 \left[\frac{m}{s} \right] = 96,74 \left[\frac{km}{h} \right] \quad \text{A- 5}$$

Agua del chorro (de B-29, se despeja S)

$$S = \frac{Q}{C_0} = 0,0013 \text{ [m}^2\text{]} \quad \text{A- 6}$$

Diámetro del chorro (despejando de B-30)

$$d_0 = \sqrt{S \cdot \frac{4}{\pi}} = 0,0407 \text{ [m]} = 4,07 \text{ [cm]} \quad \text{A- 7}$$

Diámetro Pelton (B-31)

$$D_P = 240 \cdot \frac{d_0}{n_s} = 0,363 \text{ [m]} = 36,3 \text{ [cm]} \quad \text{A- 8}$$

Relación de diámetros (B-32)

$$\delta = \frac{d_0}{D_P} = 0,1122 \quad \text{A- 9}$$

Cabe notar que según la Tabla B 2, estamos en el límite máximo práctico de buen rendimiento.

Diámetro de puntas (B-33)

$$D_{puntas} = D_P + \frac{7}{3} d_0 = 0,458 \text{ [m]} = 45,8 \text{ [cm]} \quad \text{A- 10}$$

Para dejar más claros estos parámetros recién definidos, ver Figura B 7.

Trayectorias relativas⁷

Basándose en el desarrollo del Anexo B - Trayectorias relativas, comenzamos obteniendo los k_u :

Obtendremos las trayectorias relativas para el punto medio, superior e inferior del chorro. Por medio del método gráfico (AutoCAD) se obtienen los siguientes datos:

Tabla A 2 Datos obtenidos de AutoCAD

Radio	[cm]
$R_{chorroSup}$	16,0800
R_C	18,0285
R_{Pelton}	18,1200
R_A	19,4230
$R_{chorroInf}$	20,1590
R_B	20,8725
R_{puntas}	22,8600

Donde:

- $R_{chorroSup}$: Radio al punto en que interseca la superficie superior del chorro con el diámetro de puntas.
- R_C : Radio al punto C_1 .
- R_{Pelton} : Radio Pelton; $D_{Pelton}/2$.
- R_A : Radio al punto A_1 .
- $R_{chorroInf}$: Radio al punto en que interseca la superficie inferior del chorro con el diámetro de puntas.
- R_B : Radio al punto B_1 .
- R_{puntas} : Radio de las puntas; $D_{puntas}/2$.

Con estos datos, se utiliza B-44 para obtener los siguientes resultados:

$$k_{u_{chorroSup}} = \frac{k_u}{r_{Pelton}} \cdot R_{chorroSup} = 0,42607$$

A- 11

⁷ Los cálculos de esta sección se realizan con los siguientes datos:

Densidad del agua: $1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$

Aceleración de gravedad: $9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$

Así,

Tabla A 3 Resultados k_u

Coeficientes	Resultado
k_{u_C}	0,47769
$k_{u_{Pelton}}$	0,48000
k_{u_A}	0,51464
$k_{u_{chorroInf}}$	0,53414
k_{u_B}	0,55305
$k_{u_{puntas}}$	0,60583

Comenzando con las trayectorias relativas del punto medio, se tiene que

$$\overline{AA^{IV}} = 4 \cdot m_A = 27,927 [cm] \quad A-12$$

$$m_A = 6,9818 [cm] \quad A-13$$

Se toma esta distancia desde la intersección del punto medio del chorro con el diámetro de puntas, en sentido del chorro, siguiendo el centro del chorro; con esto se crea el punto A^I . Ahora para A^{II} , A^{III} y A^{IV} se multiplica la misma distancia por 2, 3 y 4 respectivamente.

Para obtener los puntos a^I , a^{II} , a^{III} y a^{IV} se procede según B-40:

$$\widehat{S_e^I} = \widehat{A^I a^I} = m_A \cdot \frac{k_{u_A}}{k_c} = 3,7428 [cm] \quad A-14$$

Esta distancia es un arco desde A^I a a^I , para crear el punto se toma la distancia en sentido $-\omega$. Se procede así con los siguientes puntos a^{II} , a^{III} y a^{IV} .

$$\widehat{A^{II} a^{II}} = 2 \cdot m_A \cdot \frac{k_{u_{Pelton}}}{k_c} = 6,9818 [cm] \quad A-15$$

$$\widehat{A^{III} a^{III}} = 3 \cdot m_A \cdot \frac{k_{u_A}}{k_c} = 11,2284 [cm] \quad A-16$$

$$\widehat{A^{IV} a^{IV}} = 4 \cdot m_A \cdot \frac{k_{u_{puntas}}}{k_c} = 17,6241 [cm] \quad A-17$$

Con estos puntos situados, se procede a conectar desde A , a^I , a^{II} , a^{III} y a^{IV} para crear la curva de la trayectoria relativa. (Ver Figura A 1)

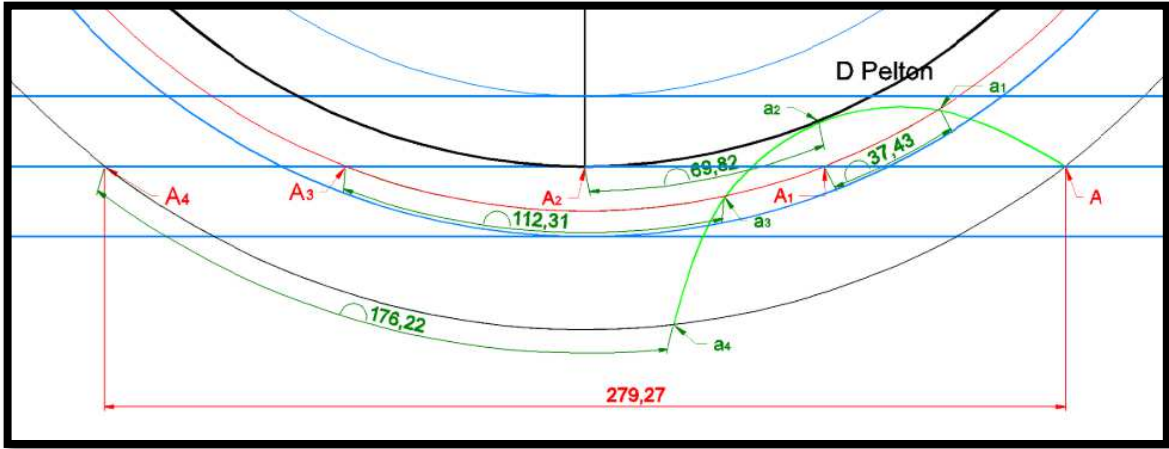


Figura A 1 Trayectorias relativas del punto medio del chorro [Elaboración propia]

Para el caso de la superficie inferior del chorro, se tiene:

$$\overline{BB^{IV}} = 4 \cdot m_B = 21,643 \text{ [cm]} \quad \text{A- 18}$$

$$m_B = 5,4108 \text{ [cm]} \quad \text{A- 19}$$

Se toma esta distancia desde la intersección del punto inferior del chorro con el diámetro de puntas, en sentido del chorro, siguiendo la parte inferior del chorro; con esto se crea el punto B^I . Ahora para B^{II} , B^{III} y B^{IV} se multiplica la misma distancia por 2, 3 y 4 respectivamente.

Para obtener los puntos b^I , b^{II} , b^{III} y b^{IV} se procede al igual que lo efectuado anteriormente:

$$\widehat{S_e^I} = \widehat{B^I b^I} = m_B \cdot \frac{k_{u_B}}{k_c} = 3,1171 \text{ [cm]} \quad \text{A- 20}$$

Esta distancia es un arco desde B^I a b^I , para crear el punto se toma la distancia en sentido $-\omega$. Se procede así con los siguientes puntos b^{II} , b^{III} y b^{IV} .

$$\widehat{B^{II} b^{II}} = 2 \cdot m_B \cdot \frac{k_{u_{\text{chorro inf}}}}{k_c} = 6,0610 \text{ [cm]} \quad \text{A- 21}$$

$$\widehat{B^{III} b^{III}} = 3 \cdot m_B \cdot \frac{k_{u_B}}{k_c} = 9,3512 \text{ [cm]} \quad \text{A- 22}$$

$$\widehat{B^{IV} b^{IV}} = 4 \cdot m_B \cdot \frac{k_{u_{\text{puntas}}}}{k_c} = 13,6584 \text{ [cm]} \quad \text{A- 23}$$

Con estos puntos situados, se procede a conectar desde B , b^I , b^{II} , b^{III} y b^{IV} para crear la curva de la trayectoria relativa. (Ver Figura A 2)

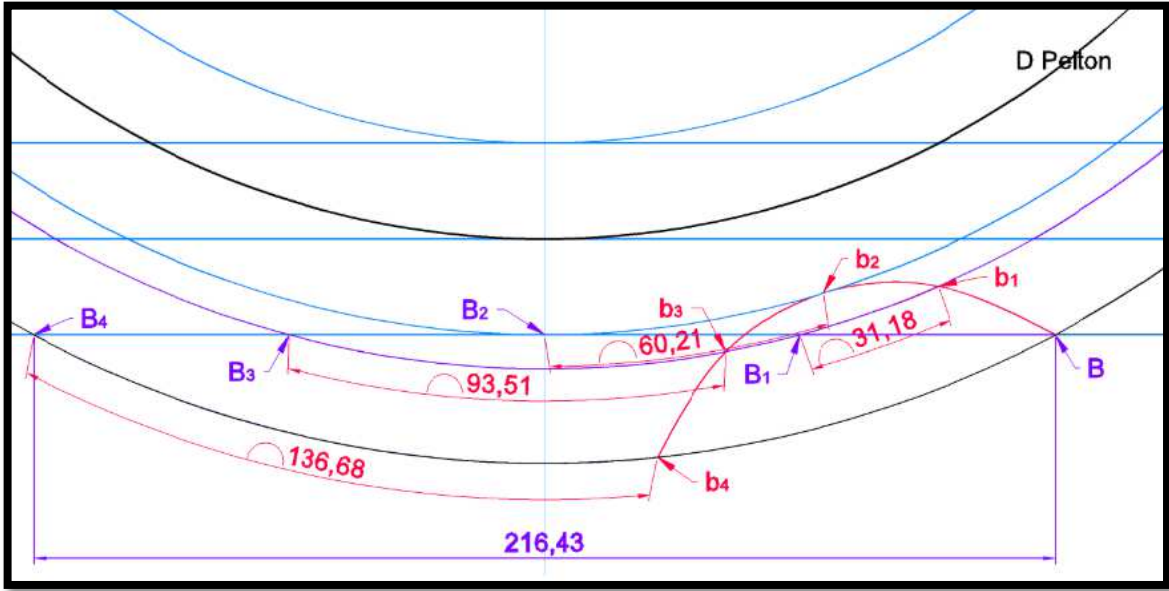


Figura A 2 Trayectorias relativas del punto inferior del chorro

Por último, para el caso de la superficie inferior del chorro, se tiene:

$$\overline{CC^{IV}} = 4 \cdot m_c = 32,5350 [cm] \quad A-24$$

$$m_c = 8,1338 [cm] \quad A-25$$

Se toma esta distancia desde la intersección del punto superior del chorro con el diámetro de puntas, en sentido del chorro, siguiendo la parte superior del chorro; con esto se crea el punto C^I . Ahora para C^{II} , C^{III} y C^{IV} se multiplica la misma distancia por 2, 3 y 4 respectivamente.

Para obtener los puntos c^I , c^{II} , c^{III} y c^{IV} se procede al igual que en las anteriores:

$$\widehat{S_e^I} = \widehat{C^I c^I} = m_c \cdot \frac{k_{u_c}}{k_c} = 4,0473 [cm] \quad A-26$$

Esta distancia es un arco desde C^I a c^I , para crear el punto se toma la distancia en sentido $-\omega$. Se procede así con los siguientes puntos c^{II} , c^{III} y c^{IV} .

$$\widehat{C^{II} c^{II}} = 2 \cdot m_c \cdot \frac{k_{u_{chorroSup}}}{k_c} = 7,2199 [cm] \quad A-27$$

$$\widehat{C^{III} c^{III}} = 3 \cdot m_c \cdot \frac{k_{u_c}}{k_c} = 12,1419 [cm] \quad A-28$$

$$\widehat{C^{IV} c^{IV}} = 4 \cdot m_c \cdot \frac{k_{u_{puntas}}}{k_c} = 20,5320 [cm] \quad A-29$$

Con estos puntos situados, se procede a conectar desde C, c^I, c^{II}, c^{III} y c^{IV} para crear la curva de la trayectoria relativa. (Ver Figura A 3)

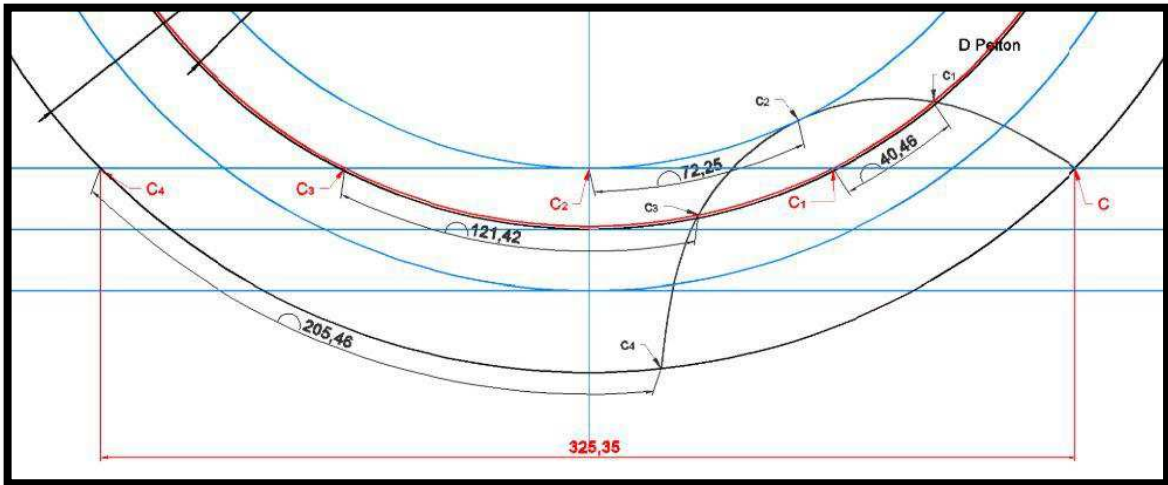


Figura A 3 Trayectorias relativas del punto superior del chorro

Por último se muestra en la Figura A 4 las tres trayectorias relativas calculadas.

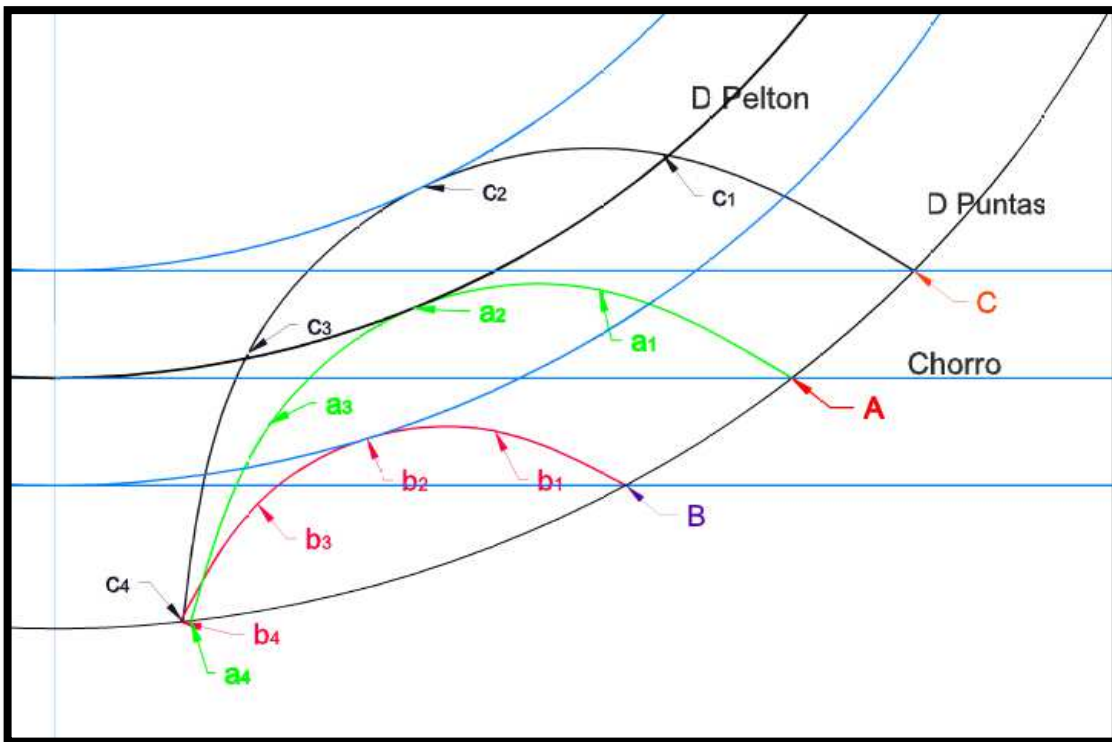


Figura A 4 Trayectorias relativas [Elaboración propia]

Número de álabes (Anexo B - Número de álabes de un rodete Pelton)

Se utiliza el método gráfico para obtener la cantidad de álabes dispuestos en el rodete Pelton. La condición está basada en las trayectorias relativas, y es (B-48):

$$\text{Paso máximo} \leq \angle BOb^{IV}$$

A- 30

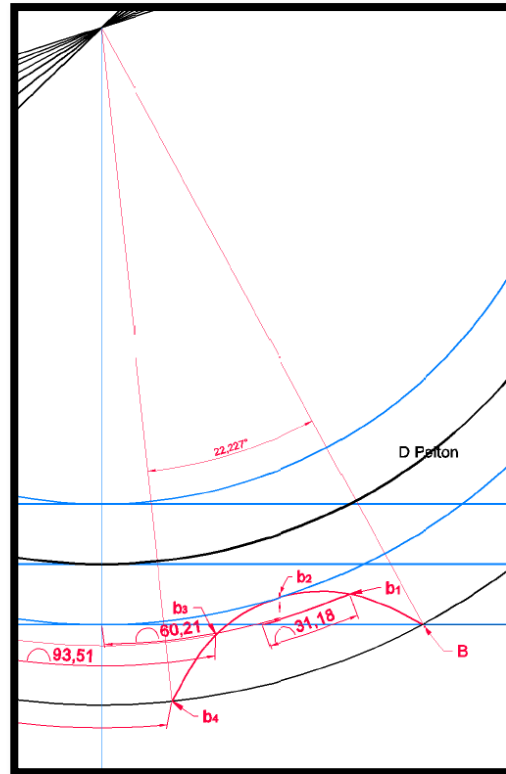


Figura A 5 Obtención del ángulo BOb^{IV}

Por método gráfico se obtiene que $\angle BOb^{IV} = 22,227^\circ$, por lo que:

$$\frac{360^\circ}{22,227^\circ} = 16,2 \text{ álabes}$$

A- 31

Entonces se tiene que el número mínimo de álabes en el rodete es de 17, con un ángulo de separación de:

$$\frac{360^\circ}{17} = 21,1765^\circ$$

A- 32

Por lo que se cumple la condición expuesta en B-48.

Ángulo cara de entrada

Utilizando lo expuesto en Anexo B - Dirección de la cara de entrada, se tiene la ecuación B-49:

$$D'_0 = D_p \cdot \frac{5,3 - 0,12 \cdot \left(\frac{D_p}{d_0}\right)}{Z} = 0,09 [m] = 9 [cm] \quad \text{A- 33}$$

Ahora, con este resultado, se grafica y se obtiene:

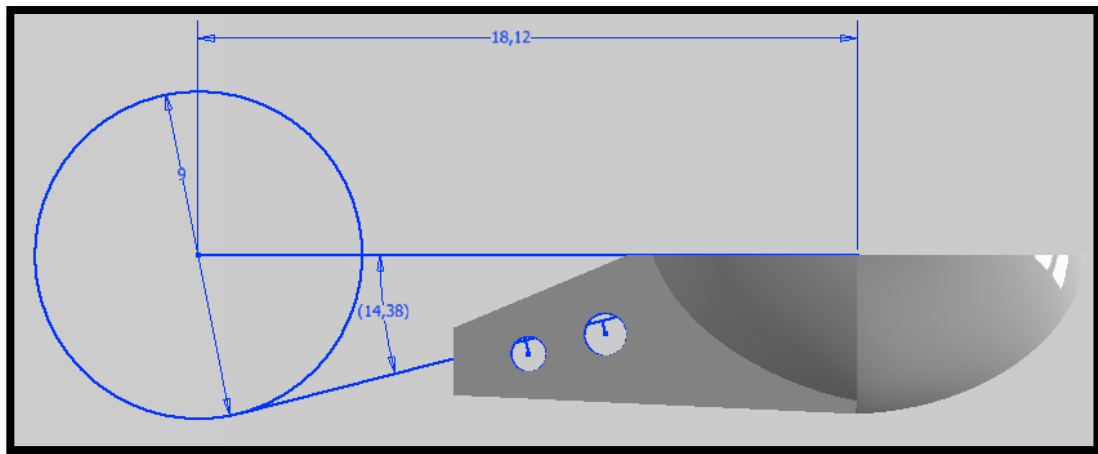


Figura A 6 Ángulo de la cara de entrada [Elaboración propia]

Ángulo cara de entrada: 14,38°.

Estudio mecánico del Álabe

Basado en el estudio realizado en [5], se debe calcular tres casos al que puede verse sometido el álabe; estos son:

- Funcionamiento normal.
- Embalada: 1,8 veces la velocidad de funcionamiento.
- Trancada y recibiendo todo el chorro.

Para los dos primeros estados, actúa la *fuerza centrífuga* en el álabe, que viene dada por:

$$F_{centrifuga} = m_a \cdot \left[\pi \cdot \frac{N}{30} \right]^2 \cdot r_{Pelton} \quad \text{A- 34}$$

Donde:

m_a : Masa del álabe [kg].

N : Velocidad de giro [r.p.m].

Con un peso aproximado de 1 [kg] por álabe, se tiene:

$$F_{Centrífuga} = 1.119,575 [N] \quad \text{A- 35}$$

Para los tres casos, se debe calcular la fuerza con la que impacta el chorro:

$$F_{Chorro} = \rho * \frac{Q_{máx}}{g} * \sqrt{2gH} * k_c * (\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2) [kg \cdot f] \quad \text{A- 36}$$

Donde:

$$\alpha_1 = 0^\circ \text{ y } \alpha_2 = 90^\circ$$

Entonces,

$$F_{Chorro} = 96,03 [kg \cdot f] = 942,05 [N] \quad \text{A- 37}$$

Para el caso de **funcionamiento normal**, se tienen estas dos fuerzas recién calculadas que son perpendiculares entre sí, por lo que el álabe es solicitado por la siguiente fuerza resultante:

$$F_{Resultante} = \sqrt{F_{Centrífuga}^2 + F_{Chorro}^2} = 1.463,18 [N] \quad \text{A- 38}$$

Ahora, cuando está **embalada** (1.350 [rpm]), se tiene:

$$F_{Centrífuga_{Embalada}} = 3.627,42 [N] \quad \text{A- 39}$$

Por último, si está **trancada** no hay fuerza centrífuga, pero la fuerza del chorro ahora pega por completo en el álabe, por lo que se utiliza la ec. A- 36 con $\alpha_1 = 0$ y $\alpha_2 = 180^\circ$, lo que resulta:

$$F_{Trancada} = 192,1 [kg \cdot f] = 1.884,1 [N] \quad \text{A- 40}$$

Luego de tener estas fuerzas en conocimiento, tenemos que posicionarnos en el peor caso (mayor fuerza) para hacer el cálculo de resistencia del álabe. En este caso, es al estar **Embalada**: 3.627,42 [N]

Para el caso de fundición, tenemos que la resistencia a la fluencia (σ_s) del duraluminio fundido es de 220 [MPa].

Además debemos conocer el área de sujeción del álabe, calculada según corte en el orificio del perno principal (más grande) del álabe, como se muestra en Figura A 7.

$$A_{sujeción} = (13,15 + 12,74) \cdot 30 \cdot 2 = 1.553,4 [mm^2] = 0,0015 [m^2] \quad \text{A- 41}$$

Se calcula el factor de seguridad según sigue,

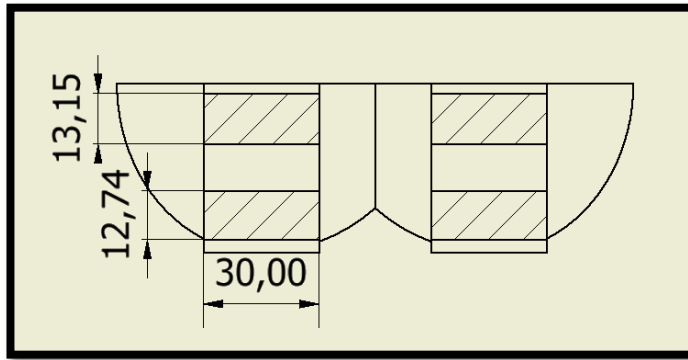


Figura A 7 Área sujeción del álabe [Elaboración propia]

$$\frac{\sigma_s \cdot 0,5}{F_{Seguridad}} = \frac{F_{Máx}}{A_{sujeción}} \quad \text{A- 42}$$

Por lo que:

$$F_{Seguridad} = 45,5 \quad \text{A- 43}$$

Confirmación del diámetro del Eje de la turbina Pelton.

Se elige un acero SAE 4340 utilizado ampliamente para este tipo de aplicaciones con un diámetro de 5 [cm].

Debemos enumerar todas las fuerzas y momentos a los que será sometido el eje:

- 1.- Se estima el peso del disco central en 9 [kg], los 17 álaves le agregan 17 [kg] y se debe considerar los pernos y tuercas, por lo que suma (exagerando) en total 35 [kg], lo que equivale a 343,35 [N].
- 2.- Si se traba la turbina, en el peor de los casos recibirá todo el chorro lo que son 1.884,10 [N].
- 3.- Este caso anterior genera un momentum de 342 [Nm].
- 4.- Las fuerzas centrífugas de los álaves no influyen en este cálculo.

En el punto en que se encuentra el rodete se tendrá la siguiente sumatoria de fuerzas:

Por lo que $R = 1.915,13 [N]$ y $\theta = 10,33^\circ$

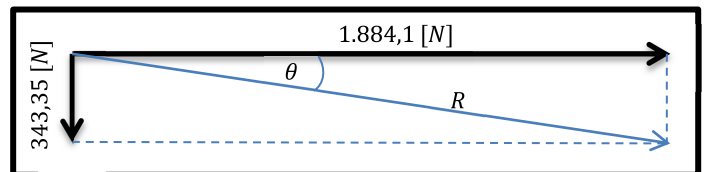


Figura A 8 Sumatoria de fuerzas en el eje

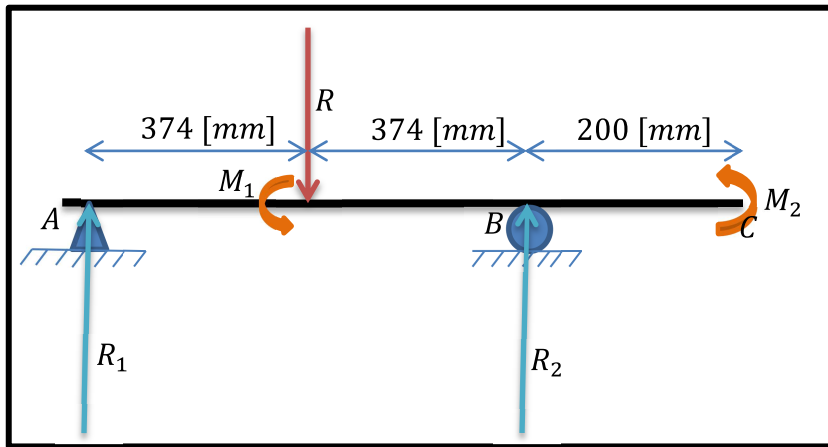


Figura A 9 Diagrama de fuerzas y momentos en el eje

Haciendo una sumatoria de fuerzas y momentos, se tiene lo siguiente:

$$\sum \vec{F} = R_1 + R_2 - R = 0 \quad \text{A- 44}$$

$$\sum \vec{\tau} = 0,374 \cdot R - 0,748 \cdot R_2 = 0 \quad \text{A- 45}$$

$$\sum \vec{M} = M_1 - M_2 = 0 \quad \text{A- 46}$$

Por lo que se tienen las siguientes igualdades:

$$R_1 + R_2 = R \quad , \quad R_2 = R/2 \quad \text{y} \quad M_1 = M_2$$

Se tiene que $R_1 = R/2$, entonces:

$$R_1 = 957,563 \text{ [N]} \quad \text{A- 47}$$

$$R_2 = 957,563 \text{ [N]} \quad \text{A- 48}$$

$$R = 1.915,13 \text{ [N]} \quad \text{A- 49}$$

$$M_1 = 342 \text{ [Nm]} \quad \text{A- 50}$$

$$M_2 = 342 \text{ [Nm]} \quad \text{A- 51}$$

Se pueden graficar:

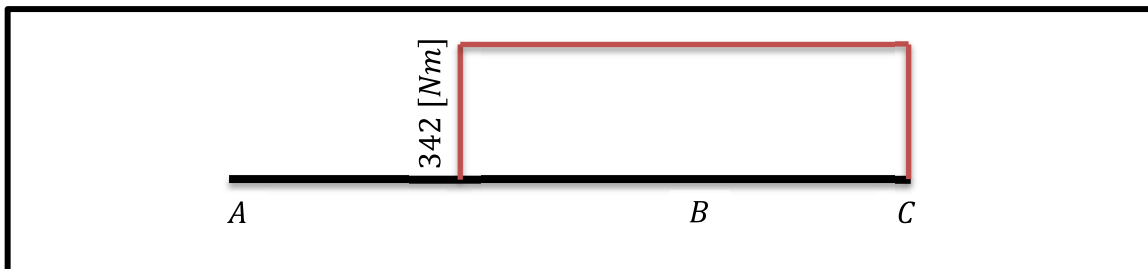


Figura A 10 Momento Torsor

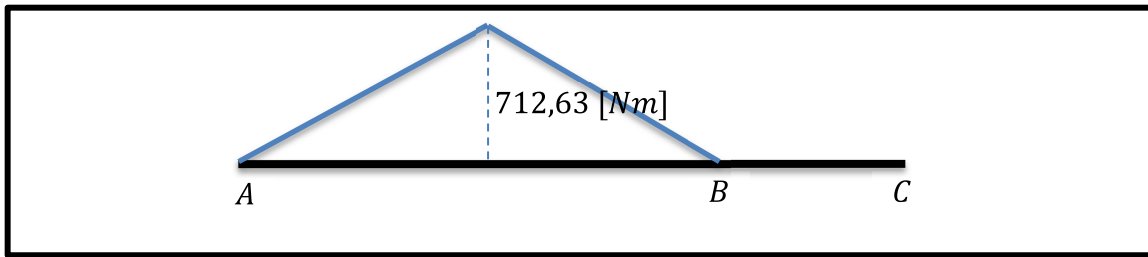


Figura A 11 Momento Flector

Para saber el Factor de Seguridad que tendremos en este componente se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{0,5 \cdot \sigma_S}{F_S} = \frac{16}{\pi \cdot d_{eje}^3} \sqrt{(k_{cm} \cdot M)^2 + (k_t \cdot \tau)^2} \quad \text{A- 52}$$

Donde:

k_{cm} y k_t corresponden al tipo de carga

M : Momento Flector [$N \cdot m$]

τ : Momento Torsor [$N \cdot m$]

d_{eje} : Diámetro del eje [m]

σ_S : Tensión de fluencia

Para este tipo de carga, se adecúan bien las brascas y con impacto pequeño, en dónde $k_{cm} = 1,5$ a 2 mientras que $k_t = 1$ a $1,5$. Se utiliza acero SAE 4340, el cual posee un esfuerzo de fluencia de 6.000 kg/cm^2 .

Por lo que el Factor de Seguridad del eje es:

$$F_S = 5,6 \quad \text{A- 53}$$

Rodamientos

Para el cálculo de éstos se utiliza la siguiente ecuación que nos permite calcular la carga equivalente sobre un rodamiento:

$$P = x_r \cdot F_r + y \cdot F_a \quad \text{A- 54}$$

Donde:

x_r : Coeficiente radial

y : Coeficiente axial

F_r : Carga radial [N]

F_a : Carga axial [N]

Debido a que las fuerzas axiales son prácticamente nulas (el álabe divide al chorro justo en la mitad), se tiene que $x = 1$ e $y = 0$. Entonces la fuerza principal a la que se ve sometido el eje es la fuerza del chorro: 942 [N]

Por lo que de A- 54 se tiene:

$$P = 942 \text{ [N]}$$

Se define la duración nominal del rodamiento expresada en horas como:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot N} \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ [h]} \quad \text{A- 55}$$

Donde:

N : Velocidad de rotación del eje [r. p. m]

C : Carga básica dinámica [N]

P : Carga equivalente sobre el rodamiento [N]

p : Exponente de duración ($p = 3$ para rodamientos de bolas)

Se seleccionan dos rodamientos, uno de marca SKF “SYNT 50” que cumple con los requerimientos de diámetro, pero se escapa económicamente del presupuesto, por lo que se cotiza un rodamiento en Ducasse dónde tienen representación de diferentes marcas; se elige Rollway, de procedencia Inglesa. Los cuales poseen una carga básica dinámica de 35,1 [kN], se conocen como “RPS 50”. Para el caso de la turbina Pelton, que funciona a 750 [r. p. m], se reemplazan los datos en A- 55:

$$L_h = 1.152.191 \text{ [h]} \quad \text{A- 56}$$

Se tiene que desde 100.000 [h] se acepta el rodamiento, por lo que este puede soportar perfectamente el rodete de la turbina.

Inyector - Análisis de cavitación

Aplicación de Bernoulli

Con el propósito de determinar la presión estática mediante la ecuación de *Bernoulli* a la salida del Inyector, se toma la diferencia de alturas entre la entrada y la salida: 23,23 [cm].

La ecuación de balance energético entre ambos puntos es (denotando 1 a la entrada y 2 a la salida):

$$P_{total_1} + \rho \cdot g \cdot H_1 = P_2 + \rho \cdot g \cdot H_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_2^2 + \rho \cdot g \cdot \Delta_p \quad A-57$$

Donde: P_{total_1} : Presión total en el punto 1.

P_2 : Presión estática en el punto 2.

H_i : Altura geométrica en el punto i . ($i: 1, 2$)

V_2 : Velocidad del agua en el punto 2.

Δ_p : Pérdidas por roce más pérdidas singulares entre 1 y 2 del Inyector en [m].

ρ : Densidad del agua [kg/m^3].

g : Aceleración de gravedad 9,81 [$\frac{m}{s^2}$].

La presión total que existe en el punto 1 (P_{total_1}), es la suma de la presión atmosférica más la ejercida por la columna de agua de altura es $H_n = 40$ [m] (altura neta del diseño de la turbina), entonces:

$$P_{total_1} = P_{atm} + \rho \cdot g \cdot H_n \quad A-58$$

Además, $H_1 = 0,2323$ [m] y $H_2 = 0$ A-59

Reemplazando estas últimas tres expresiones (A-58 y A-59) en A-57, se tiene:

$$P_{atm} + \rho \cdot g \cdot (H_n + H_1) = P_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_2^2 + \rho \cdot g \cdot \Delta_p \quad A-60$$

Dividiendo A-60 por $\rho \cdot g$, se tiene entonces:

$$\frac{P_{atm}}{\rho \cdot g} + H_n + H_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_2^2 + \Delta_p \text{ [m]} \quad A-61$$

Ahora, enfocándonos ahora en las pérdidas entre el punto 1 y 2, se tiene que:

$$\Delta p = \Delta p_A + \Delta p_B + \Delta p_C + \Delta p_D$$

A- 62

Donde los subíndices corresponden a la Figura A 12. (A,B,C,D cañerías)

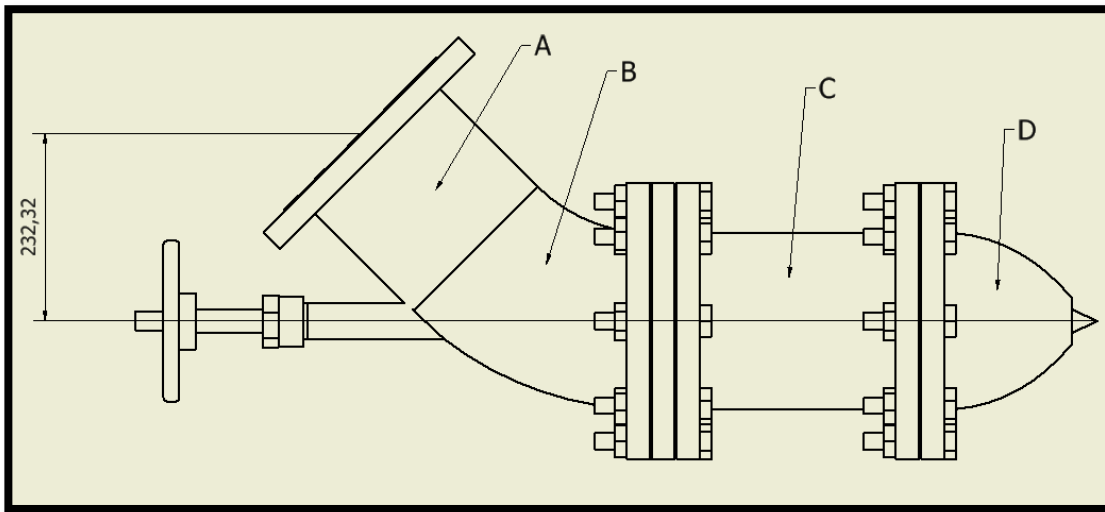


Figura A 12 Partes del Inyector para pérdidas [Elaboración propia]

Se tiene que:

$$\Delta p_A + \Delta p_C = J \cdot (L_A + L_C)$$

A- 63

Donde: J : Pérdida de carga de *Hanzen & Williams*,

L_A : Largo de la tubería A ,

L_C : Largo de la tubería C .

Esta pérdida de *Hanzen & Williams* es la que sufre el fluido por el roce producido en el contacto con las paredes de la tubería, se calcula:

$$J = 10,665 \cdot \frac{Q^{1,852}}{C^{1,852} \cdot D^{4,869}}$$

A- 64

Donde: Q : Caudal en $[\frac{m^3}{s}]$

D : Diámetro interno de la tubería $[m]$

C : Coeficiente de rugosidad. Valor: 140 para tuberías de acero

Las tuberías A y C son de 8'' norma ASTM A53 grado A Sch. 40, tienen un diámetro interior de 0,20264 $[m]$. Por lo que reemplazando estos datos en A- 64:

$$J = 2,6846 \cdot Q^{1,852}$$

A- 65

Reemplazando $L_A = 0,2 [m]$ y $L_C = 0,3 [m]$ en A- 63:

$$\Delta_{p_A} + \Delta_{p_C} = 1,3423 \cdot Q^{1,852} \quad \text{A- 66}$$

Ahora, se tiene por otro lado:

$$\Delta_{p_B} = K_B \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \quad \text{A- 67}$$

Donde: V_1 : Velocidad en el punto 1 $\left[\frac{m}{s}\right]$

K_B : Factor de pérdida singular en un codo de 45° . Valor: 0,42

Si expresamos la velocidad V_1 en función del caudal:

$$Q = A_1 \cdot V_1 \Rightarrow V_1 = Q/A_1 \quad \text{A- 68}$$

Donde A_1 : Área interior de la cañería de 8".

Reemplazando A- 68 en A- 67:

$$\Delta_{p_B} = K_B \cdot \frac{\left(\frac{Q}{A_1}\right)^2}{2 \cdot g} \quad \text{A- 69}$$

Podemos escribir:

$$A_1 = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad \text{A- 70}$$

Con $D = 0,20264 [m]$, se llega a que A- 69 queda:

$$\Delta_{p_B} = 20,58 \cdot Q^2 \quad \text{A- 71}$$

Para abordar las pérdidas en la tobera, se tiene que:

$$\Delta_{p_D} = K_D \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \quad \text{A- 72}$$

Donde K_D es el factor de pérdida singular de la tobera del inyector y depende de la posición de la aguja, ya que ésta determina la reducción de la sección de paso.

Se tiene la siguiente tabla para saber el valor de K_D :

Tabla A 4 Coeficientes de pérdida singular (K_D) para reducciones (d/D) [8]

d/D	K_D
0,25	0,42
0,50	0,32
0,75	0,19

Los que son graficados para obtener la regresión numérica polinomial:

$$K_D = -0,24 \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 - 0,22 \cdot \left(\frac{d}{D}\right) + 0,49 \quad \text{A- 73}$$

Donde: d : Diámetro de la salida de la reducción,

D : Diámetro de la entrada de la reducción.

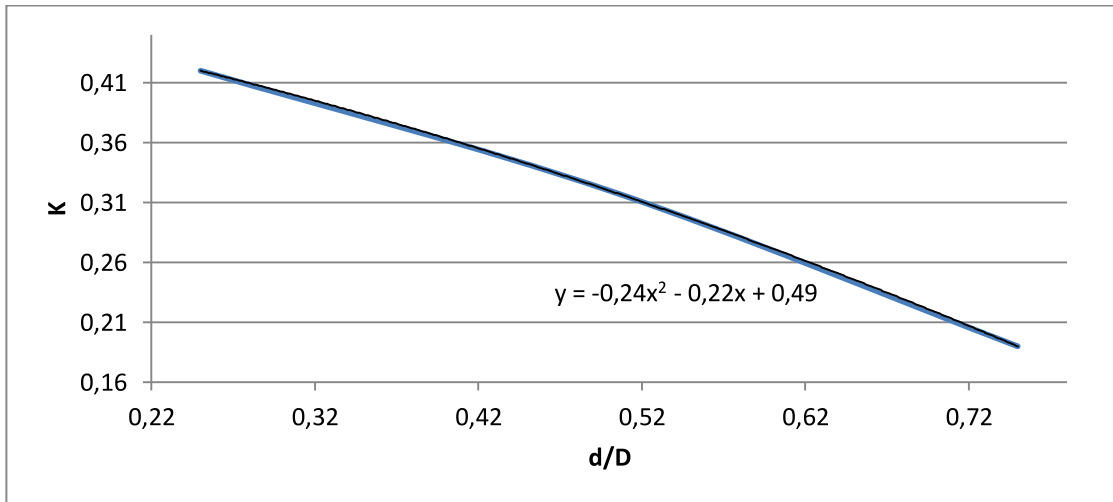


Figura A 13 Representación gráfica del K_D

Con B-54, se obtiene el x del punzón para el caudal y con B-52, se introduce este x para obtener:

$$S^* = 1301,8 [mm^2] \quad \text{A- 74}$$

Se obtiene el caudal de diseño, además se puede comprobar que para:

$$\pi \cdot \left(\frac{d_{eq}}{2}\right)^2 = S^* \Rightarrow d_{eq} = 40,7 [mm] = d_o \quad \text{A- 75}$$

Lo que nos indica que estamos en lo correcto.

Con esto se puede calcular una contracción equivalente para la tobera y asociar un factor de pérdida de carga singular para ella; la contracción viene dada por:

$$\frac{d}{D} = \frac{d_{eq}}{D} \quad \text{A- 76}$$

Con $D = 202,64$ [mm] por lo que:

$$\frac{d}{D} = 0,2 \quad \text{A- 77}$$

Si reemplazamos este resultado en A- 73, la pérdida singular de la tobera es:

$$K_D = 0,4364 \quad \text{A- 78}$$

Con esta última podemos obtener:

$$\Delta_{p_D} = 0,022243 \cdot V_1^2 \quad \text{A- 79}$$

Luego,

$$\Delta_{p_D} = 21,3848 \cdot Q^2 \quad \text{A- 80}$$

Obtenemos finalmente que:

$$V_2 \cdot S^* = Q \Rightarrow V_2 = \frac{Q}{S^*} = 26,8858 \left[\frac{m}{s} \right] \quad \text{A- 81}$$

Por lo que finalmente se tiene:

$$\Delta_p = 1,3423 \cdot Q^{1,852} + 20,58 \cdot Q^2 + 21,3848 \cdot Q^2 \quad \text{A- 82}$$

Y reemplazando para $Q = 0,035 \left[\frac{m^3}{s} \right]$

$$\Delta_p = 0,0541 \text{ [m]} \quad \text{A- 83}$$

Con $P_{atm} = 1 \text{ [bar]} = 10^5 \text{ [Pa]}$, se tiene que:

$$\frac{10^5}{1000 \cdot 9,81} + 40 + 0,20503 = \frac{P_2}{1000 \cdot 9,81} + \frac{1}{2 \cdot 9,81} \cdot (26,8858)^2 + 0,0541 \quad \text{A- 84}$$

$$\Rightarrow P_2 = 132.457,5025 \text{ [Pa]} \quad \text{A- 85}$$

La presión de saturación para el agua a $15^\circ C$ es de $1.706,36 \text{ [Pa]}$, la que es muy inferior a la presión obtenida de salida P_2 por lo que se está lejos de la cavitación. Con esto, es muy poco probable que se produzca cavitación en la válvula de aguja.

Anexo B

B.1. Teoría Turbinas Hidráulicas

Turbomáquinas

Las turbomáquinas son equipos diseñados para el intercambio continuo de energía entre un fluido y un eje de rotación, para ello existen diferentes configuraciones de álabes (fijos y/o móviles). Los álabes fijos son conocidos como el estator (llamado voluta o carcasa, según corresponda) y están dispuestos en un anillo que conduce al fluido a los álabes móviles, estos últimos se conocen como rotor (rodete, impulsor o hélice, según el tipo de máquina). Se diferencian de las máquinas de desplazamiento volumétrico debido a que son de intercambio continuo de energía, no por ciclos.

Las turbinas hidráulicas son turbomáquinas que transforman la energía hidráulica de un recurso hídrico en energía mecánica en forma de potencia mecánica al eje de la turbina.

Ecuación de Euler y Grado de Reacción

Ecuación de Euler para turbinas hidráulicas

Se utiliza para calcular la transferencia de energía en la turbina, se realiza bajo condición de régimen permanente en que se hace un balance de energía en base a las leyes de movimiento de Newton relacionadas con el torque y momento angular [2]:

$$\tau = \dot{m} \cdot (r_1 \cdot V_{t1} - r_2 \cdot V_{t2}) \text{ [Fuerza} \cdot \text{Distancia]} \quad \text{B-1}$$

Donde: \dot{m} : Flujo másico $\left[\frac{kg}{s}\right]$

r : Distancia respecto al eje de referencia [m]

V_t : Proyección de la velocidad en la dirección tangencial $\left[\frac{m}{s}\right]$

La potencia se obtiene multiplicando lo anterior por la velocidad angular (en este caso) constante ω , luego:

$$P = \dot{m} \cdot \omega \cdot (r_1 \cdot V_{t1} - r_2 \cdot V_{t2}) \text{ [Energía / Tiempo]} \quad \text{B-2}$$

Se tiene que $r_i \cdot \omega = U_i =$ velocidad periférica o del rotor a la entrada o a la salida del mismo ($i = 1$ ó $i = 2$ respectivamente). Entonces se tiene que la potencia en el eje está dada por:

$$P = \dot{m} \cdot (U_1 \cdot V_{t1} - U_2 \cdot V_{t2}) \text{ [Energía / Tiempo]} \quad \text{B-3}$$

Es común encontrar la ecuación anterior como energía transferida por unidad de masa, la que se llama energía hidráulica específica E :

$$E = (U_1 \cdot V_{t1} - U_2 \cdot V_{t2}) [Energía / Masa] \quad \text{B-4}$$

Ecuación equivalente a la ecuación de Euler

Otra forma de llegar a la ecuación anterior es por medio de las relaciones geométricas en función de las componentes de los triángulos de velocidad a la entrada y salida del rotor:

$$E = \frac{1}{2}[(V_1^2 - V_2^2) + (U_1^2 - U_2^2) + (V_{r2}^2 - V_{r1}^2)] [Energía / Masa] \quad \text{B-5}$$

Es importante esta forma, debido a que queda claro el significado de cada término. El primer término tiene relación con la transferencia energética debido al cambio de energía cinética que experimenta el fluido entre la entrada y salida del rotor. Cabe notar que en turbinas hidráulicas se busca minimizar el término $\frac{1}{2} V_2^2$ debido a que corresponde la energía cinética residual, o sea la que no fue utilizada por el rodete. El segundo término representa la transferencia de energía debido a la acción centrífuga o reacción inercial del fluido [3]. El último término se relaciona con la transferencia de energía debido al cambio de energía cinética del fluido relativa a los álabes del rotor entre la entrada y salida de éstos.

Grado de reacción

Según [3], la ecuación de Euler puede separarse en 2 partes: Una parte dinámica (primer término de la ecuación anterior), que tiene que ver con el cambio de la energía cinética del fluido en su paso por el rodete, mientras que (los otros términos de la ecuación anterior) se refieren al cambio de carga estática o de presión (energía potencial) que sufre el fluido en su paso por el rodete.

$$E(\text{Dinámica}) = \frac{1}{2}(V_1^2 - V_2^2) [Energía / Masa] \quad \text{B-6}$$

$$E(\text{Estática}) = \frac{1}{2}[(U_1^2 - U_2^2) + (V_{R2}^2 - V_{R1}^2)] [Energía / Masa] \quad \text{B-7}$$

Entonces ahora, definimos el grado de reacción como:

$$GR = \frac{E(\text{Estática})}{E} \quad \text{B-8}$$

Este último concepto nos da la diferenciación entre turbinas de acción y de reacción, las que pasamos a describir a continuación:

- *Turbina de acción o impulso:* Es la turbina cuyo grado de reacción es nulo. Significa que la energía potencial del fluido es transformada en su totalidad a energía cinética antes de entrar al rodete, por lo que el cambio de carga estática en el rodete es nulo. Las más utilizadas son: *Pelton* y *Turgo*.
- *Turbina de reacción:* Es la turbina cuyo grado de reacción es diferente de cero. Significa que la energía potencial del fluido se irá transformado en energía cinética dentro del rodete. Esto implica que la presión de entrada al álabe será mayor a la de salida, las más utilizadas son: *Francis* y *Kaplan*.

B.2. Turbinas hidráulicas tipo *Pelton*

Generalidades sobre esta tecnología

La turbina hidráulica tipo *Pelton* consiste en una serie de álabes dispuestos periféricamente en una rueda, los cuales son impactados tangencialmente por uno hasta seis chorros cilíndricos de agua provenientes de inyectores fijos. La rueda puede tener eje horizontal para 1 a 2 inyectores y, por motivos de evacuación del agua, eje vertical para 3 a 6 inyectores.

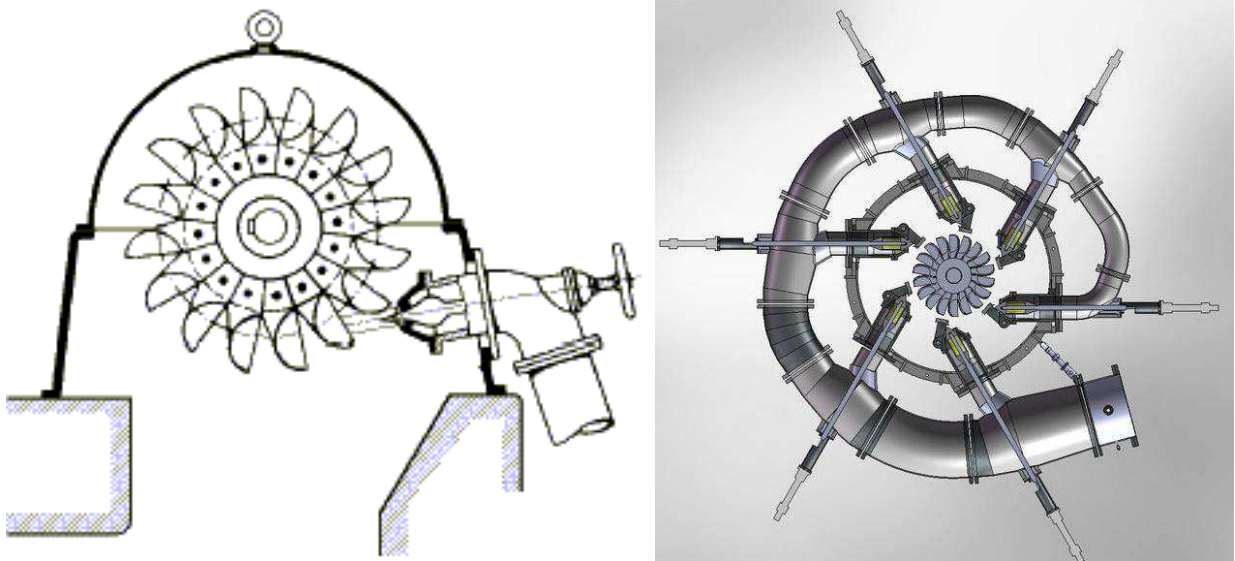


Figura B 1 Diagrama general turbina *Pelton*, eje horizontal y vertical respectivamente⁸

El elemento principal es el álabe con una forma de doble cuchara elíptica, encargado de recibir el chorro y dividirlo en dos partes iguales con su arista media. Cada parte del chorro recorre un arco de casi 180°, contrarrestando mutuamente la fuerza axial provocada por el cambio de dirección de ambos fluidos.

El álabe tiene un corte en su parte superior (ver Figura B 9) que sirve para poder minimizar el trayecto del chorro que sale del inyector e impacta al álabe. Gracias a esta geometría, el inyector queda muy cerca del álabe. Mientras menor sea esta trayectoria, el álabe dividirá un chorro de mejor calidad sin burbujas ni salpicaduras.

Como se puede apreciar en la Figura B 2, el segundo elemento de importancia en la turbina es el que genera el chorro; el inyector o válvula reguladora de caudal de aguja. Básicamente es una tobera que permite la regulación del caudal gracias a un punzón interno que regula la sección transversal de pasada del fluido; permite entonces controlar la potencia generada por la turbina.

El eje de la turbina debe estar acoplado a un generador eléctrico de forma directa o por medio de un multiplicador de revoluciones para que la velocidad angular de la turbina sea la misma que la de diseño del generador.

⁸ Imágenes tomadas de <http://www.cec.uchile.cl/~jfiguero/ct.html> y <http://www.pampasverdes.com/uploads/images/pages/32g.jpg> respectivamente.

En caso de tener la turbina conectada a la red, con las variaciones propias del consumo de ésta se producirán cambios en la potencia requerida. Es decir, si aumenta el consumo, se requiere de una mayor potencia a generar por lo que el torque producido por el generador aumenta y se necesita inyectar un mayor caudal a la turbina para mantener las *rpm* de trabajo constante. Es por esto que se debe tener un control automático del inyector para adaptar la generación instantánea de la turbina al consumo de la red.

Al contrario, si hay una baja en el consumo de la red, el generador disminuye su torque aplicado a la turbina, por lo que se debe bajar el caudal inyectado.

$$P = \tau \cdot \dot{\theta} = \tau \cdot \omega \text{ [Energía/Tiempo]}$$

B-9

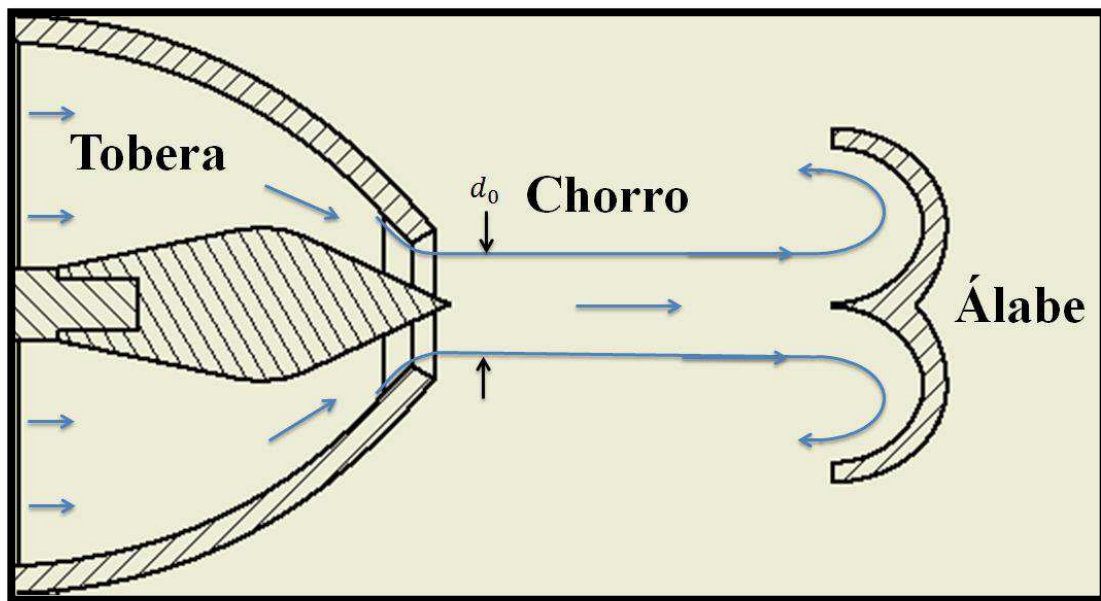


Figura B 2 Ilustración de cómo pega el chorro en el álabe Pelton [Elaboración propia]

Dispositivo Contra-Embalamiento

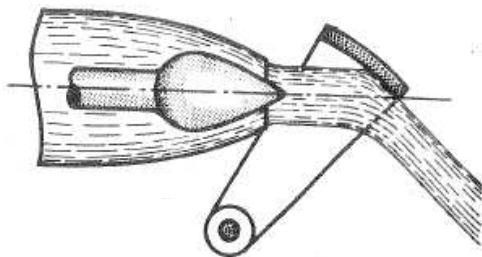


Figura B 3 Deflector [1]

Es importante tener en cuenta que: Si se produce un corte de la red, el generador no producirá torque alguno a la turbina, por lo que con el caudal que se haya encontrado trabajando, la turbina sufrirá un embalamiento (consiste en el aumento de hasta un 180% de sus *rpm* de trabajo). Para prevenir este fenómeno, se puede cerrar rápidamente la válvula de aguja, pero en la mayoría de los casos se expone a un golpe de ariete que cause inesperados daños en las

cañerías aguas arriba (exploten), por lo que comúnmente se utiliza un deflector de chorro. Este último es una pestaña reforzada de acero que en caso de embalamiento, se interpone al chorro y lo desvía fuera del alcance de los álabes.

Las turbinas *Pelton* tienen un buen desempeño para alturas entre 25 a 1.900 [m] y caudales de 1,5 a 34.000 [l/s].

El rendimiento de las turbinas *Pelton* varía sensiblemente según la escala del proyecto, en [1] se expone la siguiente tabla:

Tabla B 1 Rendimiento según escala de proyecto de turbinas *Pelton* [1]

Potencia [kW]	75	750	7.500	75.000
Rendimiento [%]	85	88	89	90

Estas variaciones se fundamentan en los roces que ejercen todas las partes mecánicas. Para un proyecto pequeño se “notan” mucho más que en uno grande. Aquí influyen desde los rodamientos hasta el mismo roce del agua en los álabes. Para que se entienda mejor, en un álabe pequeño; de la totalidad de agua que pasa por él, habrá un cierto porcentaje de ésta que tendrá contacto directo con el álabe. Mientras que para un gran álabe, se producirá lo mismo, pero ese porcentaje de agua que contacta directamente con el álabe será mucho menor ya que, si bien el álabe tendrá una mayor superficie, el caudal aumenta muchísimo en comparación a ese aumento de superficie.

Estudio teórico de la turbina Pelton

Triángulos de velocidad, potencia y rendimiento máximos

Para estudiar la teoría detrás del impacto del chorro en el álabe, se deben hacer las siguientes aproximaciones. Se supone que el álabe está constantemente atacado por el chorro completo y en una posición tal que se encuentra el chorro siempre perpendicular a la arista de corte del álabe. En la práctica, esto se cumple sólo en un instante en el arco de actividad del álabe.

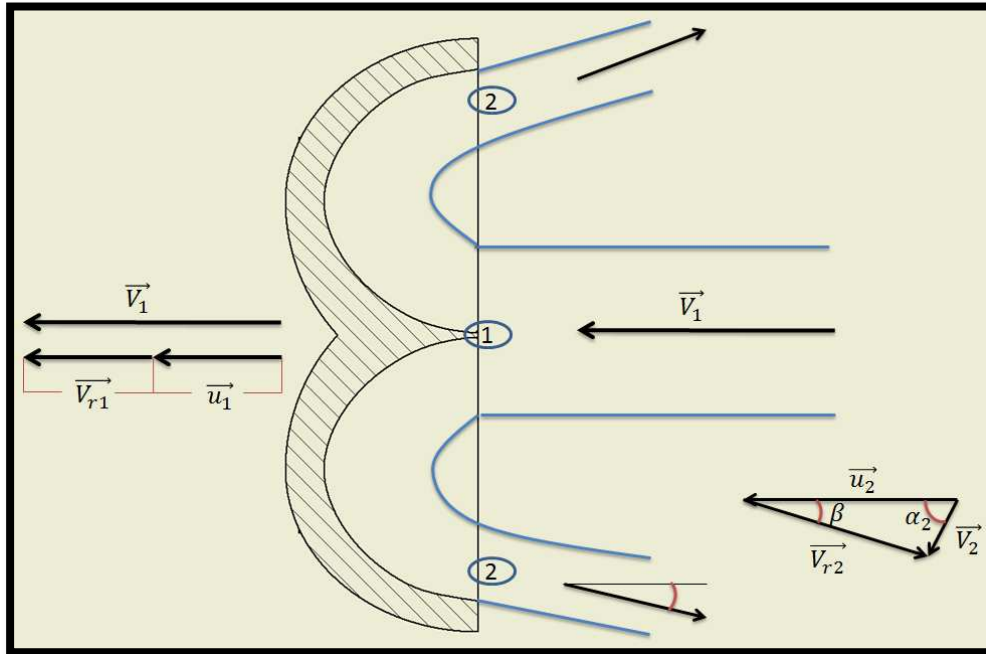


Figura B 4 Ilustración de los triángulos de velocidad en el álabe *Pelton* [Elaboración propia]

Se tiene que: V_i : Velocidad absoluta del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$

u : Velocidad tangencial del rodete $\left[\frac{m}{s}\right]$

V_{ri} : Velocidad relativa $\left[\frac{m}{s}\right]$

Donde los términos $i = 1$ y 2 corresponden a la entrada y salida del álabe respectivamente.

Según la Figura B 4, las relaciones trigonométricas que se pueden deducir son:

$$V_1 = u_1 + V_{r1} \quad \text{B-10}$$

$$V_2 = u_2 - V_{r2} \cdot \cos(\beta) \quad \text{B-11}$$

Si se llama u a la velocidad del álabe, entonces $u_1 = u_2 = u$, por lo que:

$$V_1 = u + V_{r1} \quad \text{B-12}$$

$$V_2 = u - V_{r2} \cdot \cos(\beta) \quad \text{B-13}$$

Tomando la ecuación B-13 y reemplazando en B-3, se tiene que la Potencia queda como:

$$P = \dot{m} \cdot u \cdot (V_{r1} + V_{r2} \cdot \cos(\beta)) \quad \text{B-14}$$

Por otro lado, debemos considerar la pérdida por fricción que se produce en el álabe (Δ), se define a partir de las velocidades relativas:

$$\Delta = 1 - \frac{V_{r2}}{V_{r1}} \quad \text{B-15}$$

Se tiene entonces una nueva expresión para B-14:

$$P = \dot{m} \cdot u \cdot V_{r1} \cdot (1 + (1 - \Delta)\cos(\beta)) \quad \text{B-16}$$

Continuando con la obtención de las velocidades;

La velocidad del chorro al salir del inyector (c) se calcula según:

$$c = k_c \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad \text{B-17}$$

Donde: k_c : Coeficiente de tobera (0,96) [1].

La velocidad tangencial (u_1):

$$u_1 = k_u \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad \text{B-18}$$

Donde: k_u : Coeficiente de velocidad tangencial (0,48) [7].

Por lo que B-16 queda:

$$P = \dot{m} \cdot 2 \cdot g \cdot H_n \cdot k_u \cdot (k_c - k_u)(1 + (1 - \Delta)\cos(\beta)) \quad \text{B-19}$$

La máxima potencia se obtiene derivando:

$$\frac{dP}{dk_u} = 0 \quad \text{B-20}$$

Luego,

$$\frac{dP}{dk_u} = \dot{m} \cdot 2 \cdot g \cdot H_n \cdot (1 + (1 - \Delta)\cos(\beta)) (k_c - 2k_u) = 0 \quad \text{B-21}$$

Se obtiene de esta última expresión, que para obtener la máxima potencia, los álabes deben cumplir que:

$$k_u = \frac{k_c}{2} \quad \text{B-22}$$

O sea que la velocidad tangencial del rodete debe ser la mitad de la velocidad de salida del chorro del inyector.

Entonces la potencia máxima a generar se expresa considerando B-22 en la ecuación B-19:

$$P_{m\acute{a}x} = 1/2 \cdot \dot{m} \cdot g \cdot H_n \cdot k_c^2 \cdot (1 + (1 - \Delta) \cos(\beta)) \quad \text{B-23}$$

Podemos definir entonces el rendimiento de la turbina *Pelton* como:

$$\begin{aligned} \eta_T = \frac{P_{m\acute{a}x}}{P_h} &= \frac{1/2 \cdot \dot{m} \cdot g \cdot H_n \cdot k_c^2 \cdot (1 + (1 - \Delta) \cos(\beta))}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n} \\ &= \frac{\dot{m} \cdot k_c^2 \cdot (1 + (1 - \Delta) \cos(\beta))}{2 \cdot \rho \cdot Q} \end{aligned} \quad \text{B-24}$$

Si se grafica el rendimiento en función de la velocidad tangencial queda:

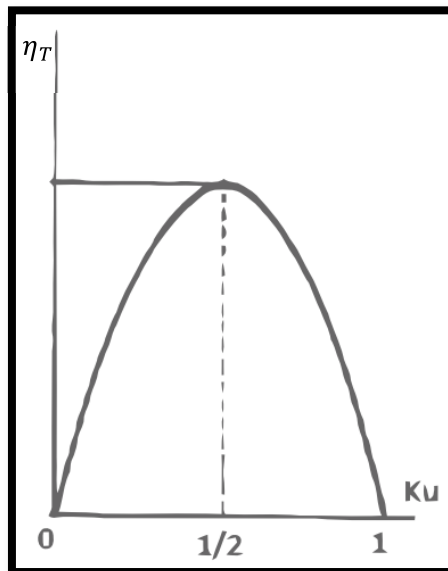


Figura B 5 Curva de rendimiento vs velocidad tangencial. [7]

Número específico (n_s)

Es de gran utilidad para todas las turbinas hidráulicas, con éste se pueden clasificar las configuraciones que debe tener cada tecnología para obtener los mejores rendimientos disponibles (ver Figura B 6).

Se puede definir de 2 formas,

$$n_s = 240 \cdot \delta \cdot \sqrt{z} \text{ [rpm]} \quad \text{B-25}$$

Donde: δ : Relación entre los diámetros de chorro y *Pelton*

z : Número de inyectores

$$n_s = n \cdot \sqrt{P_{eje}} \cdot H_n^{-\frac{5}{4}} \text{ [rpm]}$$

B-26

Donde: n : Revoluciones por minuto a las que trabajará la turbina

P_{eje} : Potencia al eje en [CV]; $P_{eje} = \eta_T \cdot P_h$. Notar que $P_{eje} \neq P_{m\acute{a}x}$ (por las unidades de medida)

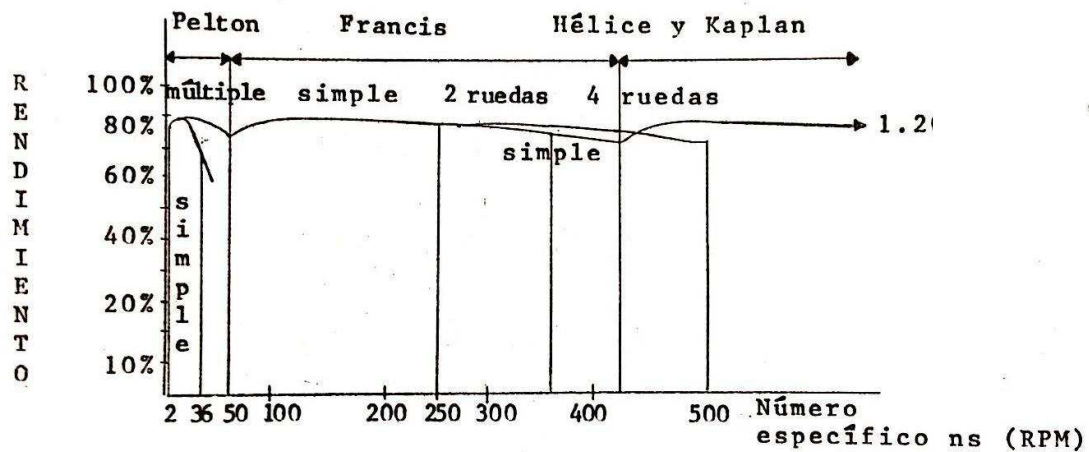


Figura B 6 Número específico vs rendimiento [5]

Se puede observar en la Figura B 6 que para *Pelton* de un inyector (simple) el rango de $n_s \in (2, 36)$.

Dimensiones principales

Diámetro del chorro (d_0)

Para calcular el diámetro del chorro que impactará el álabes *Pelton*, se procede a calcular primero la velocidad con que sale el chorro del inyector (C_0):

$$C_0 = k_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \left[\frac{m}{s} \right] \quad \text{B-27}$$

Ahora, definiendo:

$$S: \text{Área transversal de la tobera} = \pi \cdot \frac{d_0^2}{4} \text{ [m}^2\text{]} \quad \text{B-28}$$

Aplicando la ecuación de continuidad,

$$Q = S \cdot C_0 \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad \text{B-29}$$

Reemplazando B-28 en B-29 y despejando d_0 :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{k_c \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}}} \quad [m] \quad \text{B-30}$$

Diámetro Pelton (D_P)

Se define como el diámetro de la rueda que es tangente al centro del chorro. Se calcula según [1]:

$$D_P = 240 \cdot \frac{d_0}{n_s} \quad [m] \quad \text{B-31}$$

Relación de diámetros (δ)

Se define como [1]:

$$\delta = \frac{d_0}{D_P} \quad \text{B-32}$$

Vale la pena detenerse a comentar los siguientes aspectos que define esta relación. Si δ es excesivamente pequeño, el chorro pierde calidad, ya que debe tener que recorrer una larga distancia desde la salida del inyector hasta tener contacto con los álabes. Al contrario, si es muy grande puede resultar imposible aprovechar un caudal relativamente grande, se tendrían cucharas extremadamente grandes que llegaría a ser imposibles alojarlas en un rodete. Se ha realizado una tabla empírica para comprender mejor estas relaciones, la cual entrega los límites mínimos y máximos para una turbina Pelton de un solo inyector.

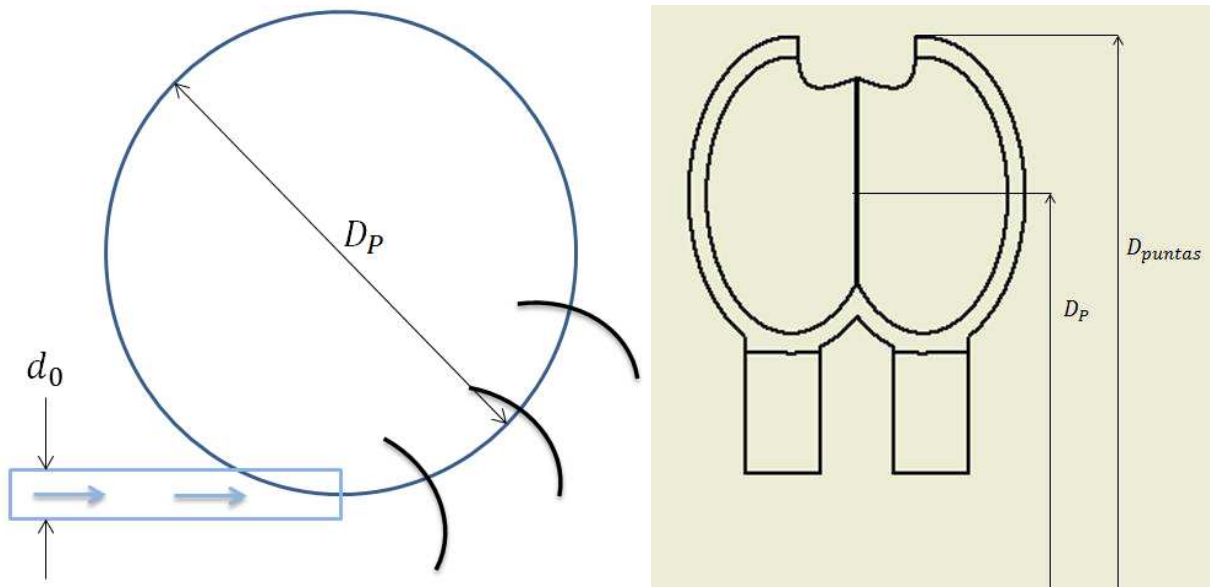


Figura B 7 Esquema de la relación de diámetros y diámetro de puntas

Tabla B 2 Límites según relación de diámetros y número específico de revoluciones [1]

Límite de aplicación	Relación de Diámetros	Número específico de revoluciones
Límite mínimo (mal rendimiento)	1/100	2,4
Límite mínimo práctico (buen rendimiento)	1/30	8
Límite Máximo (mal rendimiento)	1/7	35
Límite Máximo práctico (buen rendimiento)	1/9	27

Diámetro de puntas (D_{puntas})

Corresponde al diámetro por donde pasan las puntas de la arista central del álabe, no es el diámetro total de la rueda con álabes. Esta punta es creada por el sacado que posee el álabe Pelton para conseguir que el chorro lo ataque lo más cerca posible del rodete y así disminuir las pérdidas de la calidad del chorro.

Este diámetro ha sido determinado empíricamente por Layere:

$$D_{puntas} = D_P + \frac{7}{3}d_0 [m]$$

B-33

Trayectorias relativas

Se definen las trayectorias relativas a las que cumplen:

$$S_R = S_e + S_{rel} [m] \quad \text{B-34}$$

Donde: S_R : Trayectoria resultante

S_e : Trayectoria de entrada

S_{rel} : Trayectoria relativa

Es por esto que no se deben confundir las trayectorias relativas con las del agua en su paso por el álabe, debido a que estas últimas dependen de la geometría del álabe.

Para trazar las trayectorias relativas debemos utilizar el método gráfico:

- Se toma la trayectoria de la partícula A , la que se encuentra en el centro del chorro.
- Se traza el diámetro Pelton y el diámetro de puntas.
- A los puntos de intersección entre el centro del chorro y el diámetro de puntas se les denota A y A^{IV} .

Este segmento $\overline{AA^{IV}}$ se divide en cuatro, llamando m a cada uno de ellos, se tiene entonces:

$$\overline{AA^{IV}} = 4 \cdot m \quad \text{B-35}$$

$$S_R = m = AA^I = A^I A^{II} = A^{II} A^{III} = A^{III} A^{IV} \quad \text{B-36}$$

Se tiene entonces que la partícula de agua A se desplaza a A^I con una velocidad C_0 , mientras que el rodete gira un cierto ángulo por lo que un punto de la circunferencia que genera el punto A^I se ha desplazado la cantidad $\widehat{A^I a^I}$, luego:

$$\widehat{S}_e^I = \widehat{A^I a^I} = u^I \cdot t [m] \quad \text{B-37}$$

Dónde:

$$u^I = k_u^I \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \left[\frac{m}{s} \right] \quad \text{B-38}$$

$$t = \frac{m}{k_c \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} [s] \quad \text{B-39}$$

Luego:

$$\widehat{S}_e^I = \widehat{A^I a^I} = m \cdot \frac{k_u^I}{k_c} [m] \quad \text{B-40}$$

Para calcular las trayectorias de entrada para cada punto, se necesitan los $k_u^I, k_u^{II}, k_u^{III}$ y k_u^{IV} , se definen según el diámetro correspondiente al radio $\overline{OA^I}, \overline{OA^{II}}, \overline{OA^{III}}$ y $\overline{OA^{IV}}$ respectivamente. Notar que para $\overline{OA^I}$ y $\overline{OA^{III}}$ es el mismo diámetro, para $\overline{OA^I}$ corresponde al D_{pelton} y para $\overline{OA^{IV}}$ corresponde al diámetro de puntas.

Esto se debe a que:

$$u = r \cdot \omega \quad \text{B-41}$$

Donde: r : Radio [m]

ω : Velocidad angular (constante) $\left[\frac{1}{s}\right]$

u : Velocidad tangencial (varía según el radio) $\left[\frac{m}{s}\right]$

Luego

$$\frac{r}{u} = \frac{r^I}{u^I} \quad \text{B-42}$$

De B-38, se tiene entonces:

$$\frac{r}{r^I} = \frac{k_u}{k_u^I} \quad \text{B-43}$$

Entonces, despejando y tomando un valor conocido ($k_u = 0,48$)

$$k_u^I = \frac{k_u}{r_{Pelton}} \cdot r^I \quad \text{B-44}$$

Por último se tiene el arco $\widehat{A^I a^I}$, utilizamos su valor en sentido $-\omega$ para obtener el punto a^I correspondiente a la trayectoria relativa $\widehat{Aa^I}$.

Para obtener el punto a^{II} se procede de la misma forma anterior:

Como $\overline{AA^{II}} = 2 \cdot m$

$$\widehat{S_e^{II}} = \widehat{A^{II} a^{II}} = 2 \cdot m \cdot \frac{k_u^{II}}{k_c} [m] \quad \text{B-45}$$

Luego, $\overline{AA^{III}} = 3 \cdot m$

$$\widehat{S_e^{III}} = \widehat{A^{III} a^{III}} = 3 \cdot m \cdot \frac{k_u^{III}}{k_c} [m] \quad \text{B-46}$$

Finalmente, $\overline{AA^{IV}} = 4 \cdot m$

$$\widehat{S_e^{IV}} = \widehat{A^{IV} a^{IV}} = 4 \cdot m \cdot \frac{k_u^{IV}}{k_c} [m] \quad \text{B-47}$$

Con estos arcos, utilizamos sus valores en sentido $-\omega$ en cada caso para obtener los puntos $A, a^I, a^{II}, a^{III}, a^{IV}$ y con estos poder dibujar la trayectoria relativa.

Este procedimiento se puede realizar para obtener las trayectorias relativas en cualquier punto del chorro, se desarrolla el punto superior e inferior.

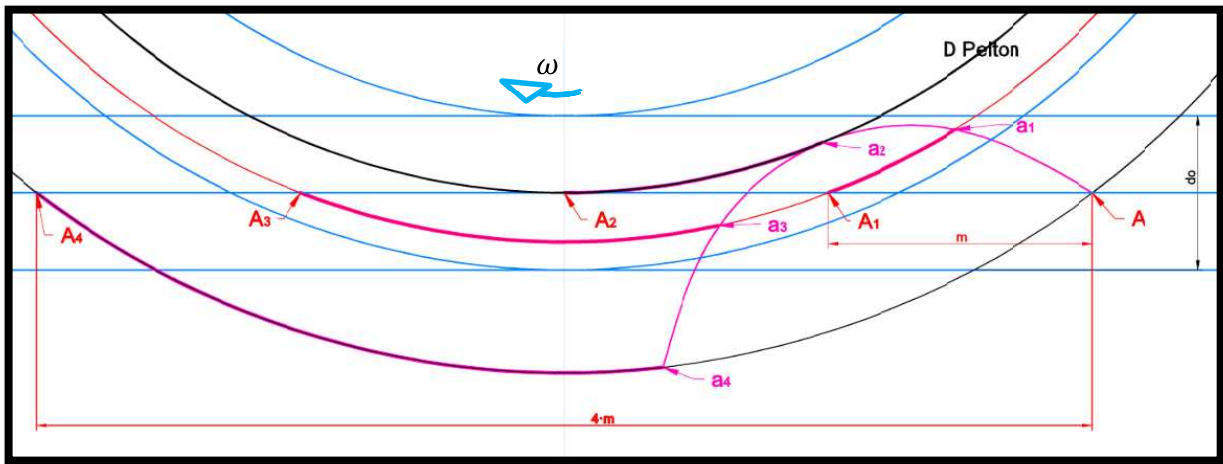


Figura B 8 Trayectoria relativa (rosado) [Elaboración propia]

Álabes

Forma y dimensiones

El álabe está conformado por una doble cuchara elíptica que posee una arista intermedia y un corte superior. Las dimensiones del álabe se basan en el diámetro del chorro que lo impacta d_0 , estas estimaciones han sido obtenidas experimentalmente por los fabricantes de turbinas y se exponen en la Figura B 9.

Para evitar una rápida destrucción de la arista de corte, debe ser reforzada, por lo que el ángulo α tiene un valor no nulo, pero inferior a 10° .

El ángulo de salida del álabe es β , para obtener un máximo rendimiento debiese ser nulo, pero no se puede diseñar así debido a que se dispone de una rueda de álabes, uno tras otro, por lo que golpearía al siguiente ejerciendo un freno al rotor. Es por esto, que β varía entre 8° a 12° . La línea de vaguada también tiene que ver con este motivo, es la máxima profundidad del álabe (eje mayor de la elipse) y debe poder salir el agua para no producir pérdidas golpeando al rodete en zonas no aptas.

La arista inferior debe tener un ángulo de 3° a 4° respecto a la velocidad relativa del chorro en el instante del impacto para disminuir las pérdidas por choque y obtener una mejor desviación del chorro.

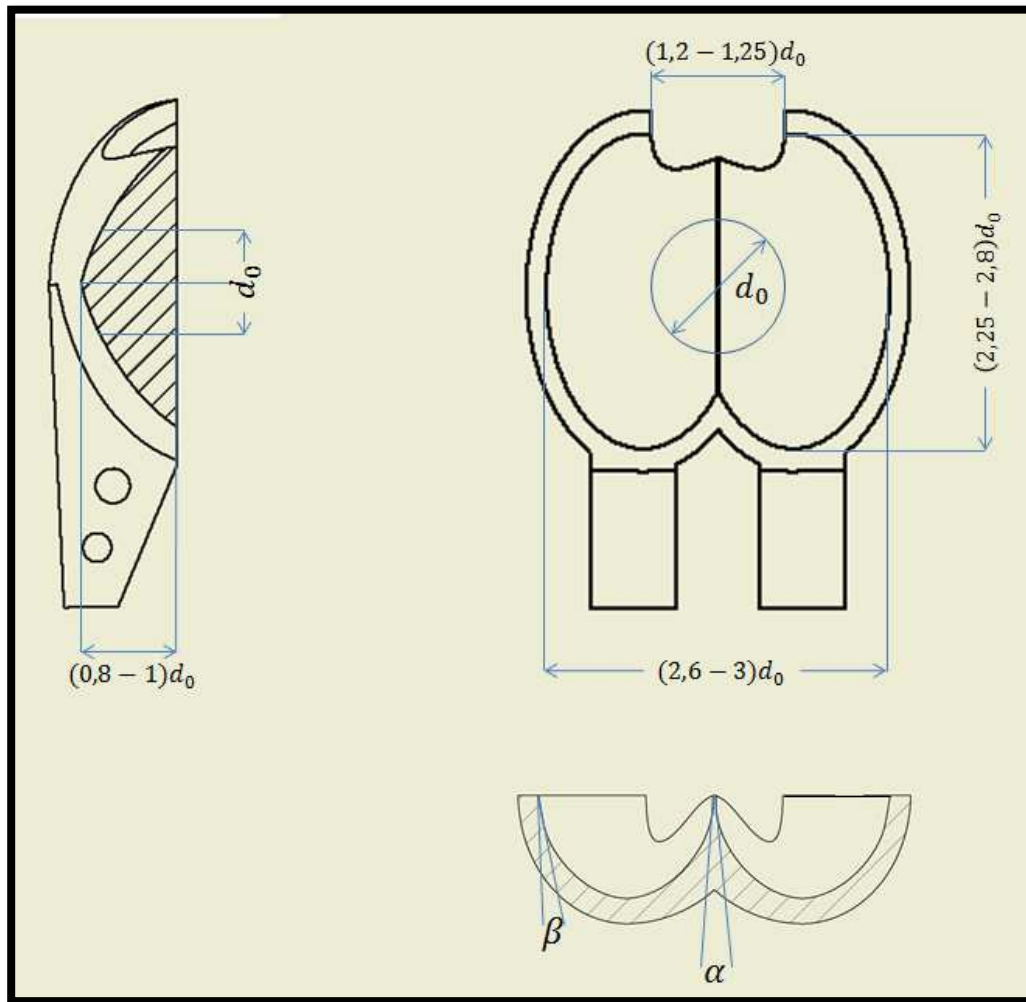


Figura B 9 Álabe Pelton - Dimensiones principales [Elaboración propia]

Número de álabes de un rodete Pelton

Para encontrar el número óptimo de álabes, nos centramos en la siguiente teoría: “ninguna partícula de agua proveniente del chorro puede escapar de la rueda sin haber actuado en alguno de los álabes”.

Un camino es utilizar las trayectorias relativas. Para ello se necesita conocer el arco $\widehat{Bb^{IV}}$ que corresponde a la parte inferior del chorro (Figura B 10).

Sabemos que el punto inferior del chorro recorre el segmento $\overline{Bb^{IV}}$ en el mismo tiempo en que el álabe que se encuentra en el punto b^{IV} llega al punto B^{IV} , entonces toda el agua que se encuentra entre el punto B y el álabe señalado anteriormente actúa sobre éste, pero cualquier partícula que esté antes de B pasará sin actuar sobre éste álabe, ya que el álabe subirá siguiendo su trayectoria. Es por esto que se debe colocar el siguiente álabe en el punto B cuando el anterior se encuentre en b^{IV} . Se deduce entonces que el paso máximo entre álabes será a lo más igual al arco $\widehat{Bb^{IV}}$.

$$\text{Paso máximo} \leq \angle BOb^{IV}$$

B-48

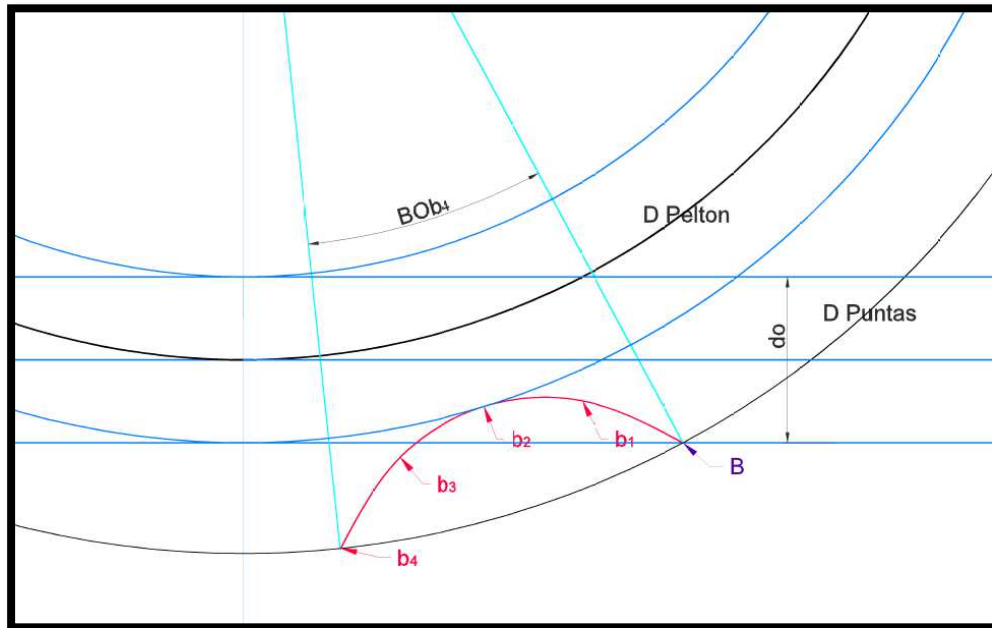


Figura B 10 Ángulo BOb^{IV} (ver Figura A 2)

Dirección de la cara de entrada

Para determinar esta dirección se procede según lo expresado en [7], debido a que esta tesis se basa en la memoria señalada y se utiliza el modelo entregado por ésta, el que consiste en calcular D_0' :

$$D_0' = D_P \cdot \frac{5,3 - 0,12 \cdot \left(\frac{D_P}{d_0}\right)}{Z} \quad \text{B-49}$$

Donde: Z: Número de álabes.

Entonces, desde el centro del álabe se traza el radio Pelton para encontrar el centro de giro del rodete. En el centro de giro, se dibuja una circunferencia de diámetro D_0' .

Luego se traza desde el punto inicial (centro del álabe) la tangente al círculo dibujado; esta línea nos da la dirección en la que deben hacerse las perforaciones para apernar el álabe al rodete.

Cabe notar que la distancia de las perforaciones y el diámetro de ellas se eligen según la memoria de cálculo efectuada (Anexo A) y es fundamental hacer los cálculos de resistencia a la tracción según el área de soporte diseñada que tenga el álabe.

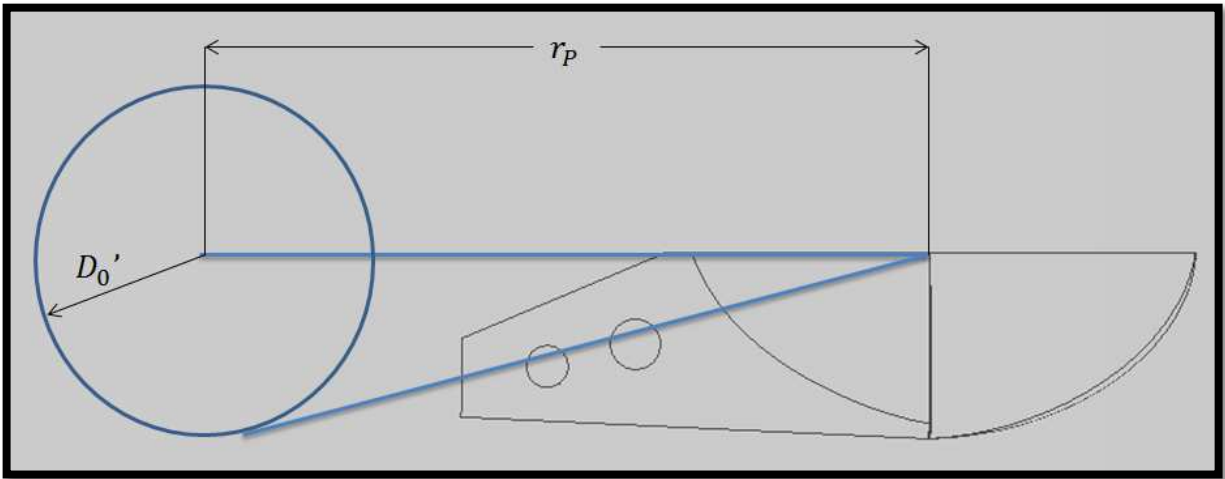


Figura B 11 Ángulo del álabe [Elaboración propia]

inyector

El inyector es la segunda parte más importante de la turbina Pelton, es el responsable de regular el caudal que ingresa al rodete. Tiene una función difícil de apreciar que consiste en dar la mejor calidad de chorro posible.

Su diseño se basa en disminuir el área transversal de paso que tiene el chorro para regular el caudal. Su geometría está optimizada para evitar pérdidas de rendimiento en forma de perturbaciones y burbujas en el chorro.

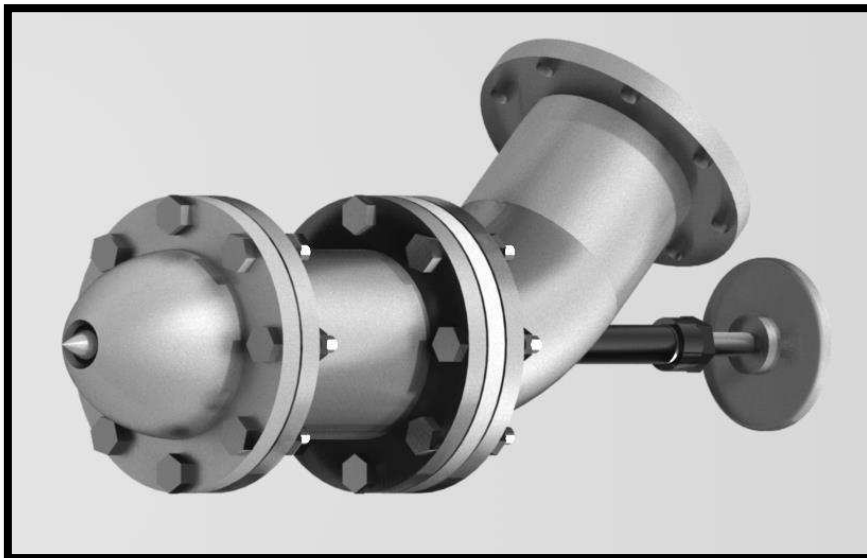


Figura B 12 Inyector de turbina *Pelton* [Elaboración propia]

Válvula de aguja y regulación de caudal

La regulación de caudal es un punto fundamental en generación eléctrica por medio de turbinas hidráulicas.

Para generar energía eléctrica adecuada para la red, se debe mantener la velocidad angular de la turbina y generador constante. Esto se debe a que para generadores sincrónicos su frecuencia eléctrica entregada viene dada por:

$$f_{gen} = z_{gen} \cdot \frac{n_{gen}}{60} \text{ [Hz]} \quad \text{B-50}$$

Donde: n_{gen} : Revoluciones por minuto del generador [*rpm*]

z_{gen} : Número de pares de polos del generador

Por lo que para mantener sin variaciones mayores la frecuencia de la electricidad generada, se debe mantener constante la frecuencia de giro de la turbina, que la mayoría de las veces se encuentra conectada directamente al generador o también puede ser conectada por medio de un multiplicador de velocidad.

Cuando se conecta el generador a la red, dependiendo del consumo instantáneo, se tendrán cambios de torques que el generador transmite a la turbina. Para mayores potencias se requiere de un mayor torque, cuando se vaya requiriendo menos potencia en la red, el torque va disminuyendo y es aquí donde juega un papel fundamental la regulación de caudal en la turbina. Al tener menores torques, el generador aumentará sus *r. p. m. 's* en conjunto con la turbina, por lo que se debe inyectar una menor potencia hidráulica (ajustada por la válvula de aguja) para volver a las *r. p. m. 's* adecuadas para la generación.

Para variar la potencia hidráulica, según la ecuación 2-1, podemos variar la altura neta o el caudal. Claramente la única opción viable es variar el caudal y esto se hace mediante el inyector o válvula de aguja.

Chorro Pelton

Como se ha señalado anteriormente, es muy importante contar con un chorro lo más perfecto posible para disminuir las pérdidas de energía en burbujas y salpicaduras en el mismo chorro, y además, en su choque con los álabes.

Por otro lado, el chorro en su trayecto longitudinal va perdiendo calidad. En la Figura B 13 se muestra el perfil de velocidad en dos posiciones, una antes que otra; vemos que se genera una dispersión en el perfil externo del chorro debido a una disminución de velocidad por el roce con el aire.

Para acercarnos a la perfección, con la experiencia de los fabricantes se ha llegado a las siguientes condiciones para obtener una mínima dispersión y máxima eficiencia del inyector k_0 :

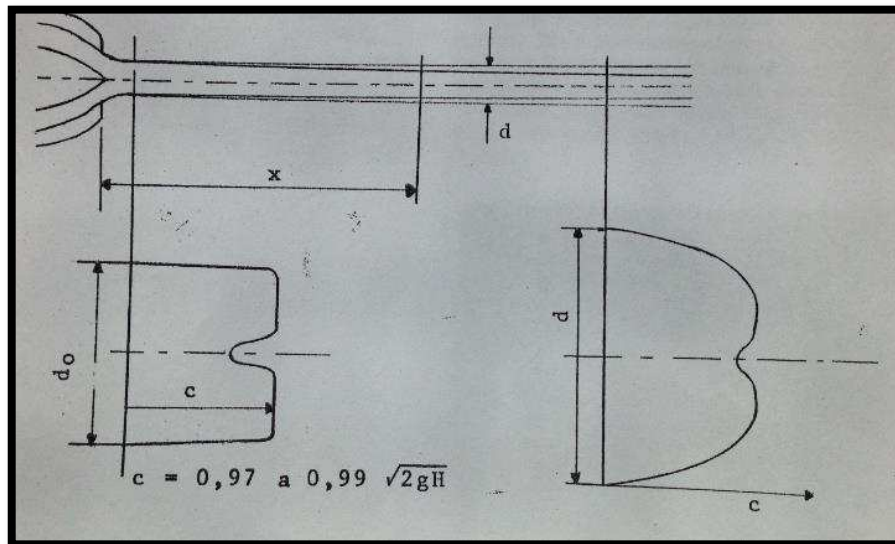


Figura B 13 Deterioro de la calidad del chorro (letra c es k_0) [5]

- Conseguir una velocidad pequeña del agua antes de la tobera. Para esto debe haber una sección recta con diámetro entre 4 a 5 veces el diámetro del chorro d_0 .
- Evitar radios de curvatura pequeños en los codos de la tubería de alimentación. Como solución se sugiere que los radios de curvatura sean de 4 a 5 veces el radio del tubo.
- Conseguir un flujo uniforme. Se sugiere dar una distancia de a lo menos 6 veces el diámetro del chorro d_0 entre la aguja y el codo por donde sale el eje del inyector.
- Evitar un chorro con rotación interna. Para esto se utilizan de 3 a 8 aletas internas en el conducto entre el codo y la tobera para guiar el agua.
- Utilizar las siguientes dimensiones de tobera y punzón en función del diámetro de chorro (Figura B 14):

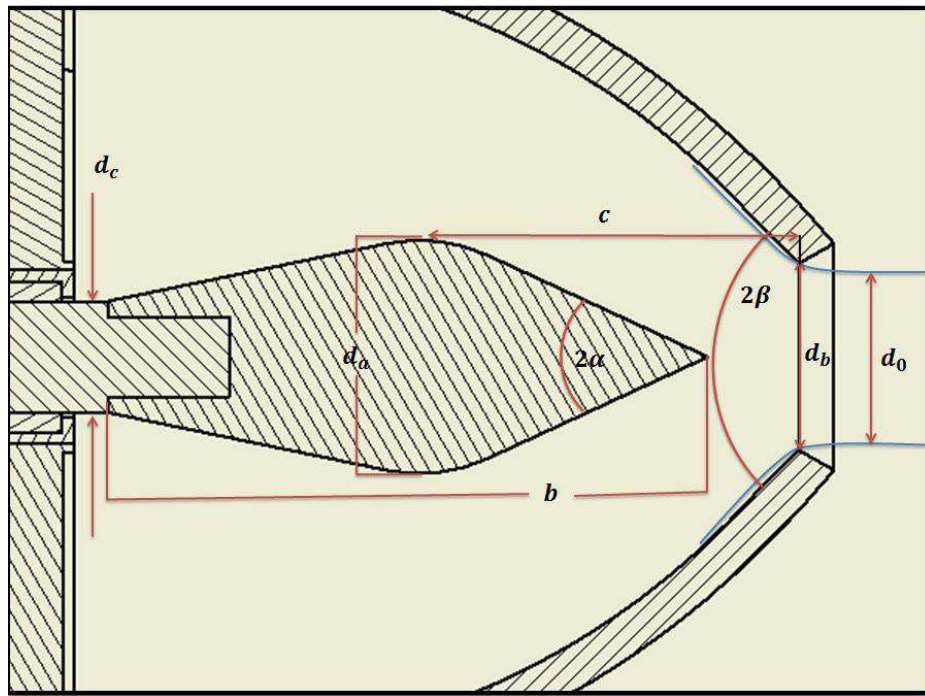


Figura B 14 Esquema de tobera-punzón y sus dimensiones recomendadas

Los valores de estas incógnitas de la Figura B 14, son todos multiplicados por el diámetro del chorro d_0 y se expresan a continuación:

Tabla B 3 Dimensionamiento del punzón y tobera

Distancia	Mínimo	Máximo	Unidad
d_a	$1,42 \cdot d_0$	$1,62 \cdot d_0$	[mm]
d_b	$1,12 \cdot d_0$	$1,27 \cdot d_0$	[mm]
d_c	$0,58 \cdot d_0$	$0,70 \cdot d_0$	[mm]
b	$3,25 \cdot d_0$	$3,68 \cdot d_0$	[mm]
c	$0,81 \cdot d_0$	$1,16 \cdot d_0$	[mm]
$2 \cdot \beta$	90	98	[°]
$2 \cdot \alpha$	42	50	[°]

Gasto del Inyector

La siguiente figura muestra la punta cónica del inyector en posición abierta. El grado de abertura está definido por la cota x .

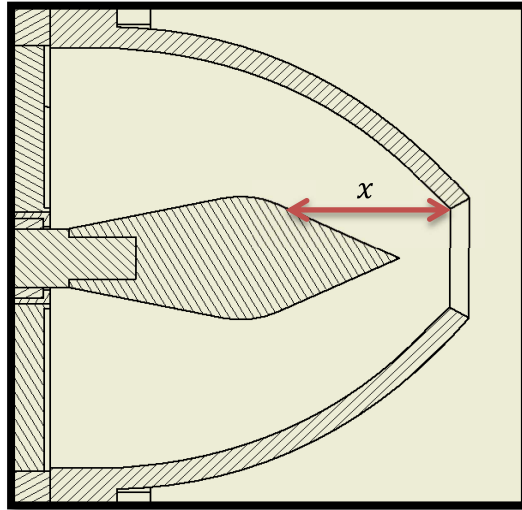


Figura B 15 Perfil de la tobera

Para una altura constante de la columna de agua, se puede expresar en función de la sección de pasada del agua:

$$S = \pi \cdot \frac{d_b + \xi}{2} \cdot \overline{AB} \quad [m^2] \quad \text{B-51}$$

Donde: S : Sección de pasada

d_b : Diámetro de la boca

$$\overline{AB} = x \cdot \text{sen}(\alpha)$$

α : Semiángulo del punzón

$$\xi = d_b - 2 \cdot \overline{AB} \cdot \text{cos}(\alpha)$$

Entonces,

$$S = \pi \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot \left(d_b \cdot x - \frac{\text{sen}(2 \cdot \alpha)}{2} \cdot x^2 \right) \quad [m^2] \quad \text{B-52}$$

Aplicando B-27 en la ecuación B-29, nos queda:

$$Q = k_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \cdot S \quad \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad \text{B-53}$$

Ahora, reemplazando B-53 en B-52, se obtiene:

$$Q = k_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \cdot \pi \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot \left(d_b \cdot x - \frac{\text{sen}(2 \cdot \alpha)}{2} \cdot x^2 \right) \quad \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad \text{B-54}$$

B.3. Teoría de la Placa Orificio y Pitot

Principios de funcionamiento de medición de caudal y altura neta equivalente

Placa orificio para medición de caudal

Como su nombre lo indica, consiste en una placa metálica con un orificio interior. Ésta se ubica transversalmente en la tubería por la que fluye el fluido a medir, cabe notar que el orificio es de menor diámetro que la tubería en la que se encuentra dispuesta.

Para saber qué caudal está pasando por la tubería se necesitan dos tomas de presión, una antes (alta presión) y otra después (baja presión) de la placa orificio para saber el diferencial de presión existente.

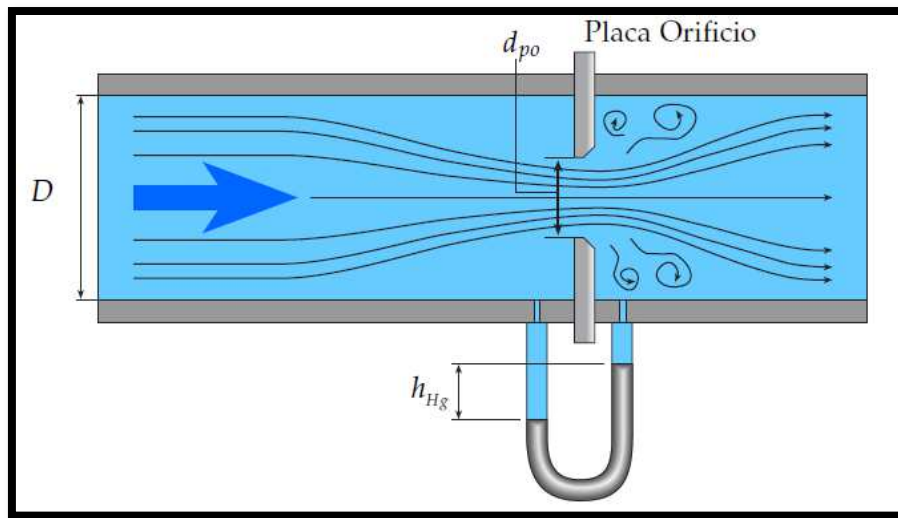


Figura B 16 Esquema de placa orificio [6]

El caudal viene expresado por [9]:

$$Q = C \cdot K \cdot \sqrt{2 \cdot \delta p_{po}} \quad \text{B-55}$$

Donde:

$$K = \frac{1}{\sqrt{\rho(1 - \beta_{po}^2)}} \frac{\pi}{4} \cdot d_{po}^2 \quad \text{B-56}$$

C : Coeficiente de descarga de placa orificio

β_{po} : Cociente de diámetros = $\frac{d_{po}}{D}$

δp_{po} : Diferencia de presión estática antes y después de la placa [Pa]

Para dimensionar la placa, se usa como referencia la siguiente Tabla B 4:

Tabla B 4 Límites permitidos para una placa orificio [12]

Dimensión	Mínimo	Máximo
e	$0,005 \cdot D$	$0,02 \cdot D$
E	$0,005 \cdot D$	$0,02 \cdot D$
d_{po}	0,5 [in]	38 [in]
$\beta_{po} = d_{po}/D$	0,2	0,75

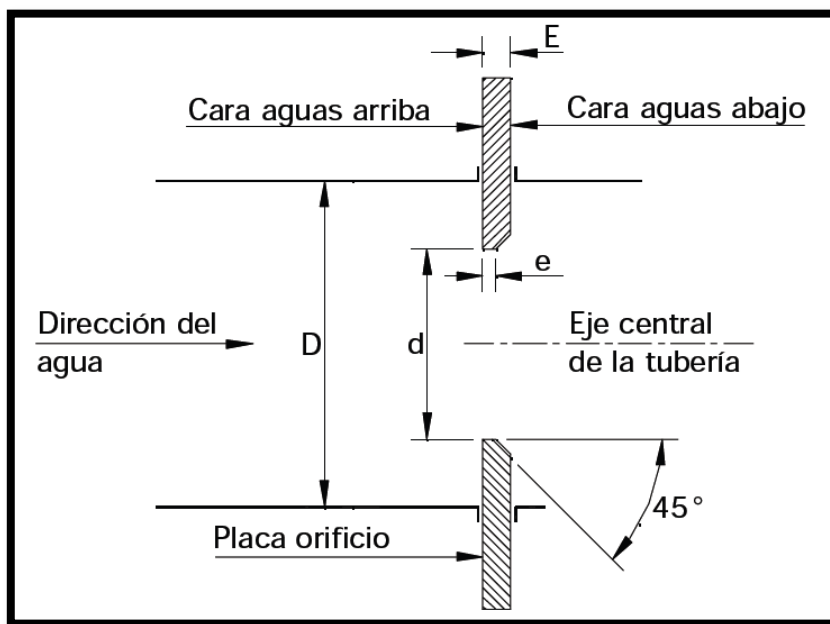


Figura B 17 Dimensiones de la placa orificio [12]

El valor coeficiente de descarga ha sido estudiado y medido, se puede calcular a través de la fórmula [12]:

$$C = 0,5959 + 0,0312 \cdot \beta_{po}^{2,1} - 0,184 \cdot \beta_{po}^8 + 0,0029 \cdot \beta_{po}^{2,5} \left(\frac{10^6}{R_e} \right)^{0,75} + \frac{0,09 \cdot L_1 \cdot \beta_{po}^4}{1 - \beta_{po}^4} - 0,0337 \cdot L_2 \cdot \beta_{po}^3$$

B-57

Donde:

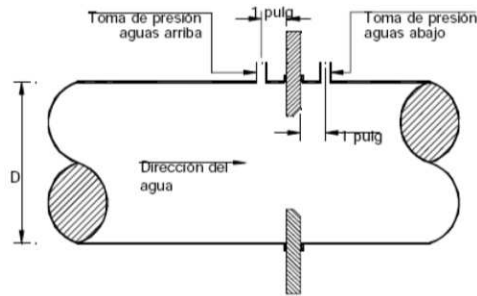
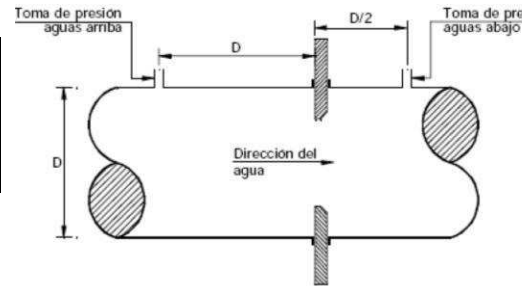
$L_1 = \frac{\ell_1}{D}$: Donde ℓ_1 es la distancia de la toma de presión de aguas arriba hasta la cara aguas arriba de la placa.

$L_2 = \frac{\ell_2}{D}$: Donde ℓ_2 es la distancia de la toma de presión de aguas abajo hasta la cara aguas abajo de la placa.

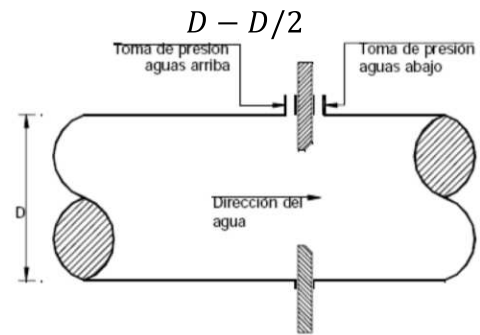
Las tomas de presión pueden ser localizadas de tres formas distintas. Las distancias ℓ_1 y ℓ_2 están dadas en la siguiente Tabla:

Tabla B 5 Disposición de las tomas de presión [12]

Dimensión	ℓ_1	ℓ_2
$D - D/2$	D	$D/2$
A una pulgada	1 [in]	1 [in]
En los bordes de la placa	0 (cero)	0 (cero)



A una pulgada



En los bordes de la placa

Medición de presión con tubos de Pitot para la determinación de la altura neta equivalente

El tubo de *Pitot* consiste en un instrumento basado en un cilindro hueco metálico que posee un ángulo de 90° formando una 'L', la boquilla inferior se sumerge en el fluido apuntando a aguas arriba del flujo.

El fenómeno que se sucede en el tubo de *Pitot* es que se produce un punto de estancamiento en la boquilla sumergida en el flujo, la velocidad del fluido se anula. Basándonos en la ecuación de *Bernoulli*, nos indica que la presión total del fluido P_{total} es igual a la presión de estancamiento P_0 :

$$P_{total} = \frac{\rho \cdot v^2}{2} + P_{estática} = 0 + P_0 \quad \text{B-58}$$

Deducción de H_n a partir de la presión total medida en el tubo de Pitot

Se tienen que asumir ciertos supuestos para poder abordar este problema por la teoría. Despreciando las pérdidas del inyector (k_0), tenemos que la velocidad del chorro sería:

$$V_c = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad \text{B-59}$$

Además, despreciando las pérdidas en el tramo del circuito hidráulico desde el tubo de *Pitot* (2) y la salida del inyector (1), se tiene que:

$$P_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_2^2 + \rho \cdot g \cdot z_2 = P_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_c^2 + \rho \cdot g \cdot z_1$$

B-60

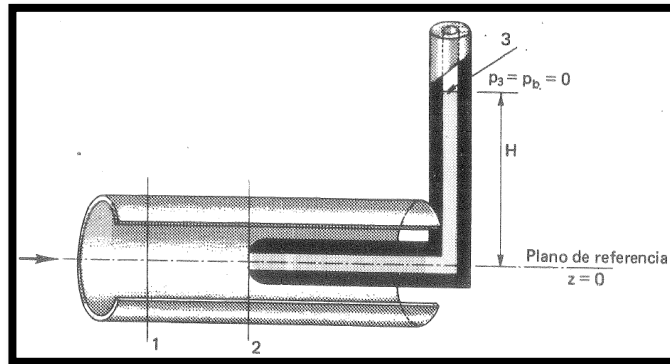


Figura B 18 Esquema de un tubo de *Pitot* [1]

En que $P_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_2^2 = P_{total}$ será la presión indicada por el tubo de *Pitot*. Se considera además que: $P_1 = 0$ (presión atmosférica) y $z_1 \approx z_2$, con lo que nos queda:

$$P_{total} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_c^2$$

B-61

Despejando V_c

$$V_c = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{P_{total}}{\rho \cdot g}}$$

B-62

Por lo que B-62 en B-59, nos queda finalmente:

$$H_n = \frac{P_{total}}{\rho \cdot g}$$

B-63

Donde: ρ : Densidad del agua

g : Aceleración de gravedad

B.4. Generadores eléctricos

Es el equipo encargado de transformar la potencia mecánica del eje en energía eléctrica a través de un rotor y estator en base a pares de polos magnéticos.

Generadores de imanes permanentes

Conocidos por la sigla *PMG* (Permanent Magnet Generator) [13] son generadores sincrónicos que se les ha sustituido el embobinado de excitación (normalmente en el rotor) por un arreglo de imanes permanentes que aplican un campo de excitación constante.

El funcionamiento de este tipo de generadores dista bastante de un sincrónico normal, ya que en un generador con bobinado se puede controlar la tensión mediante la excitación, mientras que en este tipo la excitación es constante por lo que al cargar el generador cae la tensión sin opción de regulación. Por ejemplo, el generador utilizado para este trabajo de Tesis (Anexo C - Especificaciones técnicas del generador (toda la información que da el fabricante)), en vacío (sin carga) a 750 [r.p.m] genera entre fase-neutro 380 [V], pero al ir agregando diferentes cargas, el voltaje va decayendo desde unos 350 [V] hasta unos 305 [V].

Tienen la ventaja de ser bastante simples, su fabricación y montaje es más barato que la tradicional. Por otro lado, no necesitan mantenimiento.

Al eliminar la excitación se puede llegar a ahorrar un 20% de energía por utilizar imanes.



Figura B 19 Generador de imanes permanentes importado desde China

Anexo C

C.1. Gráficos considerando todas las curvas de isoapertura.

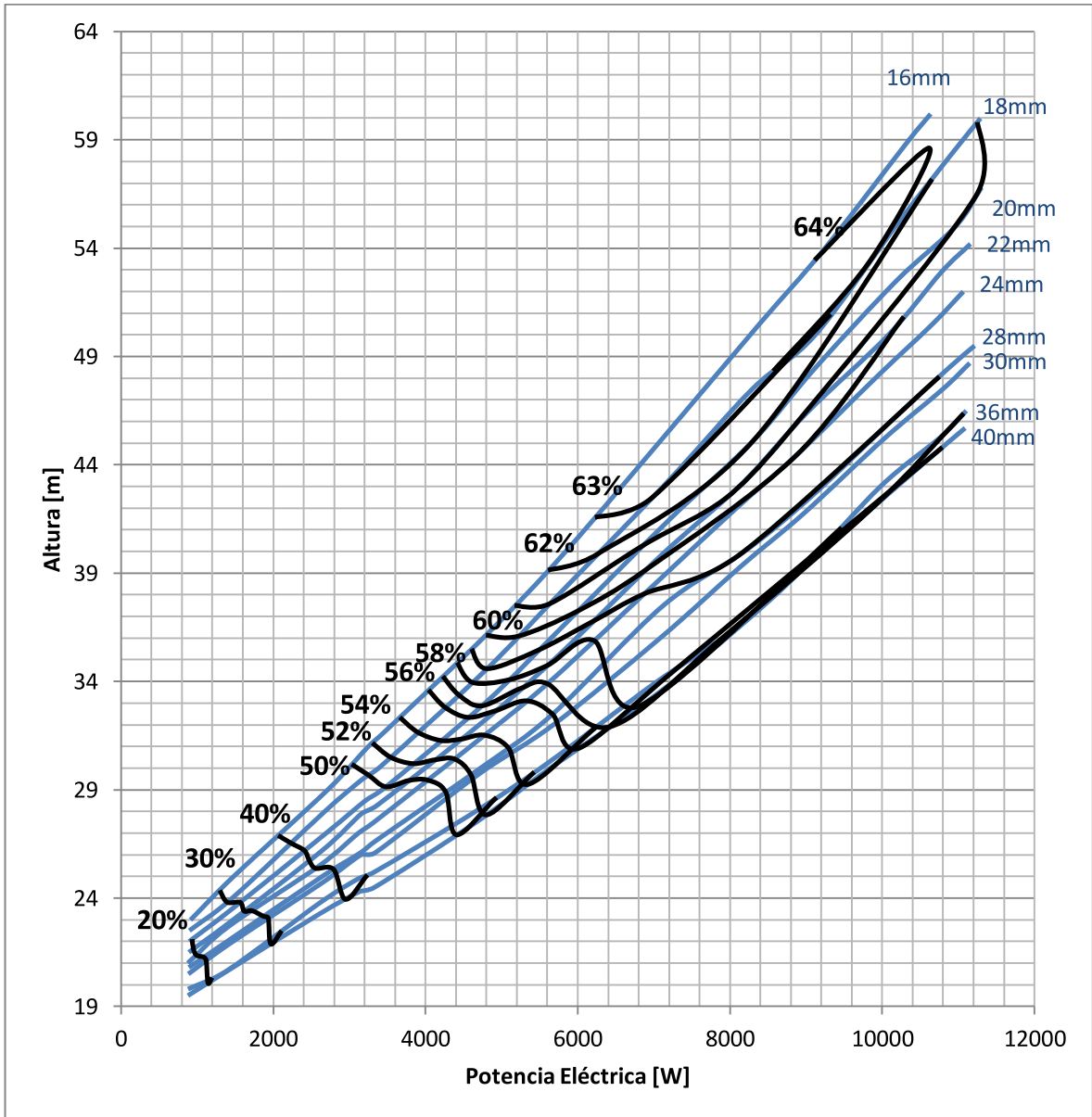


Figura C 1 Gráfico Altura vs Potencia Eléctrica con curvas de Isoaperturas

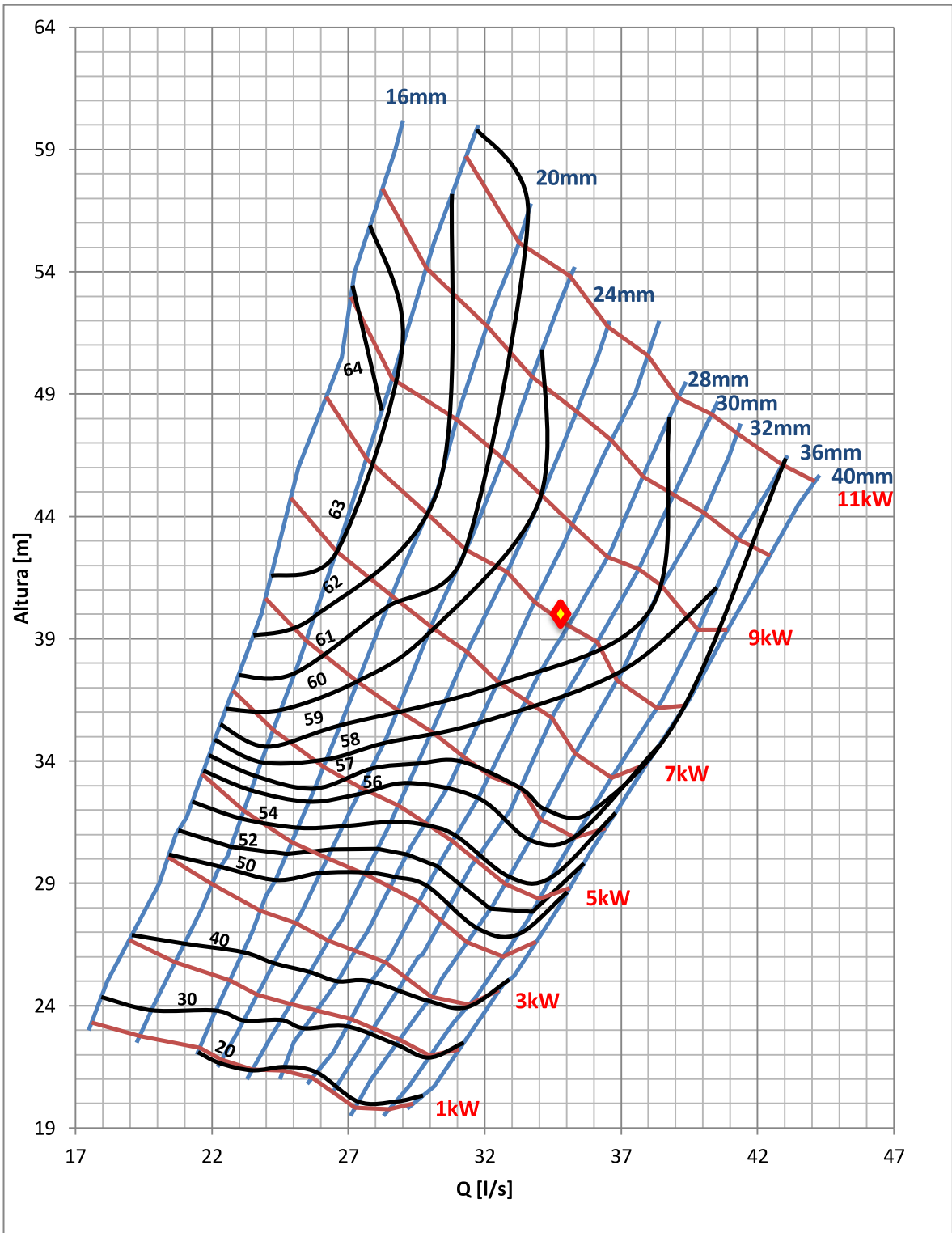


Figura C 2 Altura vs Caudal con curvas de Isorendimiento, Isopotencia e Isoaperturas

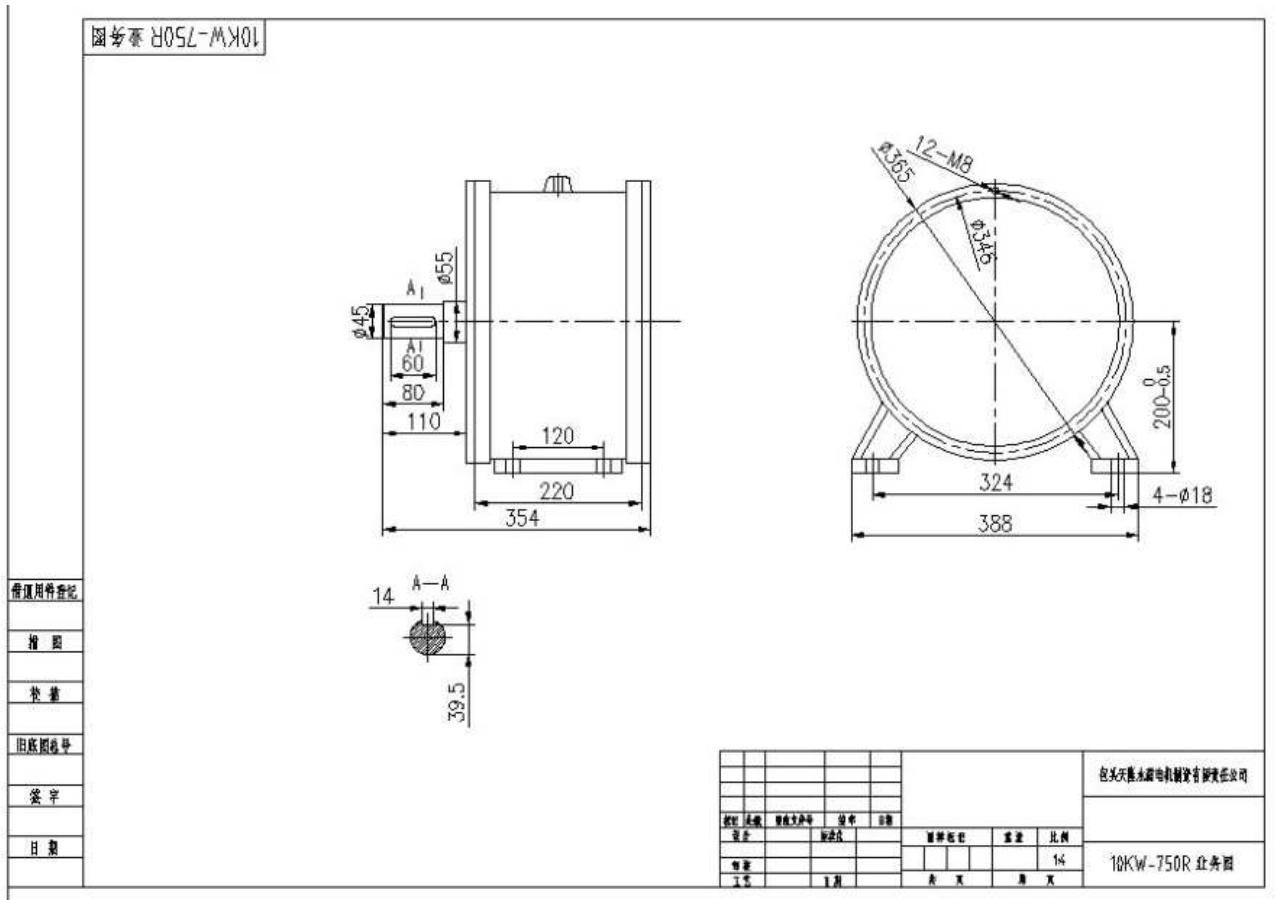
C.2. Especificaciones técnicas del generador (toda la información que da el fabricante)

10KW/750rpm/AC380V

Data Sheet :

1. Technical Details	
Rated Power(KW):	10
Rated Speed(RPM):	750
Rated Torque(N*M):	127.33
Rated Voltage(V):	AC380
Rated Current(A):	15.2
Insulation Class:	F
Efficiency (> %) :	88
PMG Collocation:	Y Connection, Three Phase Three Wires, Alternator
Service Life:	More Than 20 years
Working Environment:	-25Centigrade—40 Centigrade
Speed Range:	0-900rpm
2. Mechanical Details	
Mounting Means :	Horizontal
Weight(Kg) :	130
Start Torque(< N*M) :	2.2
3. Material Details	
Shaft Material:	40Cr Steel with quenching and tempering Treatment

Bearing:	C&U or for your order
Shell Material:	Casting
Winding Temperature Class:	150 Centigrade
Permanent Magnet Material:	Rare Earth NdFeB
Permanent Magnet Material Temperature Class:	150 Centigrade
Core:	High Grade Cold Rolling Silicon Sheet 50WW470
Protection Grade:	IP54

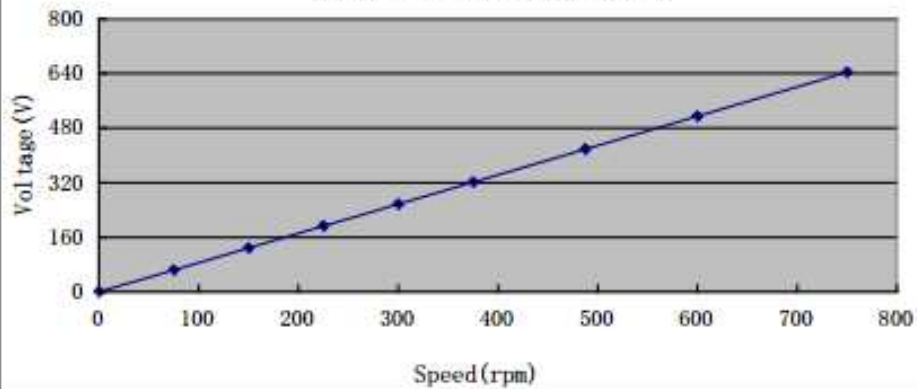




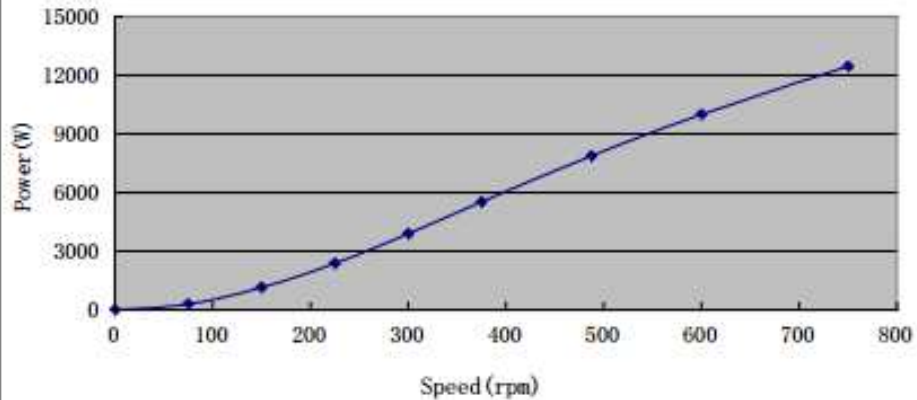
Test Report of 10KW PMG

Item	Guid Line of Design										
Rotation Speed (rpm)	750	0	75	150	225	300	375	487.5	600	750	
No-Load Test											
No-Load AC Voltage(V)	≥AC380	0	64.1	128.5	193	257.3	321.5	418.2	514.7	643.5	
Load Test											
AC Voltage(V)	AC380	0	57.5	113.8	167	214.1	255.8	305.1	344.3	380.7	
AC Current(A)	15.19	0	3.04	5.80	8.22	10.50	12.46	14.90	16.76	18.90	
Power (W)	10000	0	303	1143	2378	3894	5520	7874	9994	12462	

No Load Voltage VS RPM Curve



Load Power VS RPM Curve



C.3. Cuadro de Costos del Proyecto

Se expone un informe aproximado de las cifras que se han requerido para llevar a cabo esta construcción.

Tabla C 6 Costos Acumulados del Proyecto

Housing	Planchas de Acero	\$340.000
	Perfiles de Acero	\$100.000
	Pernos	\$45.000
	Acrílicos	\$60.000
	Rodamientos	\$280.000
	Gomas	\$30.000
	Machón Eje	\$80.000
	Pintura	\$50.000
Rodete	Álabes	\$2.500.000
	Eje y Disco	\$80.000
	Pernos Inoxidables	\$60.000
	Pintura Álabes	\$43.000
Inyector	Costo Materias Primas	\$327.000
Circuito hidráulico	Materiales necesarios	\$150.000
Generador	Importado desde China	\$650.000
	Suma	\$4.795.000
	I.V.A	\$911.050
	TOTAL	\$5.706.050
		~USD 12.000

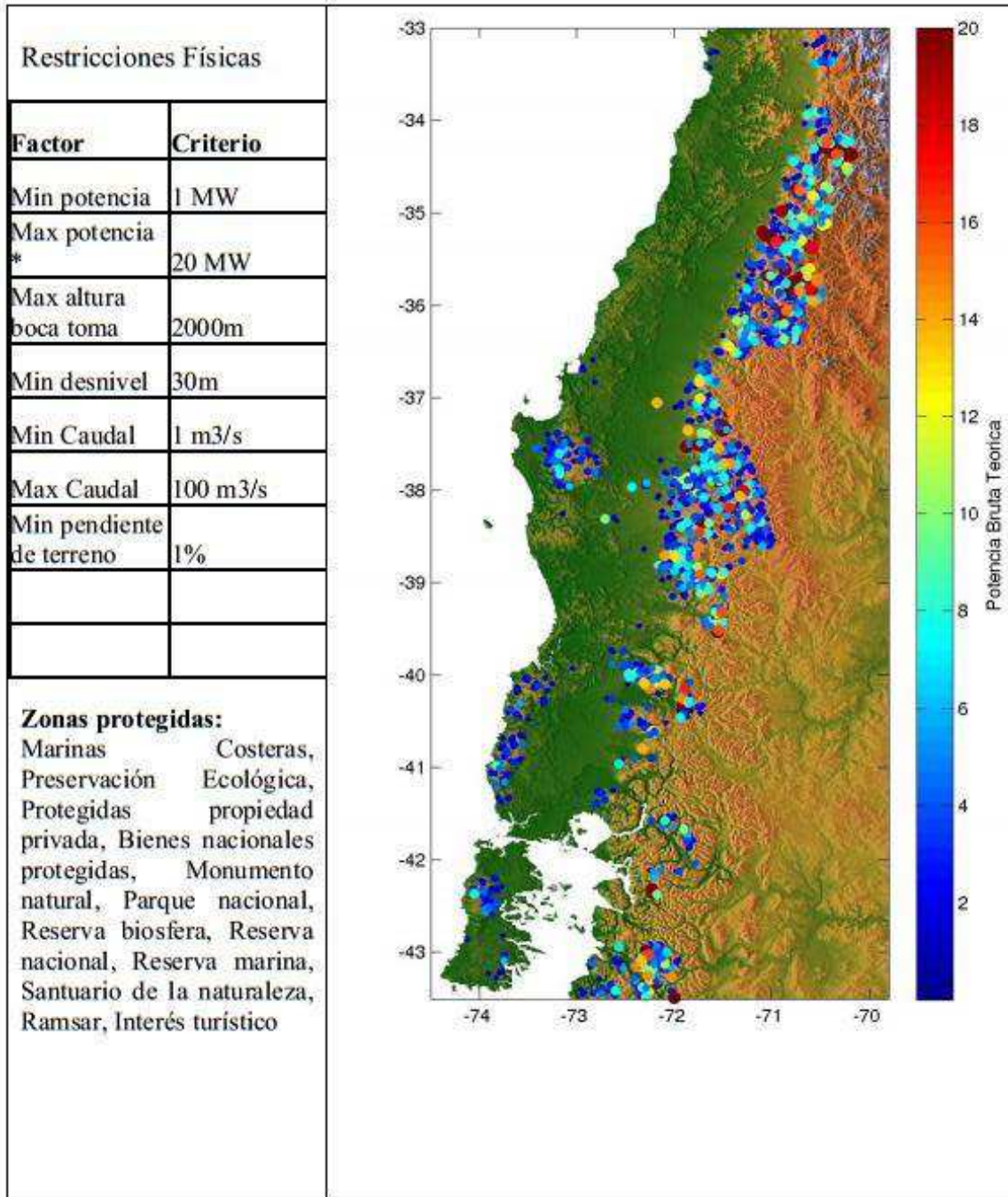
C.4. Mejoras aplicables al proyecto

A continuación se enlista una serie de posibles cambios para generar pruebas futuras más precisas y tener un laboratorio de pruebas cada día más moderno y a la altura de las tecnologías presentes en la industria.

- Hacer un nuevo radier sobre el pozo para poder montar los rodetes futuros sobre el pozo y así no tener problemas en la vuelta del agua al pozo.
- Diseñar un Housing en que el eje se pueda mover horizontal y verticalmente para poder montar rodetes de diferentes dimensiones.
- Instrumentación para medir altura y caudal de última tecnología o los más precisos que existan.
- Sala de operación anti ruidos o cobertura para la turbina para eliminar molestos ruidos en las pruebas.
- Para mantener una altura constante de simulación y variar sólo el caudal, se podría cotizar un HidroPack que mantiene la presión constante mediante una bolsa de aire comprimido.
- Se puede incluir una sección de tubería transparente para analizar turbulencias y laminaridad en el fluido interno.
- Poder inyectar tinta en diferentes radios de la tubería para observar las líneas internas del fluido.
- Se puede automatizar el inyector para llegar a un funcionamiento totalmente automático de la turbina.
- Realizar cambio de materiales en el inyector: Lanza y Punzón debieran ser de acero inoxidable para lograr una buena duración en el tiempo.
- Para que los cambios de carga que tenga el generador no influyan severamente en las *r.p.m's* del rodete, se puede fabricar un gran volante de inercia y adicionarlo al eje, con su masa concentrada en los bordes del disco; así se almacena energía cinética y al aplicar carga no debieran disminuir mucho las *r.p.m's* del rodete.

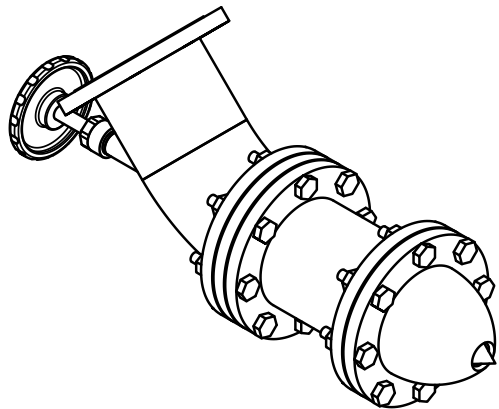
C.5. Gráfico potencial teórico bruto para mini y micro generación.

En el siguiente gráfico se expone la estimación teórica bruta (preliminar) entre las regiones Metropolitana y de Los Lagos que satisfacen un conjunto de criterios restrictivos. Como se observa la potencia mínima es de 1 [MW], el que se puede abordar poniendo varias centrales micro hidráulicas para el mismo recurso hidráulico.

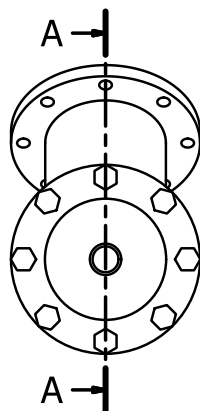


Fuente: Documentos internos División Energías Renovables, MINENERGIA y GIZ, 2011. No publicado

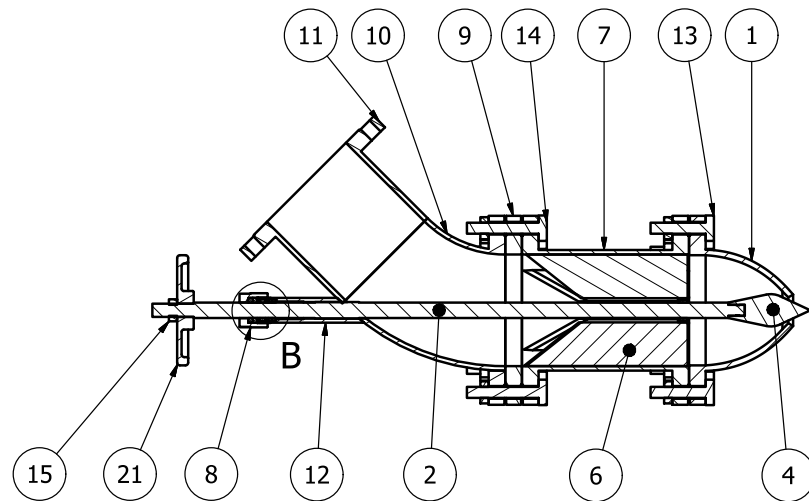
VISTA ISOMETRICA (0,11 : 1)



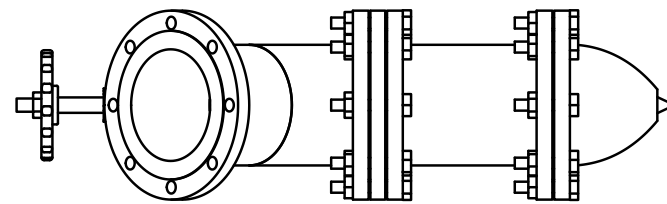
VISTA FRONTAL (0,11 : 1)



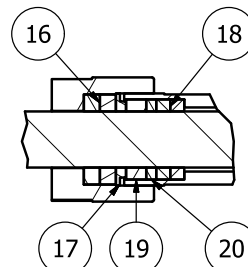
VISTA LATERAL A-A (0,11 : 1)



VISTA SUPERIOR (0,11 : 1)



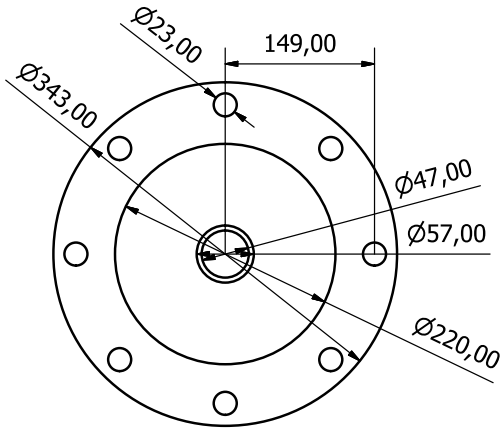
B (0,4 : 1)



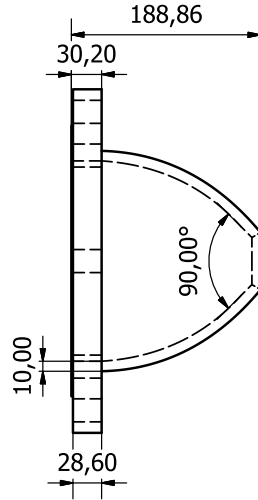
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Punta beta	SAE 1015
2	1	Eje Punzón	SAE 1015
3	1	soporte eje y agujas	SAE 1015
4	1	Inyector	SAE 1015
5	1	Bronce soporte eje aguja	Bronce
6	8	Aleta	SAE 1015
7	1	Conducto	SAE 1015
8	1	Tapa eje punzón	SAE 1015
9	1	Flange Inyector	SAE 1015
10	1	CodoComercial	SAE 1015
11	1	ConductoCodo	SAE 1015
12	1	Hilo hembra eje punzón	SAE 1015
13	8	Perno	Acero al Carbono
14	8	Perno Largo	Acero al Carbono
15	17	Tuerca	SAE 1015
16	2	Retén Tapa	Goma
17	1	Bronce Tuerca	Bronce
18	2	Retén hilo hembra	Goma
19	1	Teflón Hilo Hembra	Teflón
20	1	Bronce hilo hembra	Bronce
21	1	Manilla mecánica	SAE 1015

Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
Plano Inyector		Edición A	Hoja 1 / 7

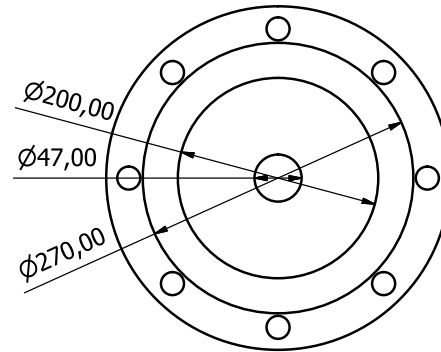
VISTA FRONTAL (0,2 : 1)



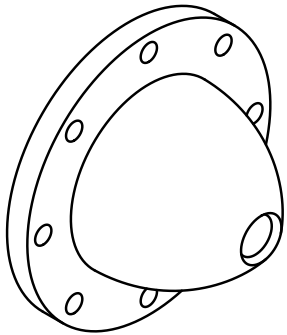
VISTA LATERAL (0,2 : 1)



VISTA POSTERIOR (0,2 : 1)

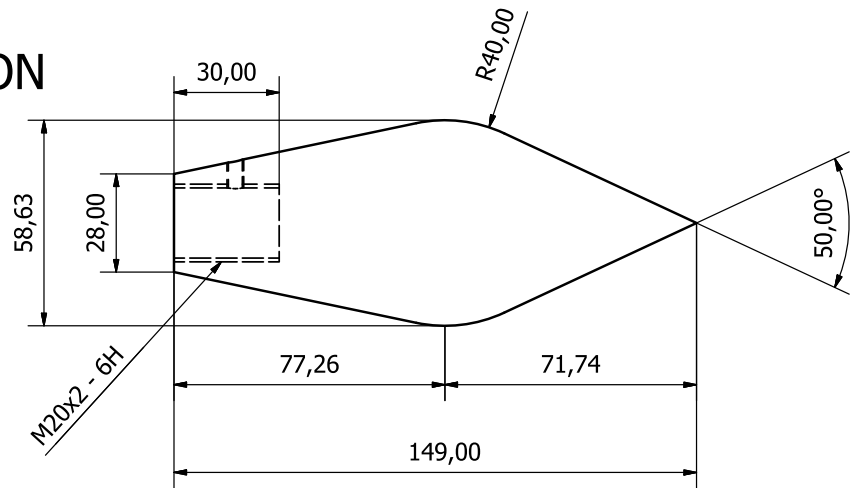


VISTA ISOMETRICA (0,2 : 1)



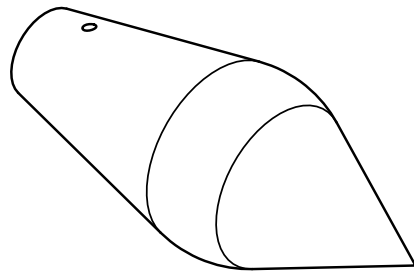
TOBERA

VISTA LATERAL (0,7 : 1)



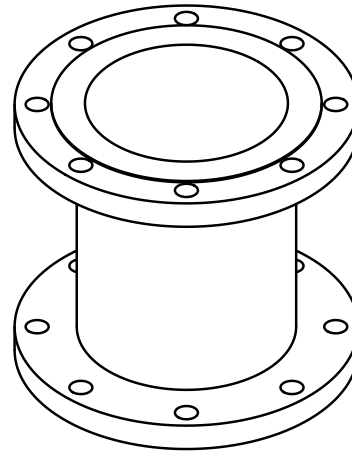
PUNZON

VISTA ISOMETRICA (0,7 : 1)

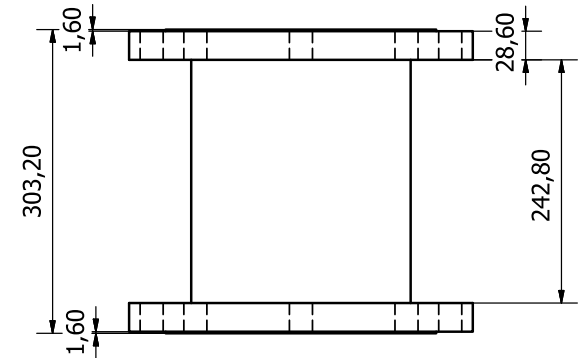


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
		Plano Inyector	Edición A Hoja 2 / 7

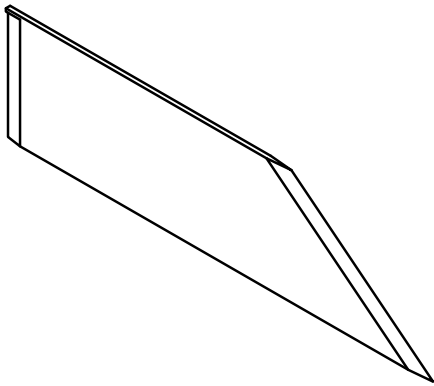
VISTA ISOMETRICA (0,2 : 1)



VISTA LATERAL (0,2 : 1)

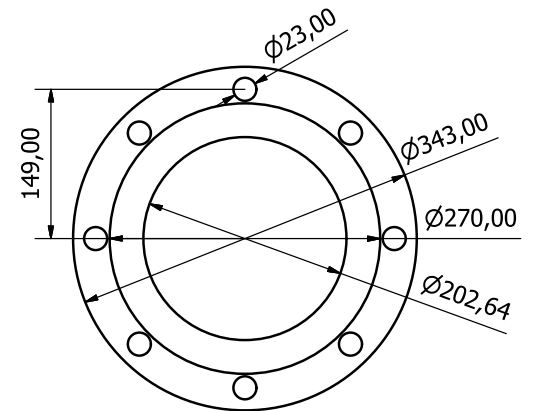


VISTA ISOMETRICA (0,4 : 1)



CONDUCTO

VISTA FRONTAL (0,2 : 1)

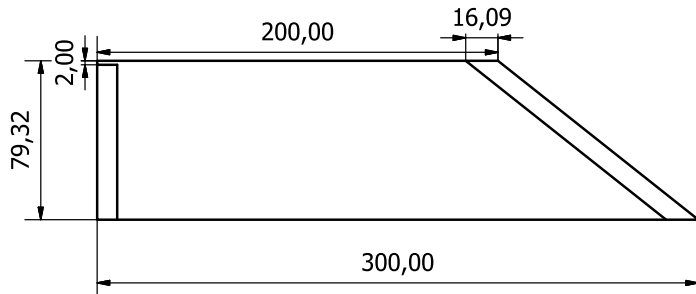


VISTA SUPERIOR (0,4 : 1)



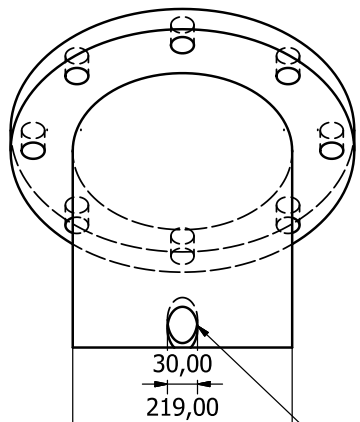
ALETAS

VISTA LATERAL (0,4 : 1)

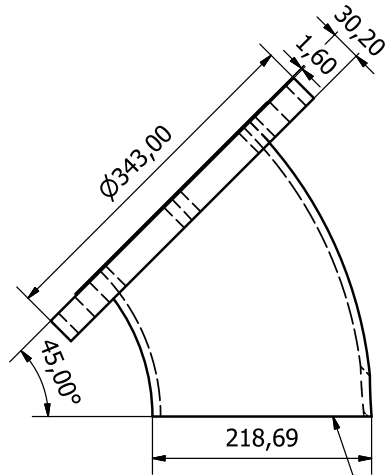


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
Plano Inyector		Edición A	Hoja 3 / 7

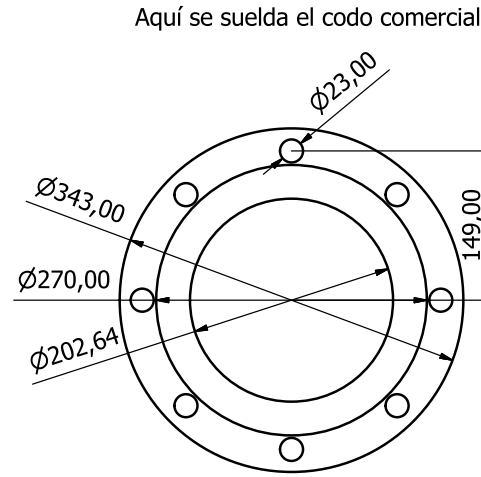
VISTA SUPERIOR (0,2 : 1)



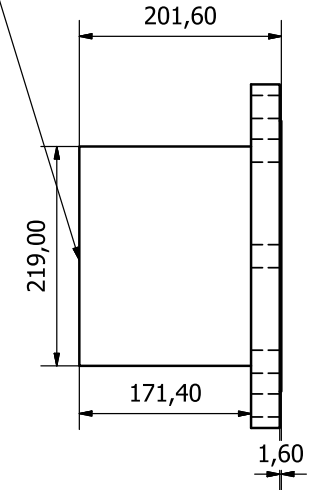
VISTA LATERAL (0,2 : 1)



VISTA FRONTAL (0,2 : 1)



VISTA LATERAL (0,2 : 1)

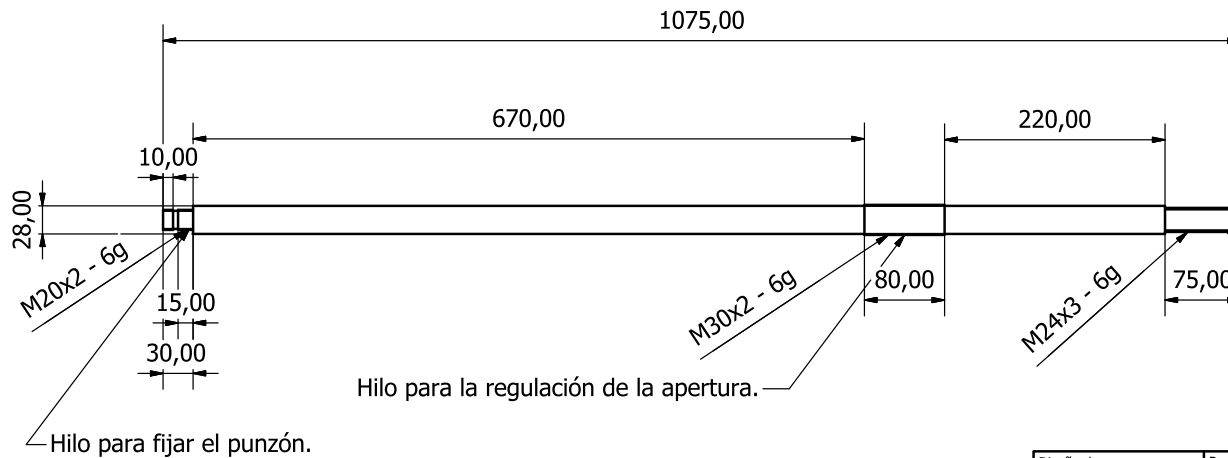


Orificio por el que sale el eje del punzón.
Aquí se suelda el hilo hembra.

Aquí se suelda el conducto codo.

CODO COMERCIAL

CONDUCTO CODO



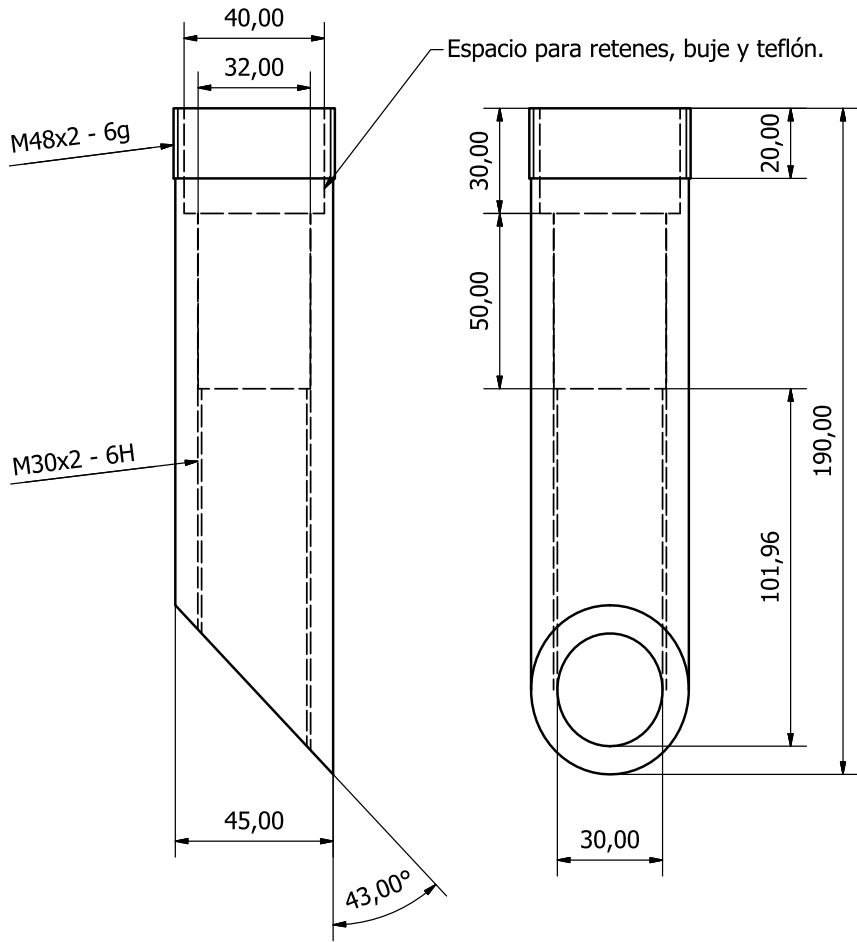
Hilo para fijar el volante.

Hilo para la regulación de la apertura.

EJE PUNZON

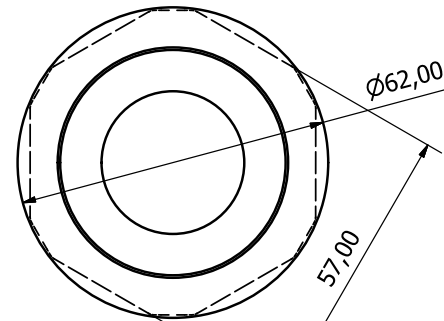
Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
Plano Inyector		Edición A	Hoja 4 / 7

VISTA LATERAL (0,7 : 1) VISTA FRONTAL (0,7 : 1)

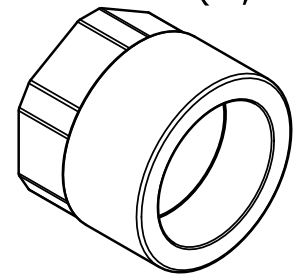


HILO HEMBRA

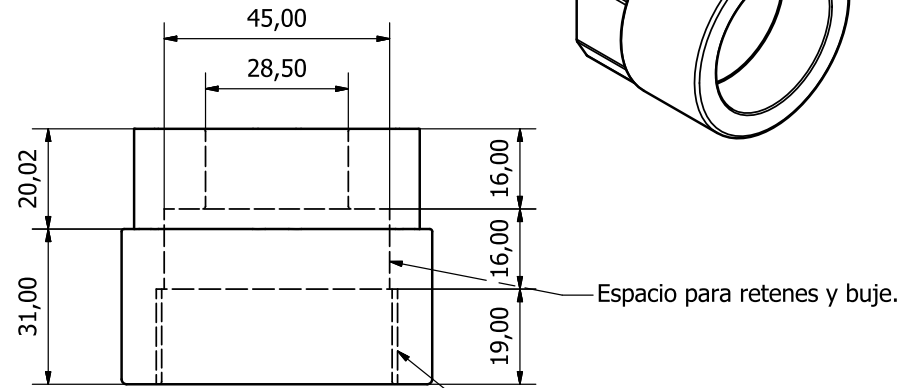
VISTA FRONTAL (1 : 1)



VISTA ISOMETRICA (0,7 : 1)



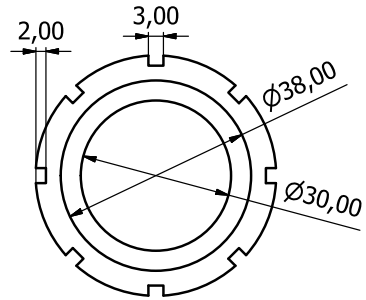
VISTA LATERAL (1 : 1)



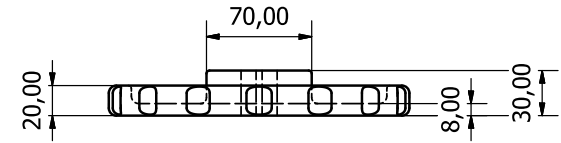
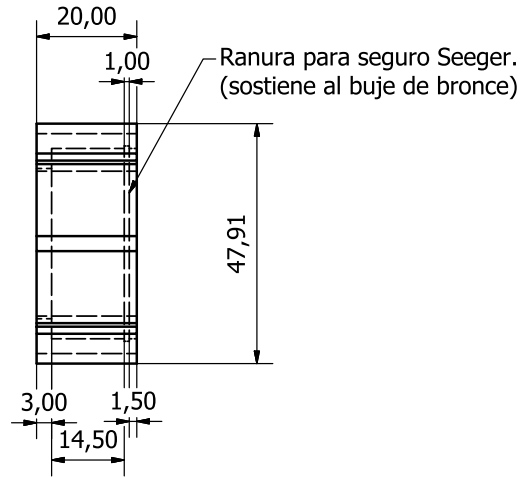
TAPA EJE

Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
Plano Inyector		Edición A	Hoja 5 / 7

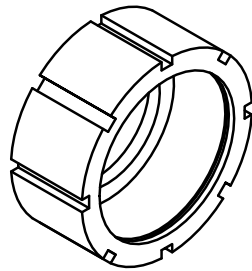
VISTA FRONTAL (1 : 1)



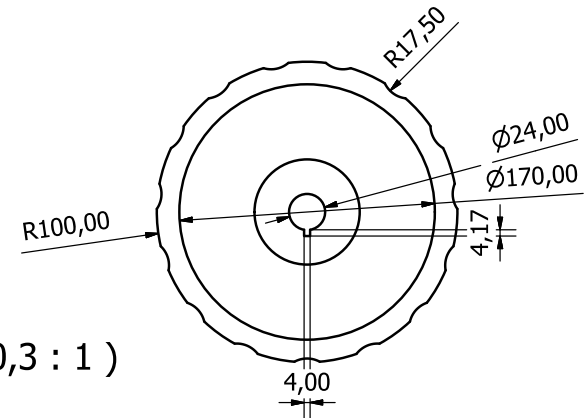
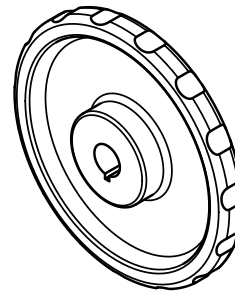
VISTA LATERAL (1 : 1)



VISTA ISOMETRICA (1 : 1)



VISTA ISOMETRICA (0,3 : 1)

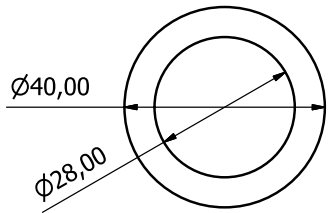


VOLANTE EJE

SOPORTE EJE Y ALETAS

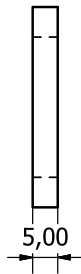
Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
Plano Inyector		Edición A	Hoja 6 / 7

VISTA FRONTAL (1 : 1)

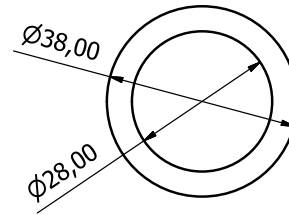


BRONCE HILO HEMBRA

VISTA LATERAL (1 : 1)

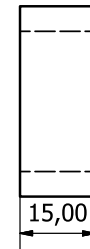


VISTA FRONTAL (1 : 1)

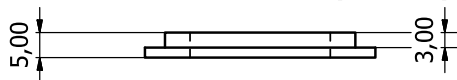


BRONCE SOPORTE EJE Y ALETAS

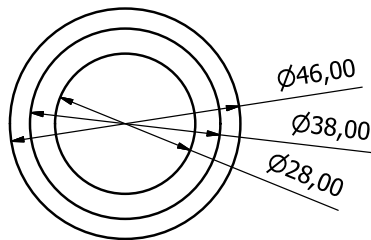
VISTA LATERAL (1 : 1)



VISTA LATERAL (1 : 1)

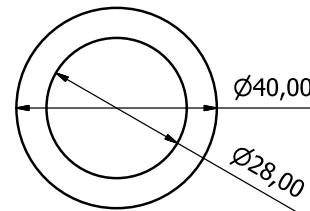


VISTA FRONTAL (1 : 1)



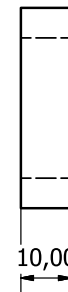
BRONCE TAPA EJE

VISTA FRONTAL (1 : 1)



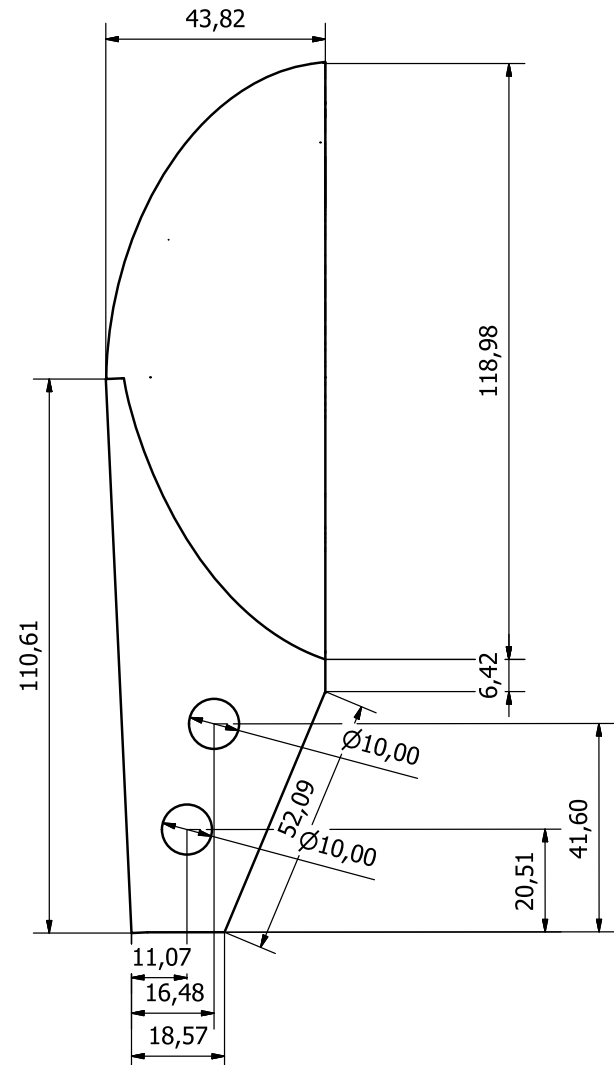
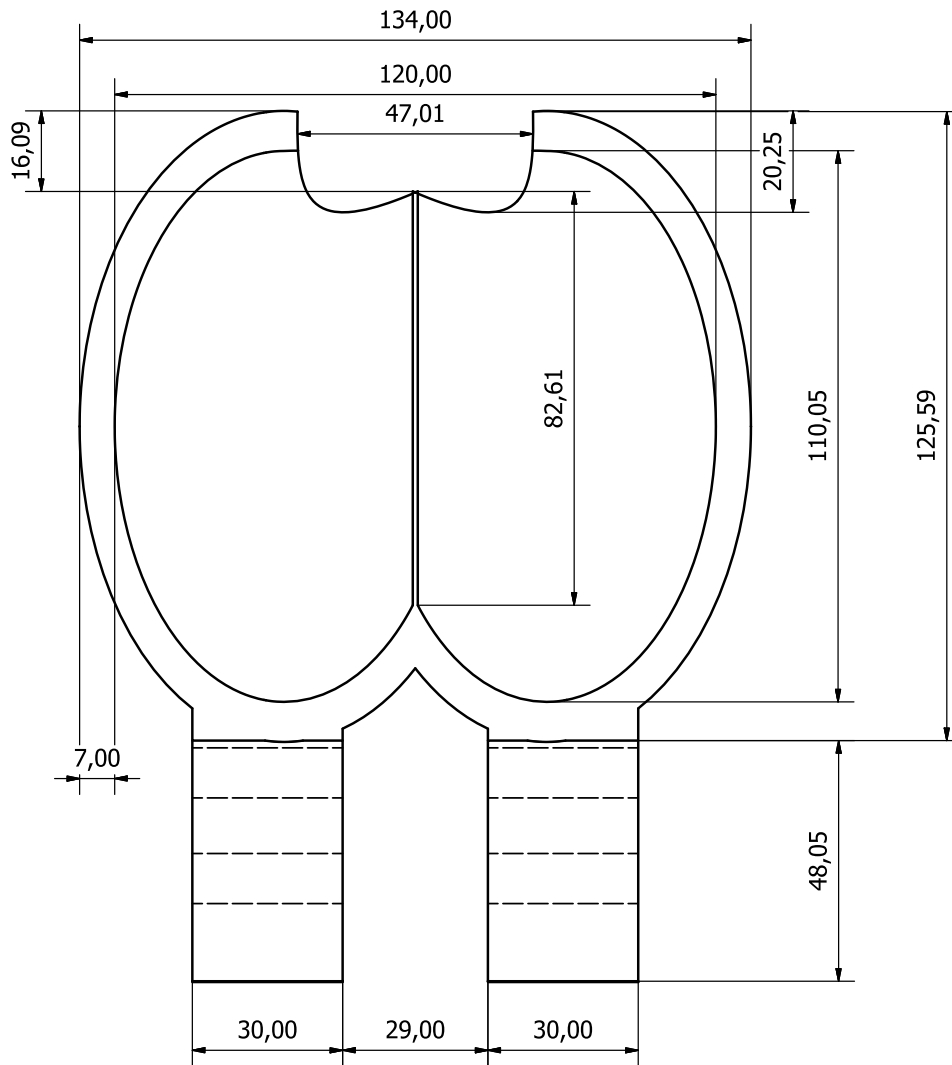
TEFLÓN HILO HEMBRA

VISTA LATERAL (1 : 1)

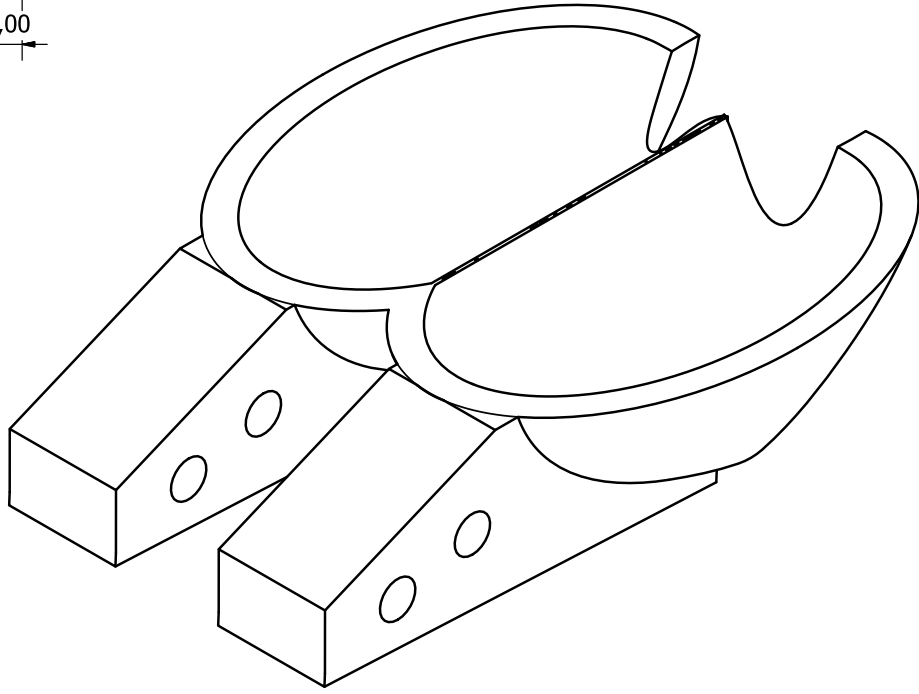
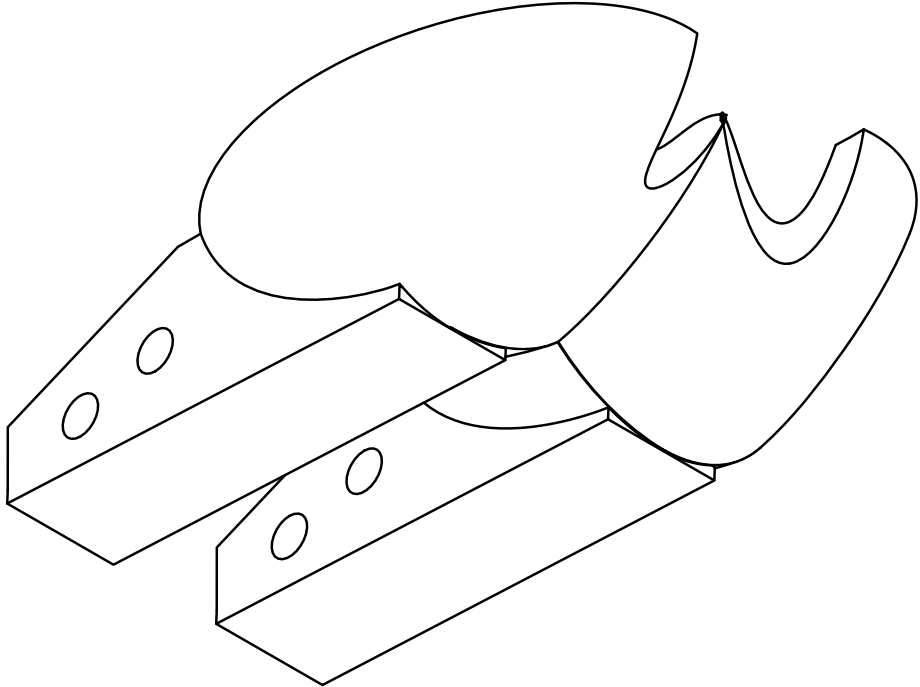
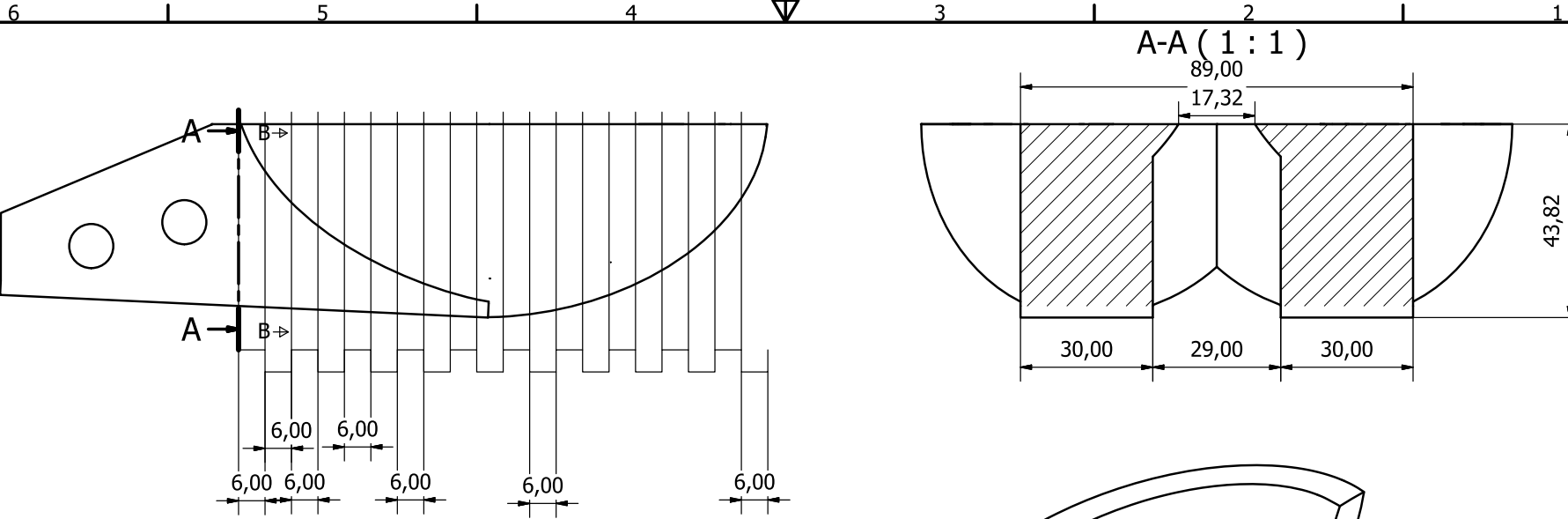


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
Plano Inyector		Edición A	Hoja 7 / 7

Álabe Pelton (1 : 1)

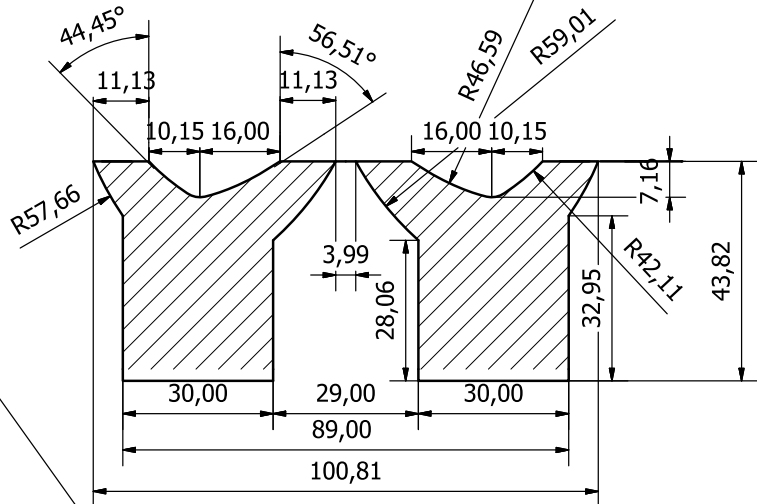


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
		Plano Álabe Pelton	Edición A Hoja 1 / 7

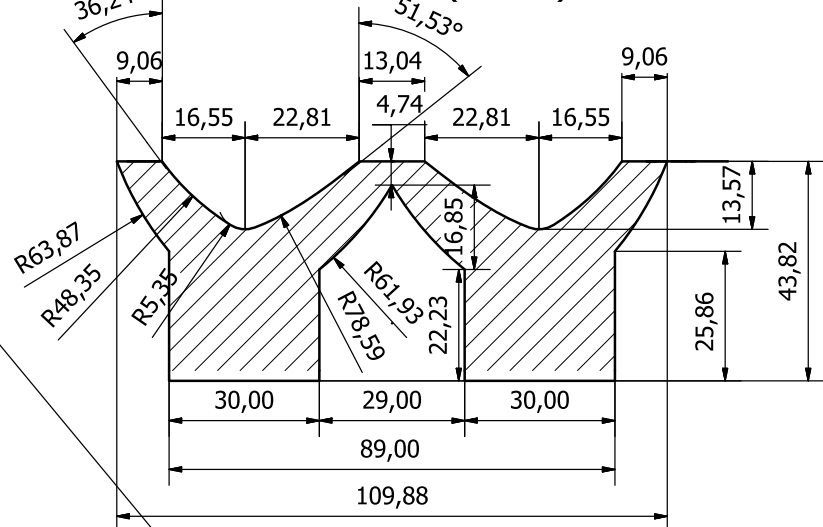


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
		Plano Álabe Pelton	Edición A Hoja 2 / 7

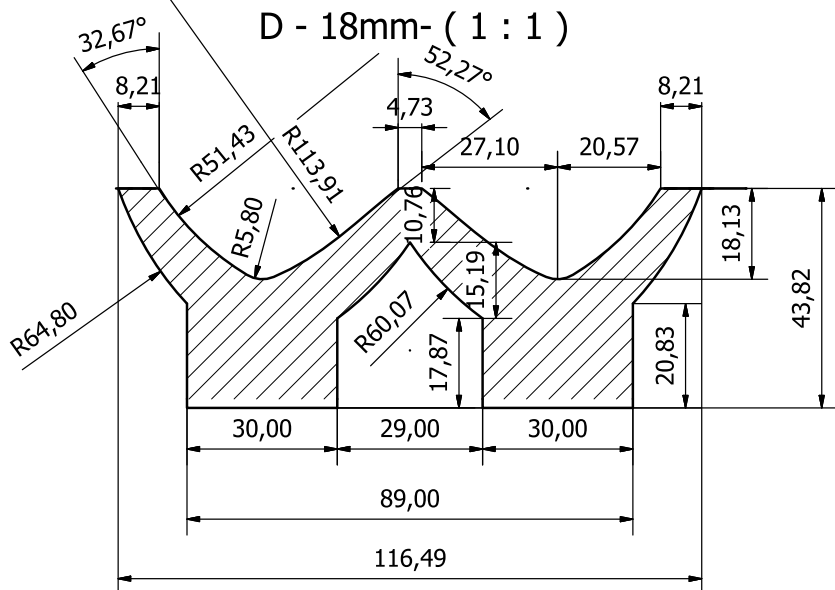
B - 6mm - (1 : 1)



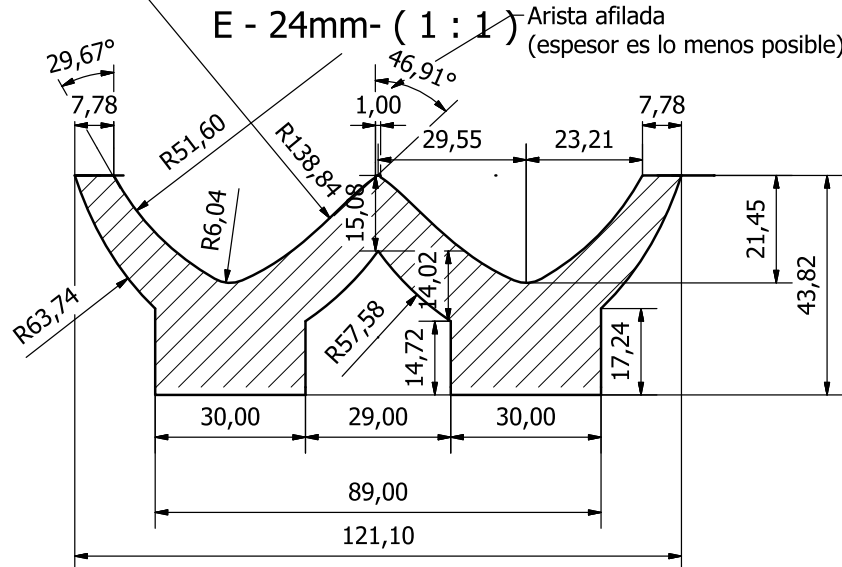
C - 12mm - (1 : 1)



D - 18mm - (1 : 1)

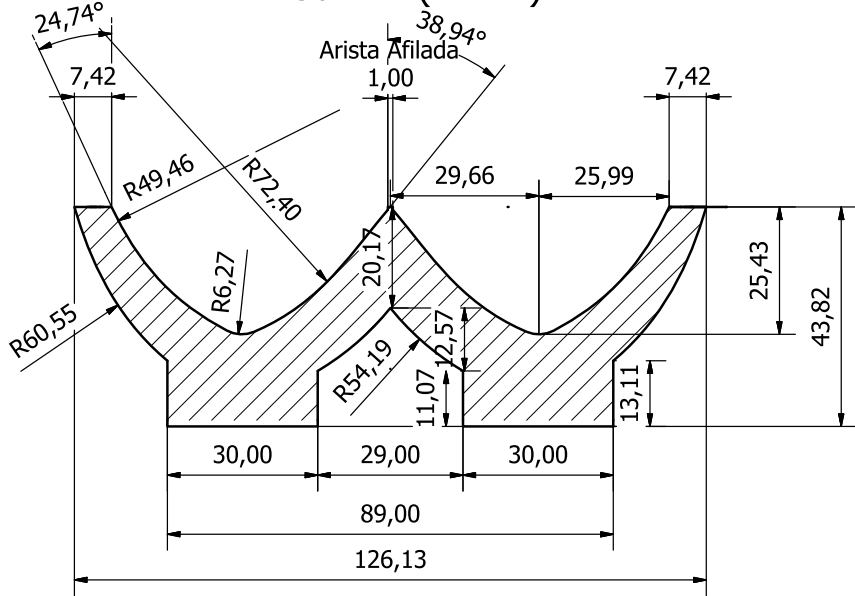


E - 24mm - (1 : 1) Arista afilada (espesor es lo menos posible)

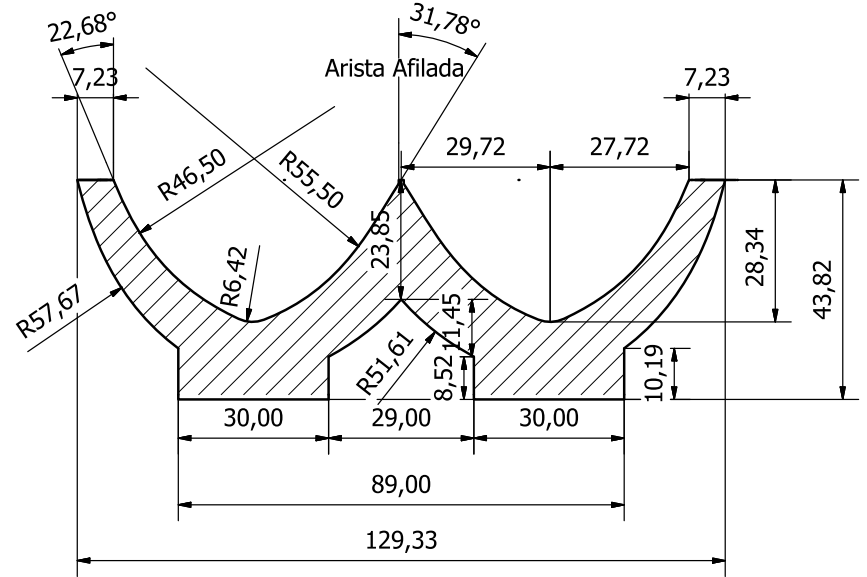


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
		Plano Álabes Pelton	Edición A Hoja 3 / 7

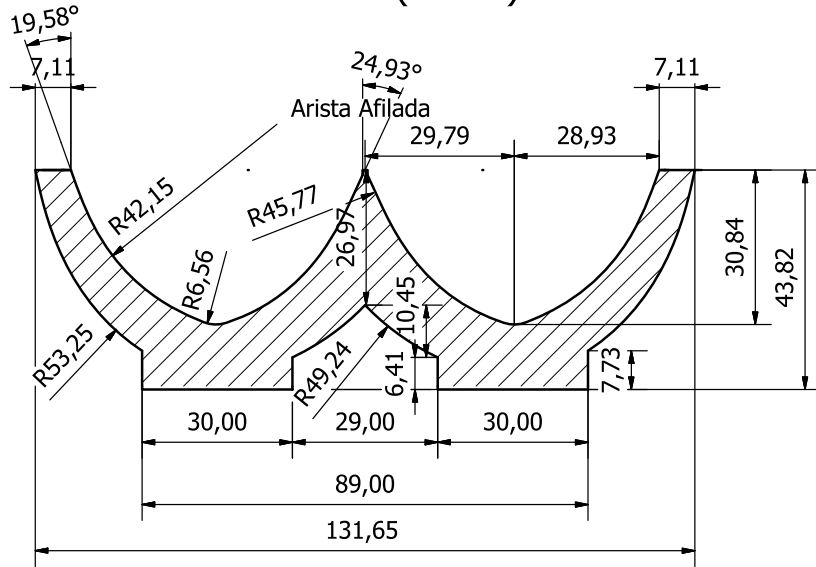
F - 30mm- (1 : 1)



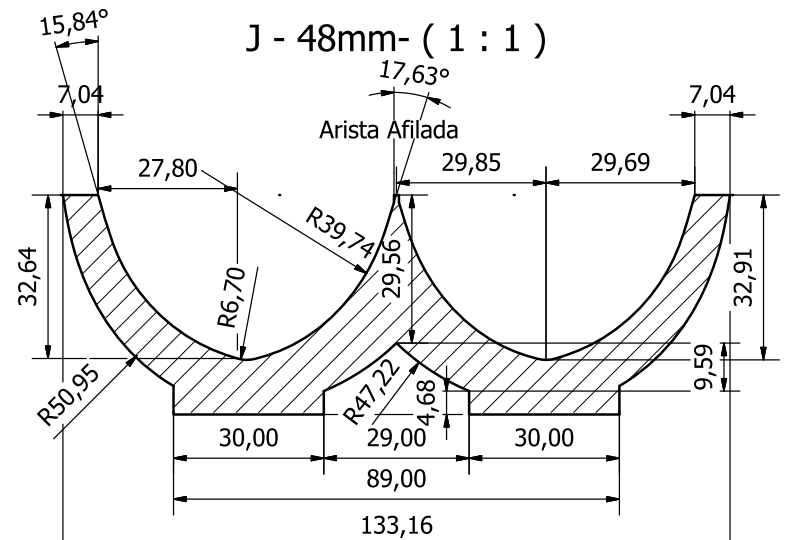
G - 36mm- (1 : 1)



H - 42mm- (1 : 1)

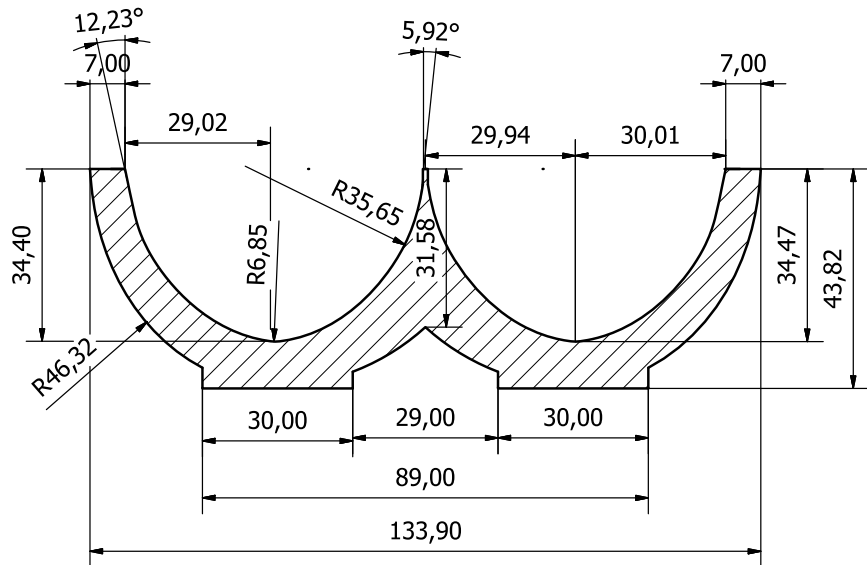


J - 48mm- (1 : 1)

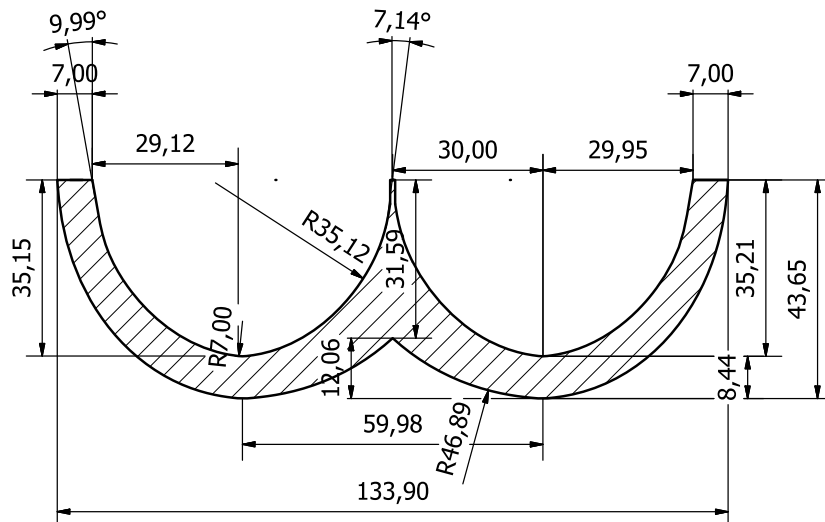


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
		Plano Álabes Pelton	Edición A Hoja 4 / 7

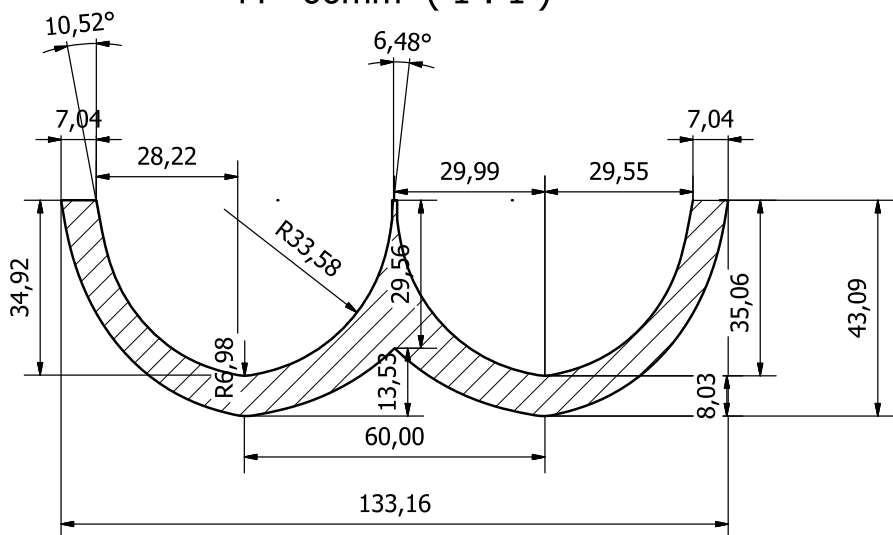
K - 54mm- (1 : 1)



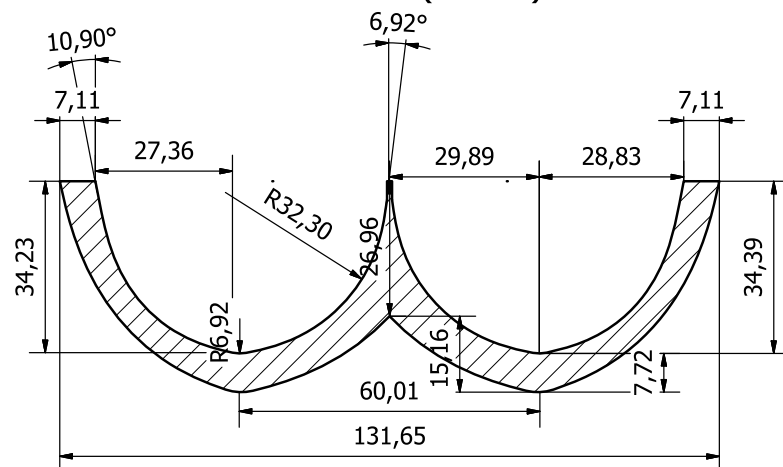
L - 60mm- (1 : 1)



M - 66mm- (1 : 1)

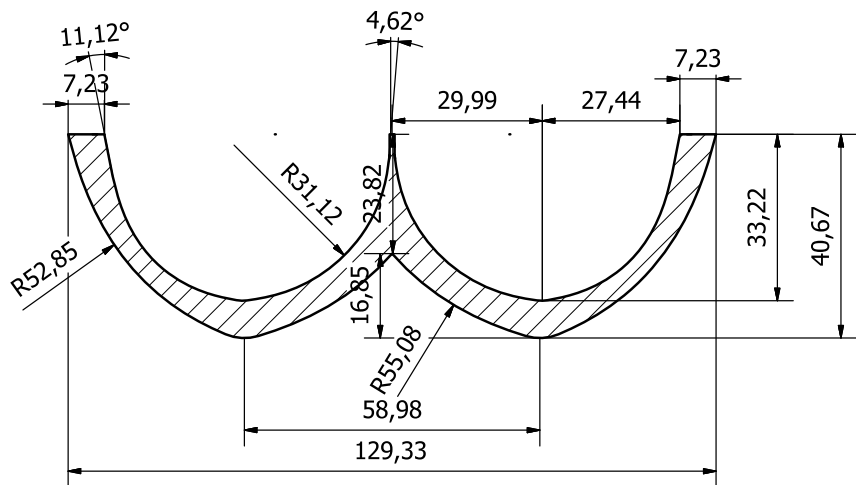


N - 72mm- (1 : 1)

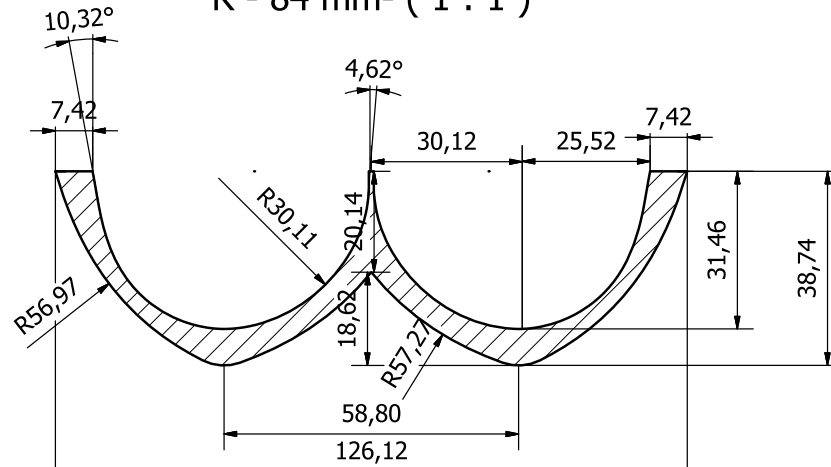


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
		Plano Álabe Pelton	Edición A Hoja 5 / 7

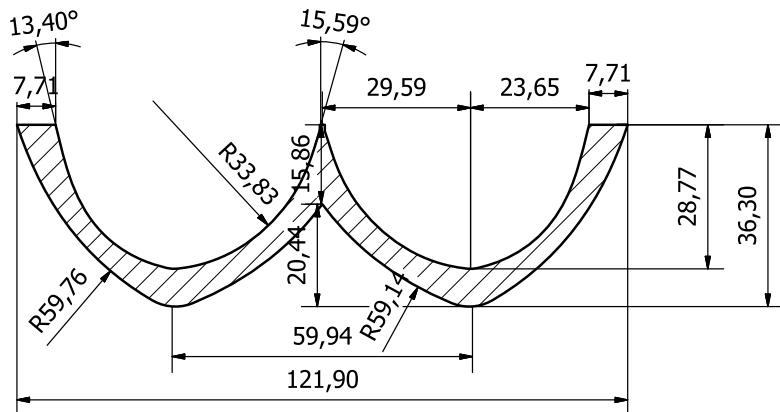
P - 78 mm- (1 : 1)



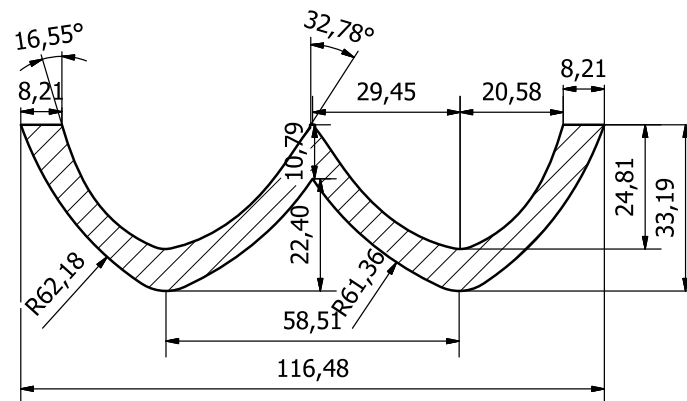
R - 84 mm- (1 : 1)



T - 90 mm- (1 : 1)

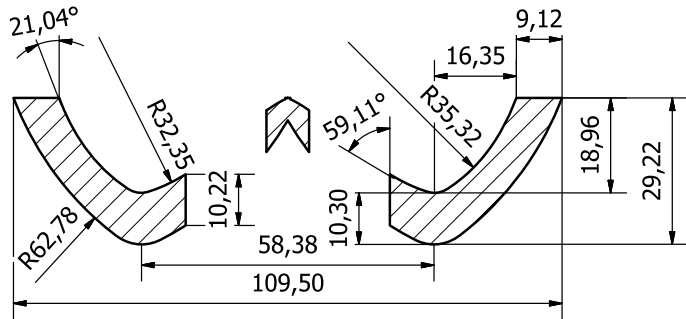


U - 96 mm- (1 : 1)

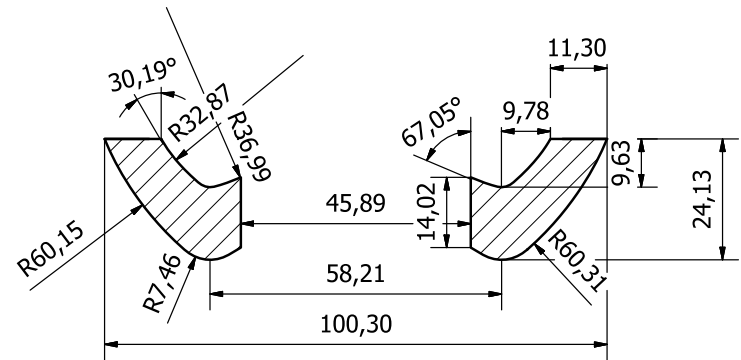


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
		Plano Álabe Pelton	Edición A Hoja 6 / 7

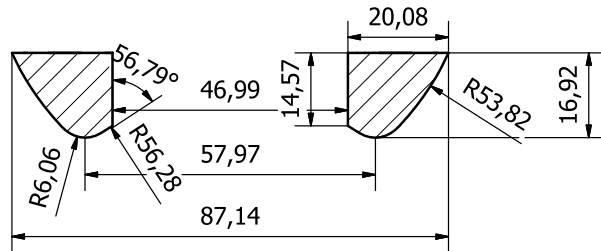
V - 102 mm- (1 : 1)



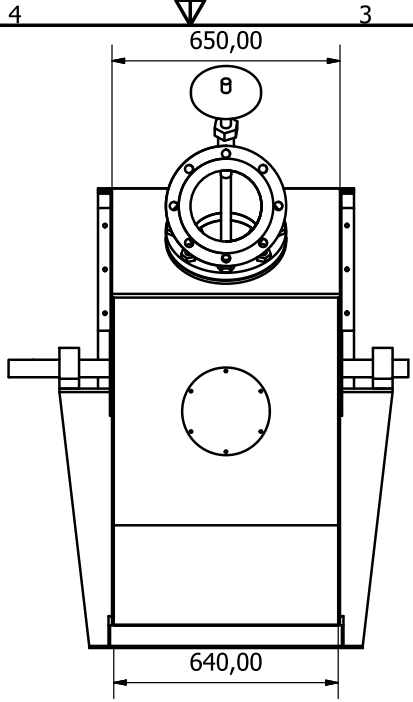
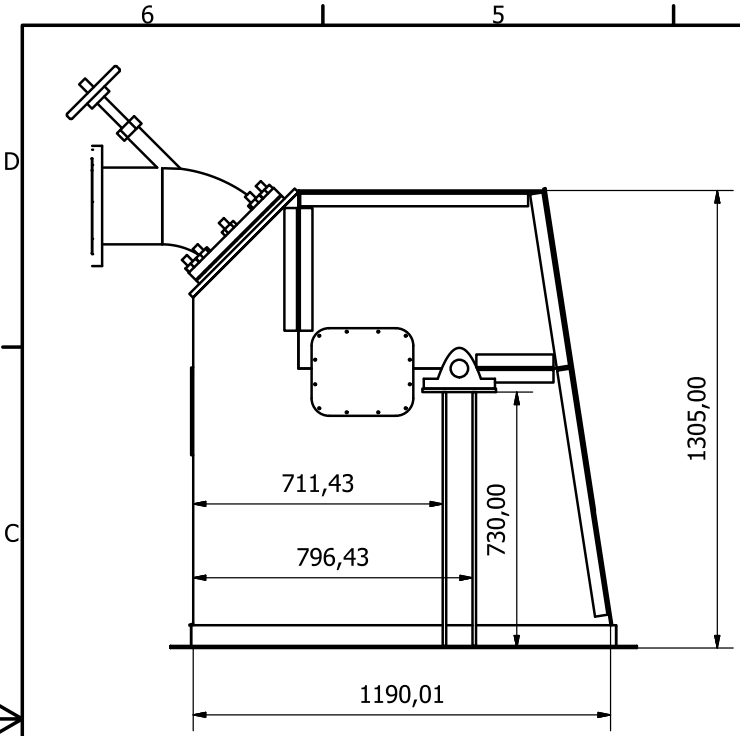
W - 108 mm- (1 : 1)



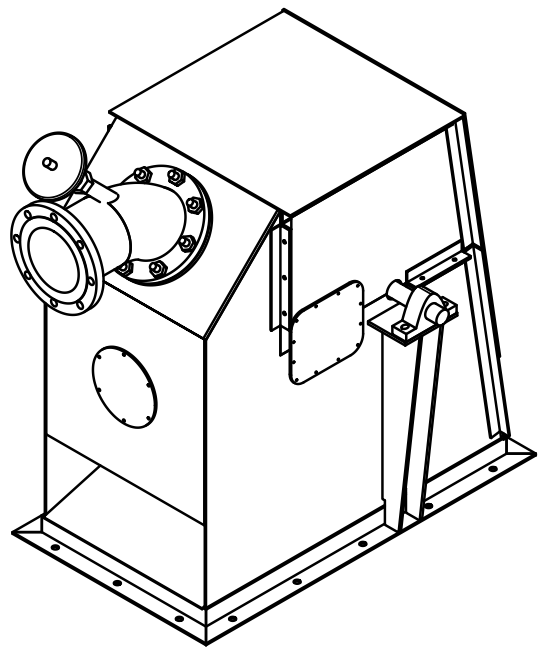
Y - 114 mm- (1 : 1)



Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por M.V. y J.C.S.	Aprobado por J.C. Elicer C.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
		Plano Álabe Pelton	Edición A Hoja 7 / 7

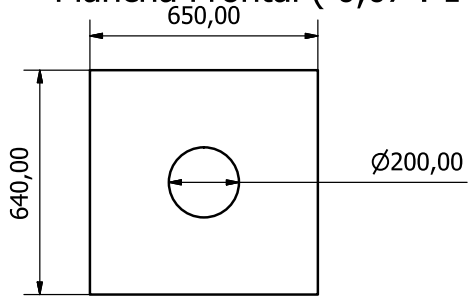


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	Perfil Angular Ancho	SAE 1010
2	2	Perfil Angular Largo 1200	SAE 1010
3	2	Placa Lateral	A-36
4	1	Plancha Forntal	A-36
5	1	Plancha Soporte Inyector	A-36
6	1	Plancha Posterior	A-36
7	1	Rampla Agua	A-36
12	4	Nervio Rodamiento	A-36
13	4	Perfil Lateral Horizontal	SAE 1010
14	4	Perfil Lateral Vertical	SAE 1010
15	2	Plancha Lateral Superior	A-36
16	2	Perfil Lateral Superior	SAE 1010
17	1	Plancha Superior ancha	A-36
18	2	Perfil Angular Acrílico Superior	SAE 1010
19	2	Perfil Angular Acrílico Inferior	SAE 1010
20	1	Inyector Final	
21	1	Acrílico Trasero	Acrílico
22	1	Acrílico Frontal	Acrílico
23	2	Acrílico Vista Lateral 2	Acrílico
24	1	Rodete Pelton Álabe	SAE 1010
25	2	Soporta Rodamiento	A-36
26	2	Rodamientos Eje Ducasse	
27	1	Eje	SAE 4340

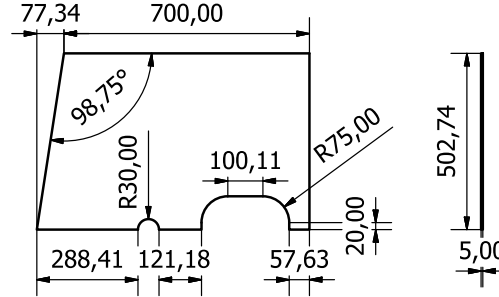


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por O.F.	Aprobado por J.C.S.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
Planos Housing Final		Edición A	Hoja 1 / 5

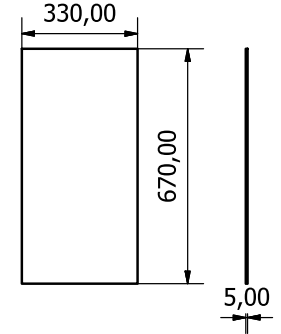
Plancha Frontal (0,07 : 1)



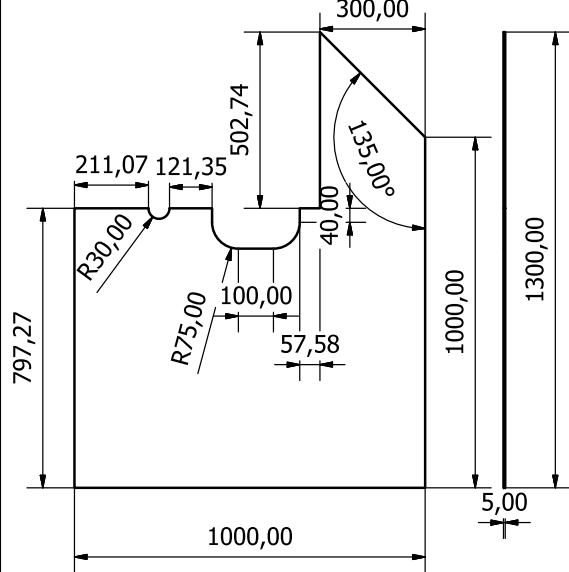
Plancha Lateral Superior x2 (0,07 : 1)



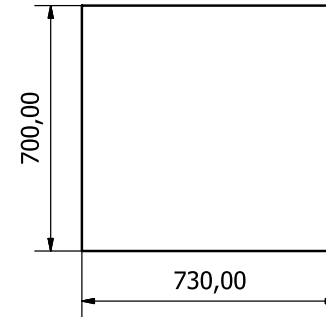
Plancha Posterior (0,07:1)



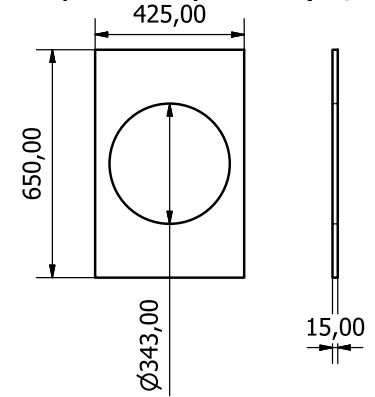
Lateral Inferior T (0,07 : 1)



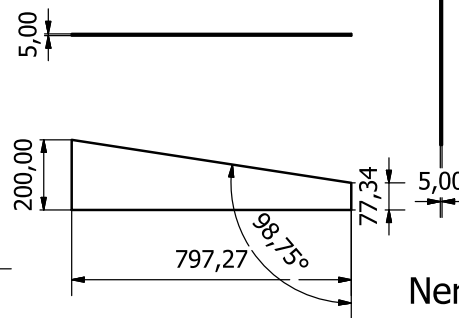
Plancha Superior (0,07:1)



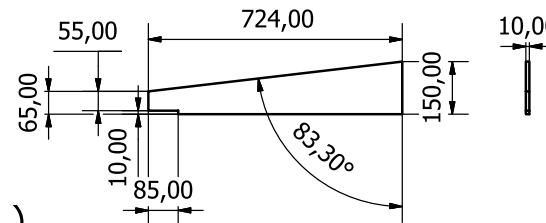
Plancha Soporte Inyector (0,07:1)



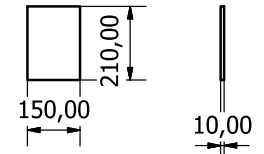
PLID (0,07 : 1)



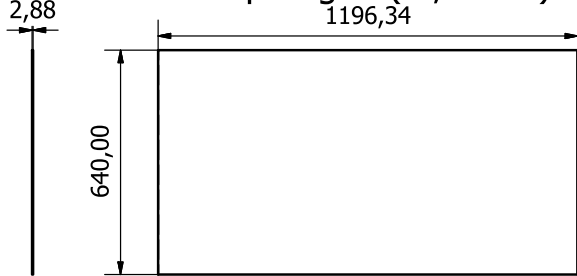
Nervio Soporte Eje x4 (0,07 : 1)



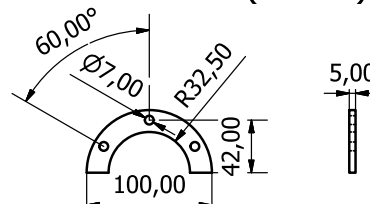
Soporte Rod x2 (0,07: 1)



Rampa Agua (0,07: 1)

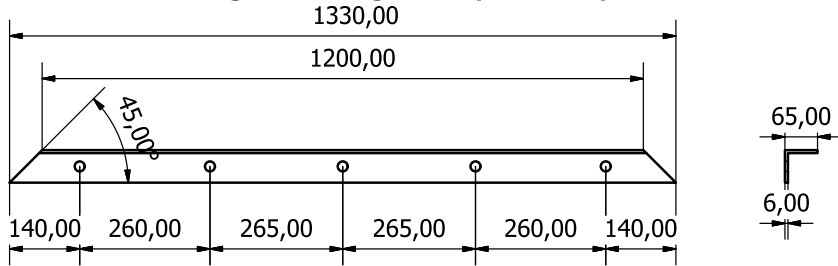


Anillos x8 (1 : 4)

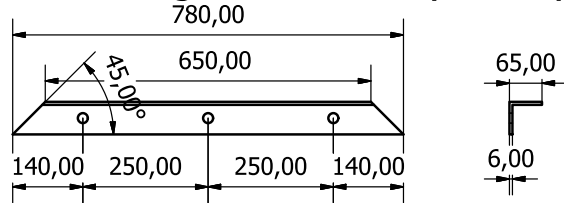


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por O.F.	Aprobado por J.C.S.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
Planos Housing Final		Edición A	Hoja 2 / 5

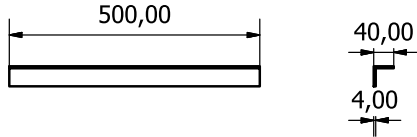
Perfil Angular Largo x2 (1 : 10)



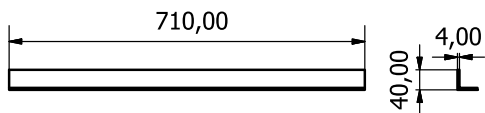
Perfil Angular Ancho x2 (1 : 10)



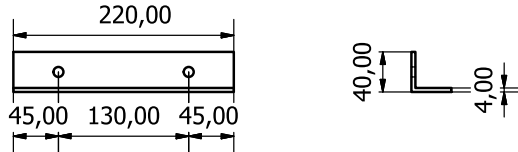
PA Acrílico Superior x2 (1 : 10)



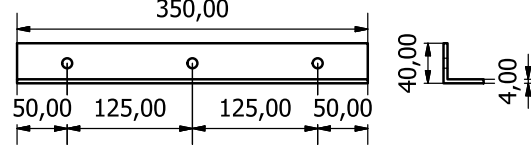
PA Acrílico Inferior x2 (1 : 10)



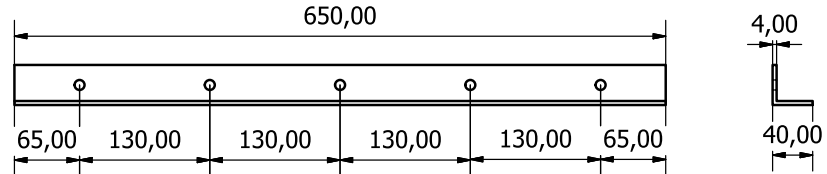
PA Lateral Horizontal x4 (1 : 5)



PA Lateral Vertical x4 (1 : 5)

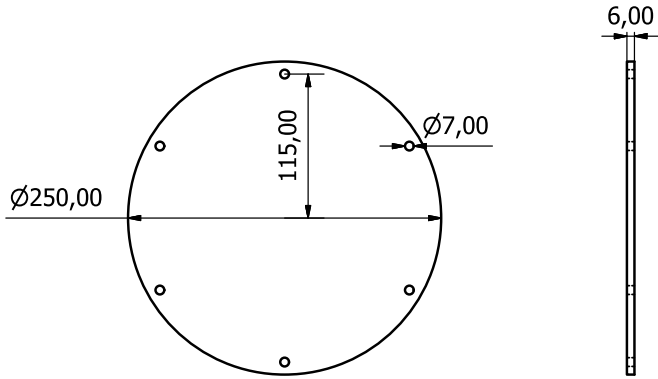


PA Lateral Superior x2 (1 : 5)

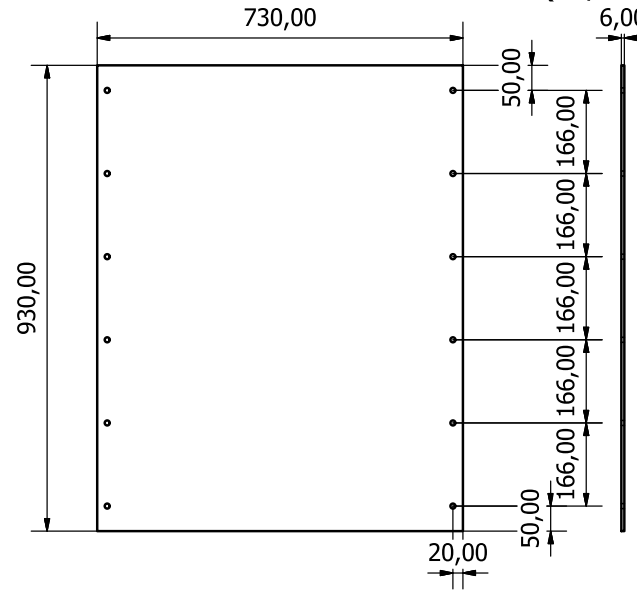


Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por O.F.	Aprobado por J.C.S.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
Planos Housing Final		Edición A	Hoja 3 / 5

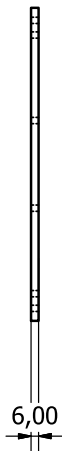
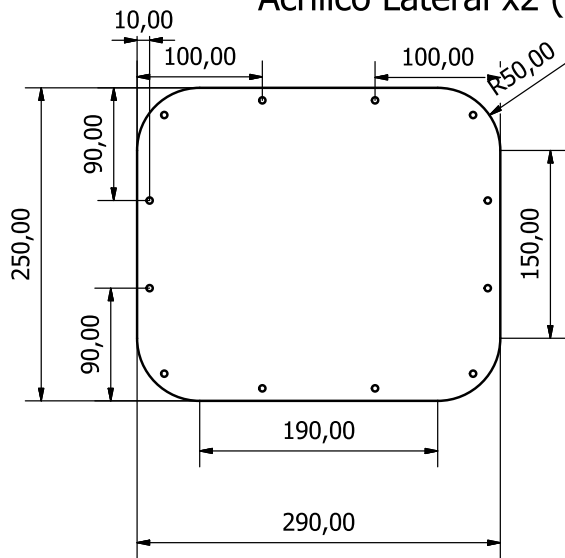
Acrílico Vista Frontal (1 : 4)



Acrílico Trasero (0,1: 1)



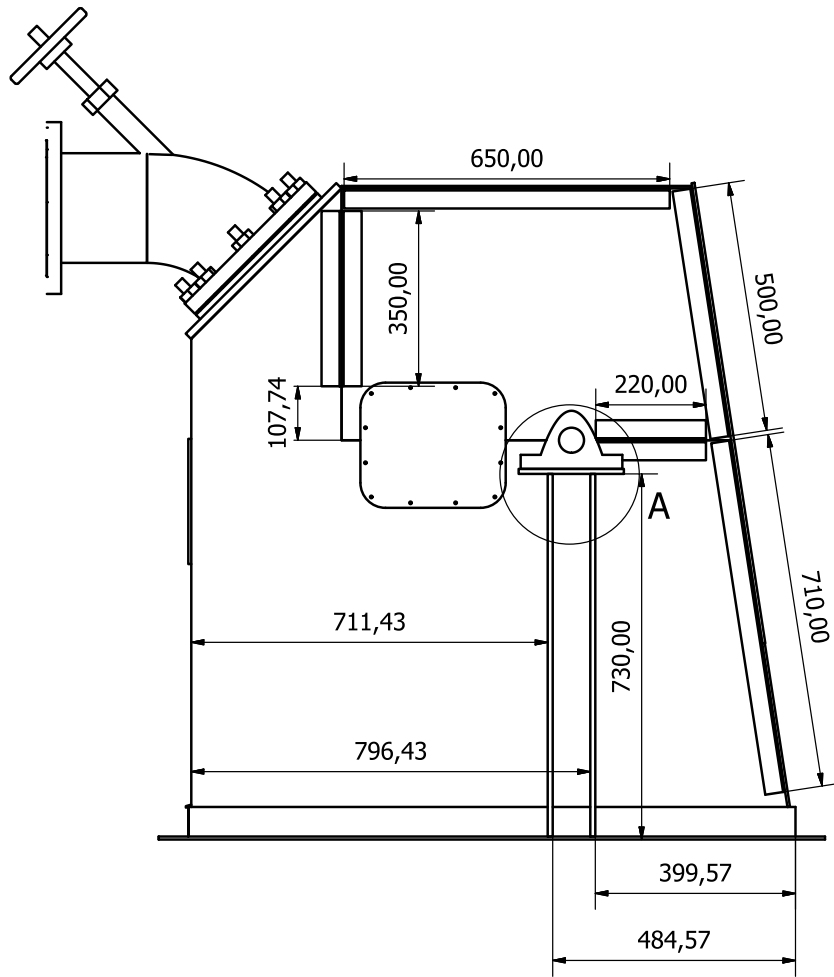
Acrílico Lateral x2 (1 : 4)



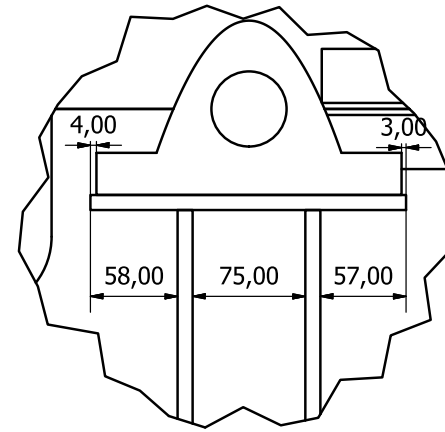
Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por O.F.	Aprobado por J.C.S.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
		Planos Housing Final	Edición A Hoja 4 / 5

6 5 4 3 2 1

D
C
B
A



A (0,3: 1)



PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

Diseño de Juan Carlos Arís V.	Revisado por O.F.	Aprobado por J.C.S.	Fecha Octubre de 2013
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS		DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE TURBINA PELTON	
		Planos Housing Final	Edición A Hoja 5 / 5

6 5 4 3 2 1

A