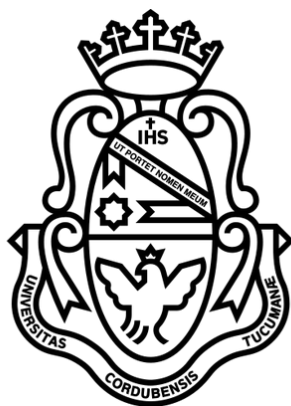


UNIVERSIDAD NACIONAL DE CÓRDOBA

Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales



ENERGÍA RENOVABLE CON MICRO TURBINA PELTON

Práctica Supervisada - Informe Técnico Final

Alumna: María Victoria Petrazzini

Tutora Interna: Dra. Ing. Teresa María Reyna

Tutora Externa: Mgter. Ing. María Lábaque

- AÑO 2018 -

PRESENTACIÓN

El presente informe tiene como objetivo dejar plasmado en forma concisa y ordenada el trabajo realizado por la estudiante María Victoria Petrazzini en el marco del convenio de Práctica Supervisada no rentada, en la empresa CEAS S.A. dentro de la cual se desarrollaron las tareas a fin de ser evaluada y calificada por un tribunal examinador.

La actividad que se ejecutó fue el diseño hidráulico de una Micro turbina Hidráulica tipo Pelton para implementarla en localidades rurales aisladas.

ÍNDICE

PRESENTACIÓN	1
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.....	7
1.1 INTRODUCCIÓN	7
1.2 OBJETIVOS GENERALES	7
1.3 OBJETIVOS PARTICULARES	7
1.4 METODOLOGÍA.....	8
CAPÍTULO 2: MATRIZ ENERGÉTICA	9
2.1 MATRIZ ENERGÉTICA	9
2.2 CLASIFICACIÓN DE LAS ENERGÍAS RENOVABLES Y VENTAJAS.....	10
2.3 MATRIZ ENERGÉTICA EN ARGENTINA	11
CAPÍTULO 3: APROVECHAMIENTO HIDROELÉCTRICO	17
3.1 ENERGÍA HIDRÁULICA.....	17
3.2 CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.....	18
3.2.1 <i>Clasificación de las Centrales Hidroeléctricas</i>	18
3.2.2 <i>Componentes de una Central Hidroeléctrica de gran potencia</i>	19
3.2.3 <i>Aprovechamiento del desnivel</i>	20
3.2.4 <i>Pequeños Aprovechamientos Hidroeléctricas</i>	23
CAPÍTULO 4: MÁQUINAS DE FLUIDO	26
4.1 MÁQUINAS DE FLUIDO.....	26
4.2 CLASIFICACIÓN DE MÁQUINAS DE FLUIDO	26
4.3 DEFINICIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS	26
4.3.1 <i>Clasificación de las Turbomáquinas</i>	27
CAPÍTULO 5: TURBINAS HIDRÁULICAS	29
5.1 TURBINAS HIDRÁULICAS.....	29
5.2 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS	29
5.2.1 <i>Turbinas Hidráulicas de Acción</i>	30
5.2.2 <i>Turbinas Hidráulicas de Reacción</i>	31
5.3 PARTES DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS.....	31
5.4 TURBINAS PELTON.....	32
5.5 TURBINAS MICHELL-BANKI.....	36
5.6 TURBINAS FRANCIS	39
5.7 TURBINA KAPLAN.....	42
CAPÍTULO 6: PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO.....	45
6.1 INTRODUCCIÓN	45
6.2 ALTURA BRUTA (H_B).....	45
6.3 ALTURA NETA (H_N)	45
6.4 CAUDAL DE DISEÑO (Q)	46
6.5 POTENCIA GENERADA (P)	46
6.6 NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES.....	46
6.7 TRIÁNGULO DE VELOCIDADES	47
6.8 RENDIMIENTO.....	50
6.9 PROYECTO DEL INYECTOR.....	50
6.10 PROYECTO DEL RODETE.....	54

6.11	PROYECTO DE LA CAJA DE LA TURBINA PELTON	66
CAPÍTULO 7: MEMORIA DE CÁLCULO		67
7.1	CÁLCULOS PRELIMINARES.....	67
7.2	NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES	68
7.3	TRIÁNGULO DE VELOCIDADES	68
7.4	PROYECTO DEL INYECTOR.....	69
7.5	PROYECTO DEL RODETE.....	71
CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		80
8.1	CONCLUSIÓN	80
8.2	RECOMENDACIÓN	81
BIBLIOGRAFÍA		82
ANEXOS.....		84

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Cantidad de energía renovable estimada del consumo de energía final global, 2013. (Adib, y otros, 2015)	10
Figura 2: Fuentes de Generación en Argentina, 2017. (Comisión Nacional de Energía Atómica, 2017).....	11
Figura 3: Evaluación Importaciones Exportaciones en Argentina, 2017. (Comisión Nacional de Energía Atómica, 2017)	12
Figura 4: Cantidad de energía renovable en la matriz energética. (Manzoni, 2018)....	13
Figura 5: Porcentaje de energía renovable sobre el total de la demanda. (Manzoni, 2018).....	14
Figura 6: Proyectos adjudicados por RenovAr, por provincia. (Manzoni, 2018).....	14
Figura 7: Proyectos adjudicados por RenovAr, por provincia. (Manzoni, 2018).....	15
Figura 8: Cómo funciona el sistema de generación distribuida. (Infobae, 2017).....	16
Figura 9: Ciclo Hidrológico (Castro, 2006).....	17
Figura 10: Molino de rueda vertical y admisión inferior.	18
Figura 11: Molino de rueda vertical y admisión superior.	18
Figura 12: Componentes de una Central Hidroeléctrica. (SlidePlayer, s.f.)	20
Figura 13: Aprovechamiento en derivación (Planeta Vivo, s.f.)	20
Figura 14: Central Hidroeléctrica. (UNESA, s.f.)	21
Figura 15: Central Hidroeléctrica. (UNESA, s.f.)	22
Figura 16: Pequeños aprovechamientos hidroeléctricos de paso (imagen izquierda) y de acumulación (imagen derecha). (Coz, Sánchez, & & Ramírez Gastón, 1995).....	24
Figura 17: Superficie de corriente; (a)de una Turbomáquina Radial; (b)de una Turbomáquina Axial; (c)de una Turbomáquina Diagonal Cónica; (d)de una Turbomáquina Diagonal. (Mataix, 1975).....	28
Figura 18: Esquema de variación de la altura de presión; (a)en las Turbinas Hidráulicas de Acción, donde el rodete trabaja a presión atmosférica; (b)en las Turbinas Hidráulicas de Reacción, donde la presión a la salida del rodete es inferior a la atmosférica. (Mataix, 1975).....	30
Figura 19: Instalación típica de turbinas Pelton. (Polo Encinas, 1976).....	33
Figura 20: Tipos de deflectoras; (a)Desvío total del chorro; (b)Desvío parcial del chorro. (Mataix, 1975)	34
Figura 21: Forma y dimensiones de una cuchara Pelton. (Mataix, 1975)	35
Figura 22: Partes de una turbina de Michell-Banki. (OSSBERGER, s.f.)	36
Figura 23: Movimiento del flujo dentro de una turbina de Michell-Banki. (OSSBERGER, s.f.)	37
Figura 24: Curva de rendimiento de una turbina Banki Osserberger. (OSSBERGER, s.f.)	38

Figura 25 Turbina Francis. (Tecnología, s.f.).....	40
Figura 26: Secciones diversas de cámara espiral. (Mataix, 1975)	40
Figura 27: Distribuidor Fink; (a) Cerrado; (b) Abierto. (Mataix, 1975).....	41
Figura 28: Rotor de una Turbina Francis. (Mataix, 1975)	41
Figura 29: Turbina Kaplan. (Polo Encinas, 1976).....	43
Figura 30: Rotor de una Turbina Kaplan. (Fernández Díez, 2002).....	44
Figura 31: Disposición del cubo y el álabe móvil de una Turbina Kaplan. (Fernández Díez, 2002)	44
Figura 32: Diagrama Salto Neto vs. Caudal para selección del tipo de turbina hidráulica. (Fernández Mosconi, Audisio, & Marchegiani, 2003)	45
Figura 33: Velocidades en la cuchara de una turbina Pelton.....	48
Figura 34: Triángulo de Velocidades de una Turbina Pelton.	49
Figura 35: Dimensiones de la tobera. (Bustamante Cabrera & Arias Reyes, 2008)	52
Figura 36: La carrera del vástago de la válvula de la aguja. (Hernández & Indacochea, 1988).....	53
Figura 37: Esquema de fuerzas del inyector en función de la apertura de este. (Hernández & Indacochea, 1988)	54
Figura 38: Resorte en el Inyector de una Turbina Pelton. (Mataix, 1975)	54
Figura 39: Cálculo del paso de un rodete Pelton. (Mataix, 1975)	56
Figura 40: Orientación de las cucharas Pelton. (Mataix, 1975)	59
Figura 41: Posiciones del álabe I. (Mataix, 1975).....	61
Figura 42: Cálculo del paso de un rodete Pelton. (Hernández & Indacochea, 1988) ..	61
Figura 43: Cálculo de las trayectorias relativas en una turbina Pelton. (Mataix, 1975)	62
Figura 44: Trayectoria de las diversas partículas de agua en la cuchara. (Mataix, 1975)	63
Figura 45: Cuchara de una turbina Pelton (planta). (Hernández & Indacochea, 1988)	64
Figura 46: Cuchara de una turbina Pelton (corte A-A' y B-B'). (Hernández & Indacochea, 1988).....	64
Figura 47: Cuchara de una turbina Pelton (corte C-C'). (Hernández & Indacochea, 1988).....	65
Figura 48: Acotaciones de diámetros en las turbinas Pelton. (Mataix, 1975).....	65
Figura 49: Diagrama Salto Neto vs. Caudal para selección del tipo de turbina hidráulica. (Fernández Mosconi, Audisio, & Marchegiani, 2003)	67
Figura 50: Dimensiones del Inyector.	70
Figura 51: Rotor con 20 álabes.....	73
Figura 52: Rotor con 15 álabes.....	74

Figura 53: Radios más importantes.	75
Figura 54: Dimensiones de la cuchara.	76
Figura 55: Dimensiones de la cuchara (corte A-A).....	76
Figura 56: Dimensiones de la cuchara (corte B-B).....	77
Figura 57: Dimensiones de la cuchara (corte C-C).	77
Figura 58: Método de las trayectorias relativas.	78
Figura 59: Orientación de las cucharas.	79

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Turbomáquinas motoras vs. Turbomáquinas generadoras.....	27
Tabla 2: Tipo de turbina en centrales de gran altura, en función de n_0 (n_s). (Mataix, 1975)	47
Tabla 3: Tipos de turbinas Pelton múltiples en función de n_0 (n_s). (Mataix, 1975).....	47
Tabla 4: Dimensiones de la tobera en función del diámetro del chorro. (Hernández & Indacochea, 1988).....	51
Tabla 5: Límites (rendimientos) de la relación de diámetros y del número de revoluciones específico de las turbinas Pelton de un solo chorro. (Mataix, 1975).....	57
Tabla 6: Número de cucharas en función de la relación diámetro del rodete y diámetro del chorro. (Hernández & Indacochea, 1988).....	58
Tabla 7: Número de cucharas en función de n_0 y n_s . (Mataix, 1975)	58
Tabla 8: Ángulos de talonamiento recomendados. (Hernández & Indacochea, 1988)..	60
Tabla 9: Dimensiones de la cuchara en función del diámetro del chorro. (Hernández & Indacochea, 1988).....	63
Tabla 10: Dimensiones de la tobera.	70
Tabla 11: Dimensiones de la cuchara.	75
Tabla 12: Micro Turbina Pelton – Resultados finales.	80

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN

En el presente informe se desarrolla la Práctica Supervisada realizada por la estudiante María Victoria Petrazzini en la empresa CEAS S.A, la cual consistió en el diseño de una Micro Turbina Pelton para crear micro energía renovable, pensando en aquellas zonas que se encuentran aisladas y que cuentan con un pequeño curso de agua en sus cercanías.

Es importante recalcar que, al estar produciendo energía renovable se está contribuyendo a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. En el caso de las turbomáquinas la energía se origina a través de la presencia de un salto y un caudal (río o arroyo), donde se transforma la energía potencial en cinética.

Además, se tiende al mejoramiento de la calidad de vida de las comunidades rurales dispersas, contribuyendo al acceso a dicho servicio, a evitar la migración de pobladores hacia áreas urbanas, y a diversificar la matriz energética nacional.

Se estimó en el año 2015 que alrededor de 750.000 personas eran quienes todavía no contaban con electricidad en la Argentina. Uno de los principales motivos es que resulta complejo y costoso llegar a ciertas zonas con el servicio tradicional de electricidad.

Las micro turbinas suelen presentar como inconveniente su diseño, al no responder a estudios específicos aplicados a pequeños aprovechamientos, sino que responden a grandes potencias con ciertas simplificaciones, esto influye sensiblemente en el diseño. Por esta situación no se puede garantizar con precisión cual será el rendimiento de la turbomáquina. Por lo cual se estiman eficiencias menores en comparación a las obtenidas en centrales de mayor tamaño.

Finalmente, los resultados obtenidos del diseño se plasman en planos, se modelan en 3D utilizando el software SolidWorks y se realiza una simulación del fluido.

1.2 OBJETIVOS GENERALES

Los objetivos generales de la Práctica Supervisada son:

- Diseñar una micro turbina Pelton.
- Imprimir en 3D la micro turbina Pelton utilizando el software SolidWorks.
- Realizar un análisis de la información obtenida a través de la simulación del fluido, para poder hacer una conclusión de la eficiencia que tiene la misma.

1.3 OBJETIVOS PARTICULARES

Los objetivos particulares de la Práctica Supervisada son:

- Afianzar y aplicar los conocimientos aprendidos durante el cursado de la carrera
- Ampliar los conocimientos sobre otras áreas.
- Introducirse en el ámbito laboral, participando con profesionales e interactuando con los mismos.
- Aprender a utilizar el software SolidWorks.

1.4 METODOLOGÍA

La metodología propuesta es un análisis general del contexto en el que se encuentran las energías renovables, volcándonos finalmente en la hidráulica.

Se determina el tipo de turbina según las condiciones de diseño del caudal y altura a salvar ($Q=3,2L/s$; $H=38m$). Siguiendo los lineamientos propuestos por la bibliografía se diseñó una turbina Pelton.

A fin de cumplir con los objetivos establecidos y la metodología propuesta se plantea la siguiente estructura:

En el primer capítulo se detallan los objetivos propuestos para la Práctica Supervisada y se presenta un resumen de los temas a tratar.

En el siguiente capítulo se realiza una explicación del por qué se volcó a la búsqueda de energías renovables y el incentivo al desarrollo de las micro turbinas. Se presenta la matriz energética en Argentina y la política de incentivo.

A partir del tercer capítulo el enfoque se da en los diferentes aprovechamientos hidroeléctricos, se describen los principios por los cuales se obtiene energía eléctrica a través del agua y se explican los tipos de aprovechamientos.

En el cuarto capítulo se describe qué es y cómo se clasifican tanto las máquinas de fluido, como las turbomáquinas, las cuales permiten obtener energía a partir del agua.

Se detalla en el capítulo cinco el concepto de las turbinas hidráulicas y se describen las partes que la conforman, como así también su clasificación.

En el capítulo seis se describe el procedimiento de cálculo de una micro turbina Pelton.

Para el capítulo siete se calculan los principales elementos que componen la micro turbina Pelton.

El octavo capítulo contiene recomendaciones y una conclusión, donde se expone una breve descripción de los resultados obtenidos.

CAPÍTULO 2: MATRIZ ENERGÉTICA

2.1 MATRIZ ENERGÉTICA

En primer lugar, resulta necesario desarrollar el concepto de energía. La energía es una propiedad de todo cuerpo o sistema material con capacidad de transformarse, modificando su estado o posición, así como actuar sobre otros, originando en ellos procesos de transformación.

Como es de común conocimiento, a medida que una sociedad crece y se desarrolla, aumenta la demanda energética, y para satisfacer dicha necesidad se siguen consumiendo recursos para su generación. Estos recursos pueden ser no renovables o renovables, los primeros utilizan recursos que se van agotando con el tiempo; en cambio, los segundos se caracterizan por utilizar recursos que poseen una fuente prácticamente inagotable en relación con el tiempo de vida del hombre en el planeta, se producen de manera continua y tienen su origen en los procesos ambientales y atmosféricos naturales.

En la actualidad, las energías renovables complementan a las energías convencionales fósiles (petróleo, carbón, gas natural), siendo alarmante el agotamiento de los recursos y el daño al ambiente que se está generando.

Como esta situación es insostenible en el tiempo, diversos países buscan en conjunto promover el uso y producción de energías renovables, el más conocido actualmente es el denominado "Acuerdo de París" suscrito en la Cumbre Mundial del Clima en diciembre del 2015. El cual entrará en vigor en el año 2020 con el objetivo global vinculante entre los países firmantes, de reducir sus emisiones de forma que la temperatura media del planeta a final del presente siglo quede por debajo de los dos grados.

La transición hacia un sistema energético basado en tecnologías renovables tendrá asimismo efectos económicos muy positivos. Según IRENA (Agencia Internacional de Energías Renovables), duplicar la cuota de energías renovables en el mix energético mundial hasta alcanzar el 36% en 2030 supondría un crecimiento adicional a nivel global del 1,1% ese año (equivalente a 1,3 billones de dólares), un incremento del bienestar del 3,7% y el aumento del empleo en el sector hasta más de 24 millones de personas.

La problemática se ve reflejada en el siguiente gráfico, donde se puede observar que más de la mitad de la energía generada en el mundo proviene de energías que se agotarán con el tiempo.

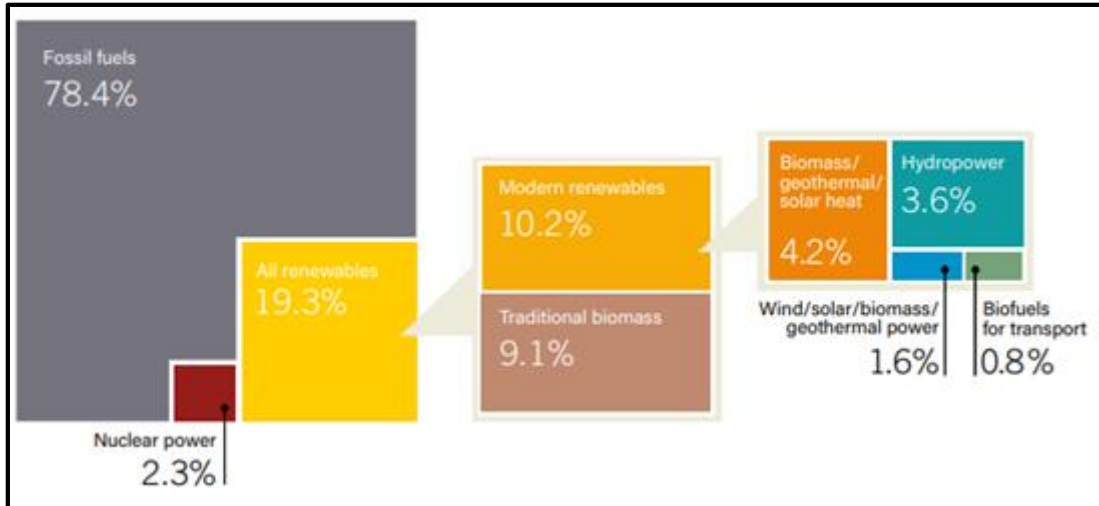


Figura 1: Cantidad de energía renovable estimada del consumo de energía final global, 2013. (Adib, y otros, 2015)

2.2 CLASIFICACIÓN DE LAS ENERGÍAS RENOVABLES Y VENTAJAS

Entre las Energías renovables o también denominadas energías limpias, tenemos:

- Energía eólica: la energía que se obtiene del viento.
- Energía solar: la energía que se obtiene del sol. Las principales tecnologías son la solar fotovoltaica (aprovecha la luz del sol) y la solar térmica (aprovecha el calor del sol).
- Energía hidráulica o hidroeléctrica: la energía que se obtiene de los ríos y corrientes de agua dulce.
- Biomasa y biogás: la energía que se extrae de materia orgánica.
- Energía geotérmica: la energía calorífica contenida en el interior de la Tierra.
- Energía mareomotriz: la energía que se obtiene de las mareas.
- Energía undimotriz u olamotriz: la energía que se obtiene de las olas.
- Bioetanol: combustible orgánico apto para la automoción que se logra mediante procesos de fermentación de productos vegetales.
- Biodiésel: combustible orgánico para automoción, entre otras aplicaciones, que se obtiene a partir de aceites vegetales.

Las ventajas que podemos obtener de las energías limpias en general es que:

- Son imprescindibles para hacerle frente al cambio climático: las renovables no emiten gases de efecto invernadero en los procesos de generación de energía, lo que las revela como la solución limpia y más viable frente a la degradación medioambiental.
- Son inagotables: al contrario que las fuentes tradicionales de energía cuyas reservas son finitas, las energías limpias cuentan con la misma disponibilidad que el sol donde tienen su origen y se adaptan a los ciclos naturales (por eso las denominamos renovables). Por ello son un elemento esencial de un sistema

energético sostenible que permita el desarrollo presente sin poner en riesgo el de las futuras generaciones.

- Reducen la dependencia energética: la naturaleza autóctona de las fuentes limpias implica una ventaja diferencial para las economías locales y un acicate para la independencia energética. En cualquier parte del Planeta hay algún tipo de recurso renovable –viento, sol, agua, materia orgánica- susceptible de aprovecharlo para producir energía de forma sostenible.
- Crecientemente competitivas: Las principales tecnologías renovables –como la eólica y la solar fotovoltaica- están reduciendo drásticamente sus costes, de forma que ya son plenamente competitivas con las convencionales en un número creciente de emplazamientos. Las economías de escala y la innovación están ya consiguiendo que las energías renovables lleguen a ser la solución más sostenible, no sólo ambiental sino también económicamente, para mover el mundo.

2.3 MATRIZ ENERGÉTICA EN ARGENTINA

A continuación, se presenta la relación entre las principales fuentes de generación:

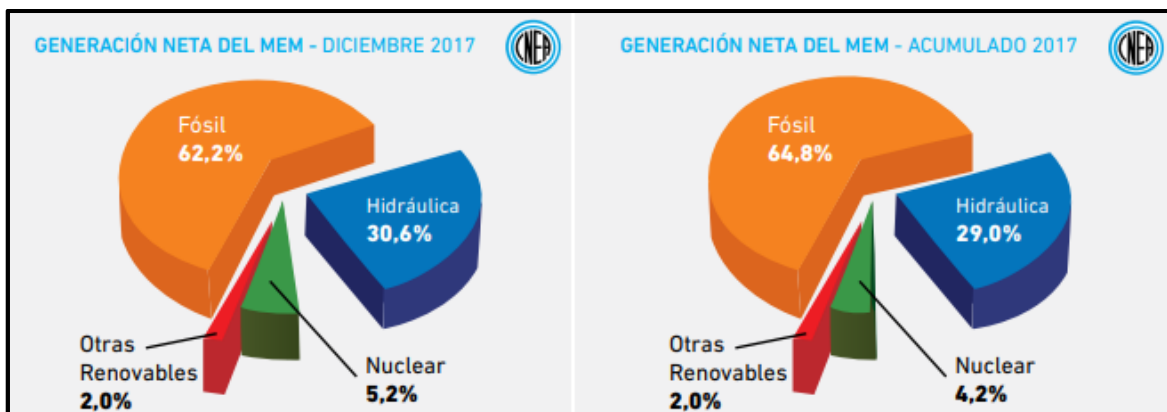


Figura 2: Fuentes de Generación en Argentina, 2017. (Comisión Nacional de Energía Atómica, 2017)

Actualmente nuestro país depende principalmente de los combustibles fósiles en un 62,2% de la energía total. En cambio, la generación de Otras Renovables, que surge de las gráficas precedentes, comprende la generación eólica, fotovoltaica, de hidroeléctricas menores a 50 MW, y de centrales a biogás y biomasa incorporada hasta el momento. Cabe destacar que el mayor porcentaje de dicho valor corresponde a la generación hidráulica menor a 50 MW, a la que le sigue la hidráulica menor a 30 MW, y luego la eólica.

Hoy en día las tecnologías en la Argentina para la obtención de energías renovables son costosas respecto a los combustibles fósiles y nucleares, sin embargo, conforme pasa el tiempo se vuelven más competitivas al tener en consideración el costo que producen los daños causados a personas y el medio ambiente, por otro lado, contribuyen a diversificar y aumentar el suministro nacional.

En consecuencia, se reducen los gastos de la importación de combustibles fósiles, es decir transformar el gasto público en una inversión donde se aprovechen las fuentes disponibles de energías renovables, esto se puede visualizar en el siguiente gráfico.

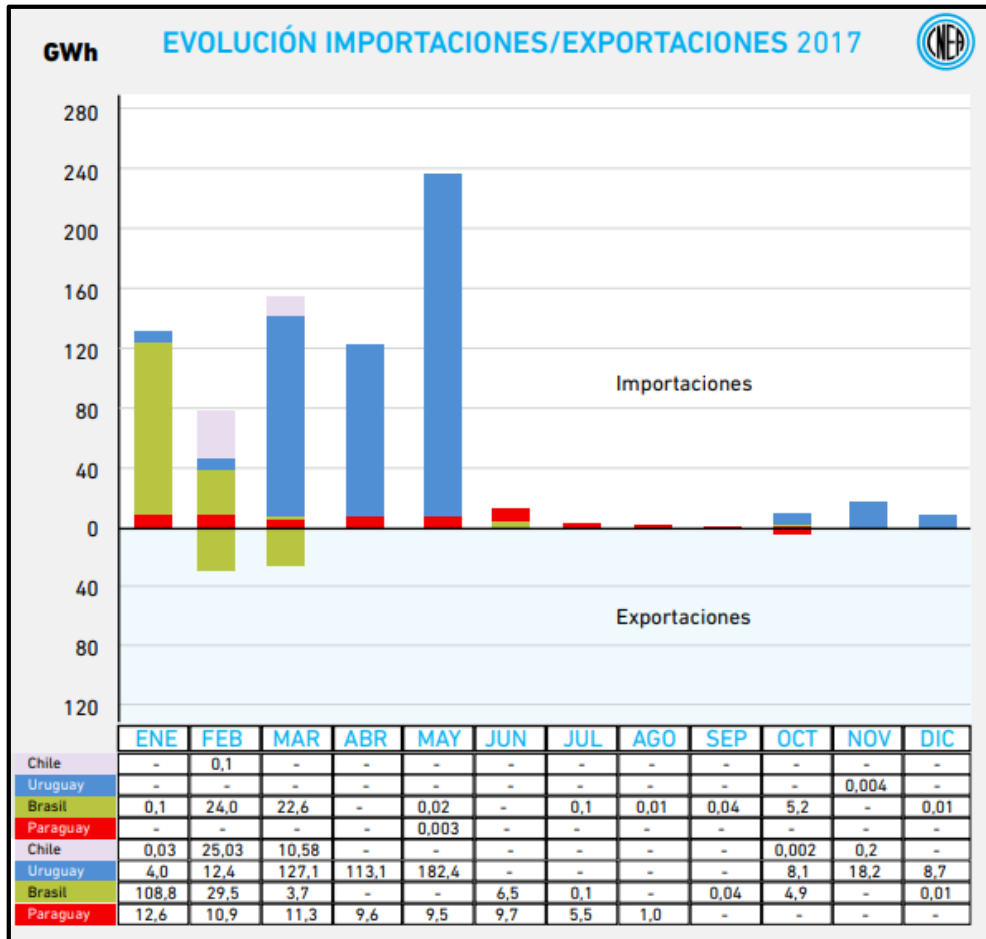


Figura 3: Evaluación Importaciones Exportaciones en Argentina, 2017. (Comisión Nacional de Energía Atómica, 2017)

Las energías renovables son ilimitadas, están disponibles universalmente y pueden cubrir la necesidad de soluciones energéticas concretas para áreas rurales. De este modo, hasta las regiones más remotas pueden obtener suministro de energía y acceder por esta vía al desarrollo, dado que las energías renovables pueden aprovecharse en lugares alejados de centrales de producción de electricidad.

Como ha sido detallado en el informe de KPMG (Díaz, Cano, & Murphy, Development of renewables: Latin American context and the Argentine case, 2016) sobre energías renovables publicado en 2016, la ley N°27191 del 2015, busca fomentar la generación de energía eléctrica a partir de fuentes renovables, establece de manera específica la meta de alcanzar un 8% de generación de energías limpias para fines del año 2018, y de un 20% para fines del 2025.

Con la mira en atraer capitales que invirtieran en el desarrollo del sector y permitieran alcanzar las nuevas metas previstas, el Ministerio de Energía y Minería (MINEM) lanzó

en mayo de 2016 un llamado a licitaciones públicas en el marco del Programa RenovAr para adicionar 1000 MW de energía limpia a la matriz energética nacional.

Inmediatamente después de la publicación de los proyectos adjudicados para esta licitación, el MINEM convocó a una nueva ronda, el RenovAr 1.5, para captar aquellos proyectos eólicos y solares fotovoltaicos que quedaron fuera de las adjudicaciones del RenovAr 1. En esta instancia se buscaba regionalizar diversos proyectos, dotando al programa de un carácter más federal que su versión anterior.

A partir de los buenos resultados obtenidos en las dos rondas licitatorias publicadas el año anterior, durante 2017 se lanzó el RenovAr 2.0. El objetivo fue distribuir la adjudicación por zonas, las ofertas superaron las expectativas del MINEM.

Por último, hacia finales de diciembre de 2017, el MINEM publicó los resultados de la última ronda del Programa RenovAr, la llamada 2.5. En el marco de esta, se adjudicaron 22 proyectos que acumulan 634 MW de potencia proyectada: cuatro propuestas de energía eólica a poco más de US\$/MWh 40, cinco de energía solar (a un precio medio de US\$/MWh 41,6), y 13 proyectos relacionados a biomasa y biogás (que incorporan un incentivo del 50% por escala previsto en el pliego de la ronda 2) a un precio que, en promedio, superó los US\$/MWh 1367. De esta manera, según la Subsecretaría de Energías Renovables, el Programa RenovAr adjudicó, en su totalidad, 147 proyectos en 21 provincias por 4.466,5 MW a un precio medio de US\$/MWh 54,72. (Díaz, Cano, & Murphy, Evolución de las energías renovables en Argentina, 2018)

PROYECTOS ADJUDICADOS EN EL PAÍS	POTENCIA TOTAL	PRECIO PROMEDIO PONDERADO POR MW/h
147	4466,5MW	US\$ 54,72

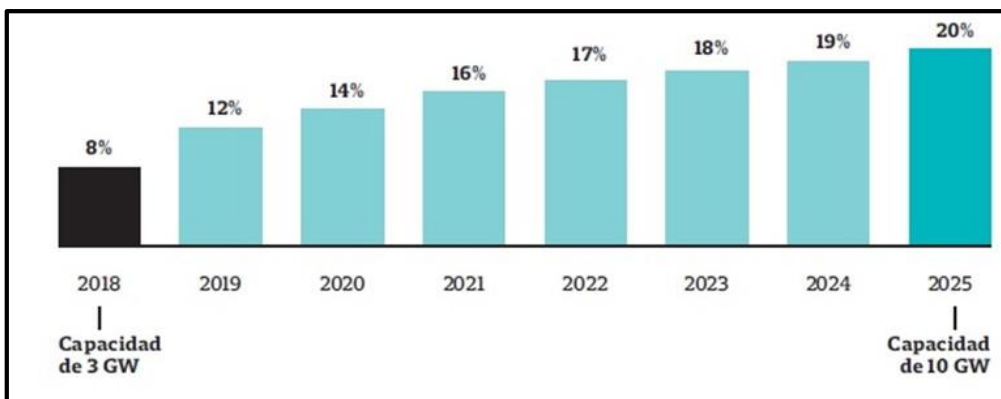


Figura 4: Cantidad de energía renovable en la matriz energética. (Manzoni, 2018)

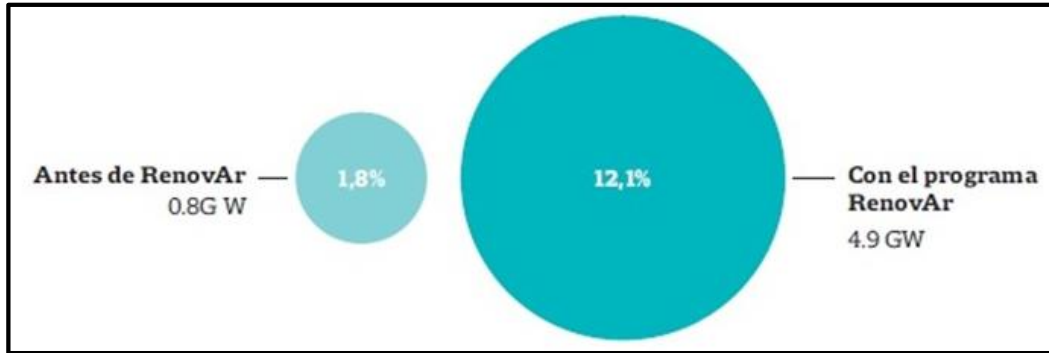


Figura 5: Porcentaje de energía renovable sobre el total de la demanda. (Manzoni, 2018)

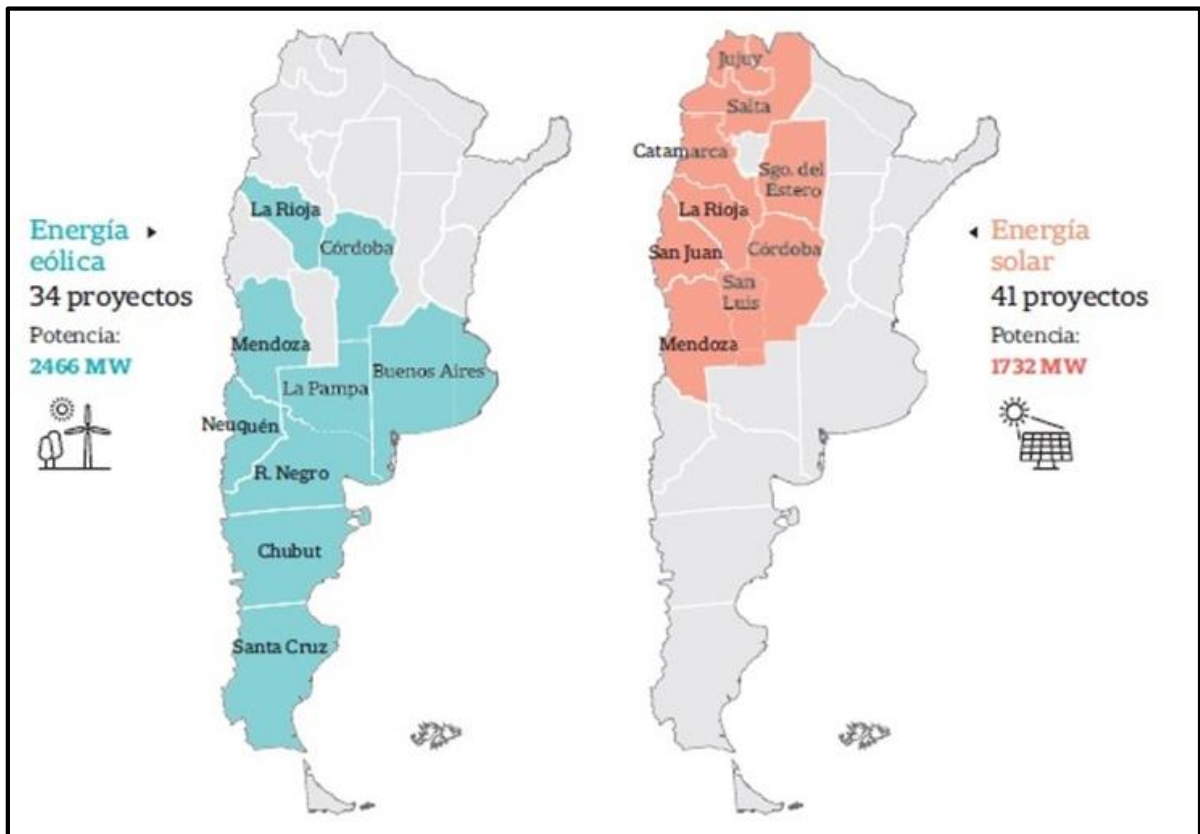


Figura 6: Proyectos adjudicados por RenovAr, por provincia. (Manzoni, 2018)

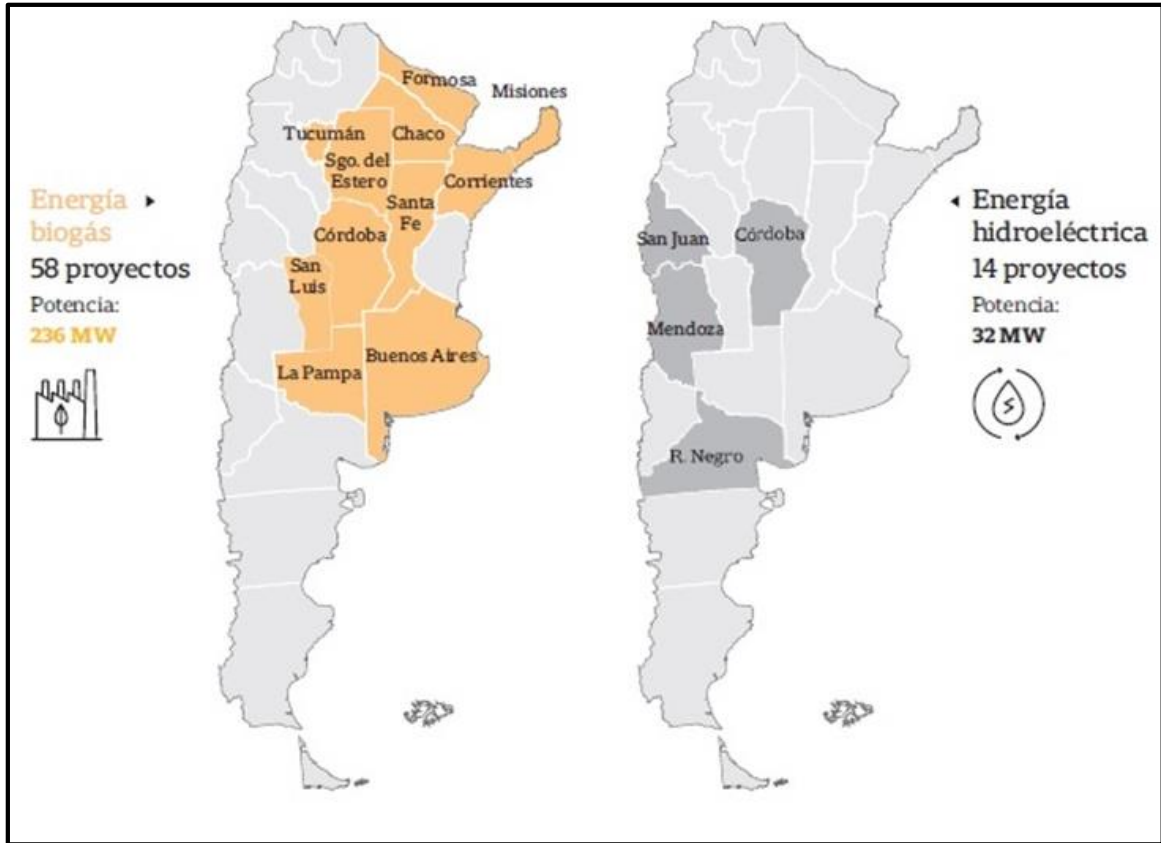


Figura 7: Proyectos adjudicados por RenovAr, por provincia. (Manzoni, 2018)

Por otro lado, el Gobierno promulgó la Ley de "Régimen de Fomento a la Generación Distribuida de Energías Renovables integrada a la Red Eléctrica Pública", lo hizo a través del decreto 1075/2017. La norma establece un sistema basado en que el consumidor paga el precio normal a la distribuidora por la energía que recibe de la red, pero cuando vende su propia electricidad recibe un precio menor, como si fuera un mayorista.

Las políticas de incentivos para que los usuarios instalen equipamiento que permita producir electricidad serán implementadas a través del Fondo para la Generación Distribuida de Energías Renovables (FODIS), éste podrá proveer recursos y otorgar préstamos, subsidios o bonificaciones para la adquisición de sistemas de generación, o incluso financiar la difusión, investigación y desarrollo relacionadas a las posibles aplicaciones de este tipo de tecnologías.



Figura 8: Cómo funciona el sistema de generación distribuida. (Infobae, 2017)

CAPÍTULO 3: APROVECHAMIENTO HIDROELÉCTRICO

3.1 ENERGÍA HIDRÁULICA

Se denomina energía hidráulica o energía hídrica a aquella que se obtiene del aprovechamiento de la energía cinética y la energía potencial de la corriente de ríos, saltos de agua o mareas, siendo la energía renovable más utilizada en todo el mundo.

Se la denomina energía renovable debido al ciclo hidrológico natural o ciclo del agua que se rige por el sol, desde el calentamiento del agua de océanos, mares y ríos con su consiguiente evaporación, hasta las precipitaciones, escorrentías y aguas subterráneas que devuelven el agua a estas masas de agua.

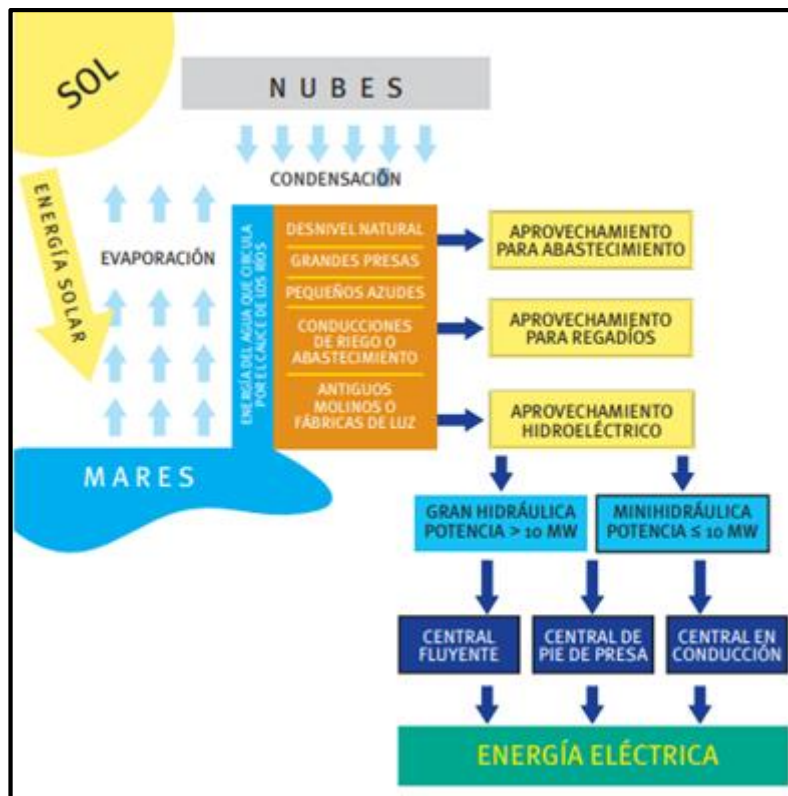


Figura 9: Ciclo Hidrológico (Castro, 2006)

Las energías renovables siempre existieron, desde un inicio ya se utilizaba la energía eólica para navegar, luego aparecieron los molinos de viento, los molinos de aguas que sentaban las primeras bases de la energía hídrica, y posteriormente se empezó a aprovechar la energía solar según la orientación de las edificaciones.

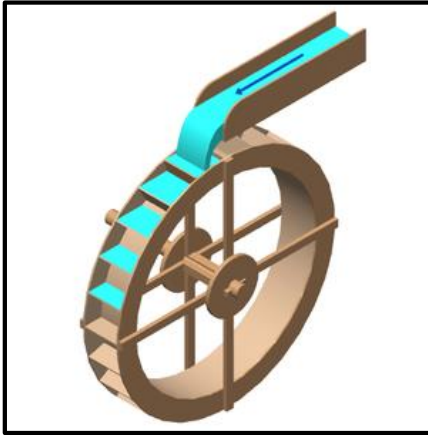


Figura 11: Molino de rueda vertical y admisión superior.

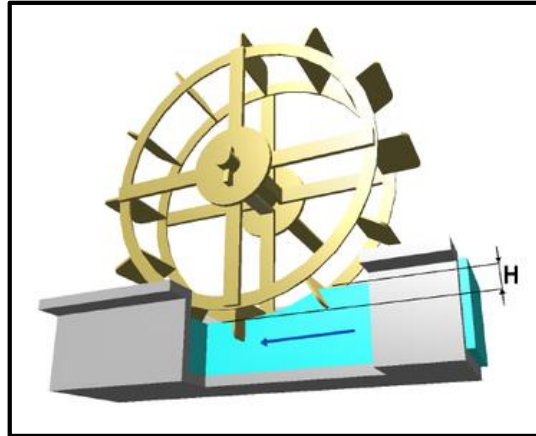


Figura 10: Molino de rueda vertical y admisión inferior.

La energía hidroeléctrica es una forma de generación eléctrica que no implica la producción de desechos ni la emisión de gases de efecto invernadero. La sustentabilidad de los grandes embalses, en cambio, es un tema debatido entre los especialistas y depende de la definición que se tenga de ella. En cualquier caso, entre las ventajas que reporta la generación hidroeléctrica es posible señalar:

- Generación limpia, económica (no hay costo de combustible) e inagotable.
- Sustitución de combustibles fósiles y ahorro de sus emisiones contaminantes.
- Posibilidad de beneficios adicionales como riego, agua potable, turismo y recreación, además de la generación de electricidad.
- Larga vida útil.
- Empleo de recursos y mano de obra nacionales. Tanto la construcción de las obras civiles como del equipamiento hidro-electro-mecánico puede ser encomendado a empresas argentinas.

3.2 CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Desde los comienzos de la existencia de los molinos de agua, estos han ido evolucionado hasta la actualidad, donde el aprovechamiento de este tipo de energía se hace a través de las denominadas "Centrales Hidroeléctricas", las cuales aprovechan la energía potencial gravitatoria contenida en el agua, convirtiéndola en energía eléctrica mediante turbinas hidráulicas acopladas a generadores eléctricos.

3.2.1 Clasificación de las Centrales Hidroeléctricas

Según la Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial, se tienen:

- Grandes centrales: más de 10MW de potencia.
- Pequeñas centrales: menos de 10000KW de potencia.
- Mini centrales: menos de 1000KW de potencia.
- Micro centrales: menos de 100KW de potencia.

Según la altura neta de salto:

- Saltos de pequeña altura: $H \leq 14,99$ m.
- Saltos de mediana altura: $15,00 \leq H \leq 49,99$ m.
- Saltos de gran altura: $H \geq 50$ m.

Según la demanda a que satisfacen:

- Centrales de base.
- Centrales de punta.

Constructivamente los aprovechamientos hidroeléctricos corresponden a tres grandes esquemas:

- De embalse, con central a pie de presa.
- De pasada o fluyente, y alta caída, que aprovechan la pendiente del terreno.
- De pasada o fluyente, y baja caída, construidos sobre ríos de llanura y canales de riego.

3.2.2 Componentes de una Central Hidroeléctrica de gran potencia

Las centrales o aprovechamientos están integrados por un conjunto de obras e instalaciones que permiten crear el desnivel y derivar el caudal utilizado. Están dotadas con los equipos necesarios para el control y la transformación de la energía hidráulica en energía eléctrica y para el transporte de estos últimos hasta los centros de consumos. Los elementos nombrados en sentido de la corriente son:

- Presa.
- Tomas.
- Conducción.
- Chimenea de equilibrio.
- Tubería en presión.
- Pozo en presión.
- Central.
- Equipo hidromecánico.
- Equipo electromecánico.
- Subestación.

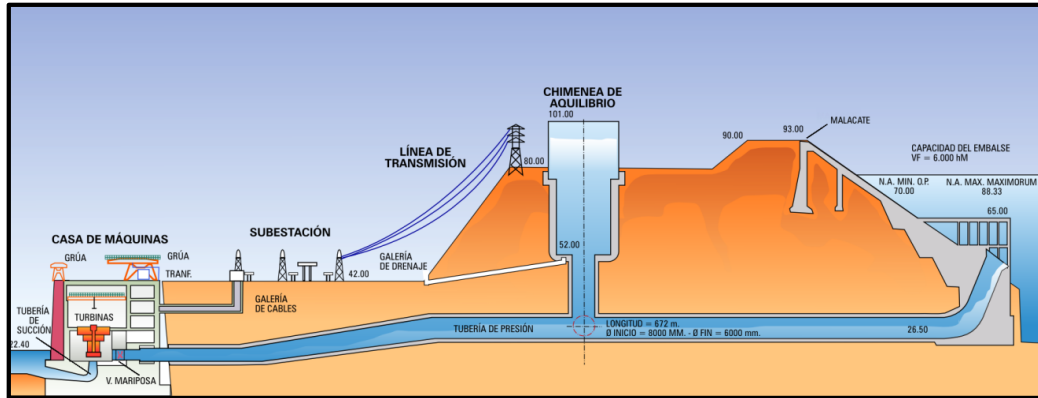


Figura 12: Componentes de una Central Hidroeléctrica. (SlidePlayer, s.f.)

3.2.3 Aprovechamiento del desnivel

Para aprovechar la altura del salto en la utilización de turbinas hidráulicas existen fundamentalmente tres esquemas:

- Aprovechamiento en derivación.
- Aprovechamiento de regulación.
- Aprovechamiento de usos múltiples.

3.2.3.1 Aprovechamiento en derivación

El primer tipo, denominado también como “salto por derivación de las aguas”, consiste en esencia en derivar el agua de un río mediante un embalse pequeño o azud y conducirla, por medio de un canal en lámina libre, de manera que conserve su energía potencial. En un determinado punto se dirige el agua hacia una cámara de presión, de la que arranca una tubería forzada que conduce el agua hasta la sala de máquinas de la central. La energía liberada a causa del desnivel existente entre los extremos de dicha tubería es transformada, mediante grupos turbina-alternador, en energía eléctrica.

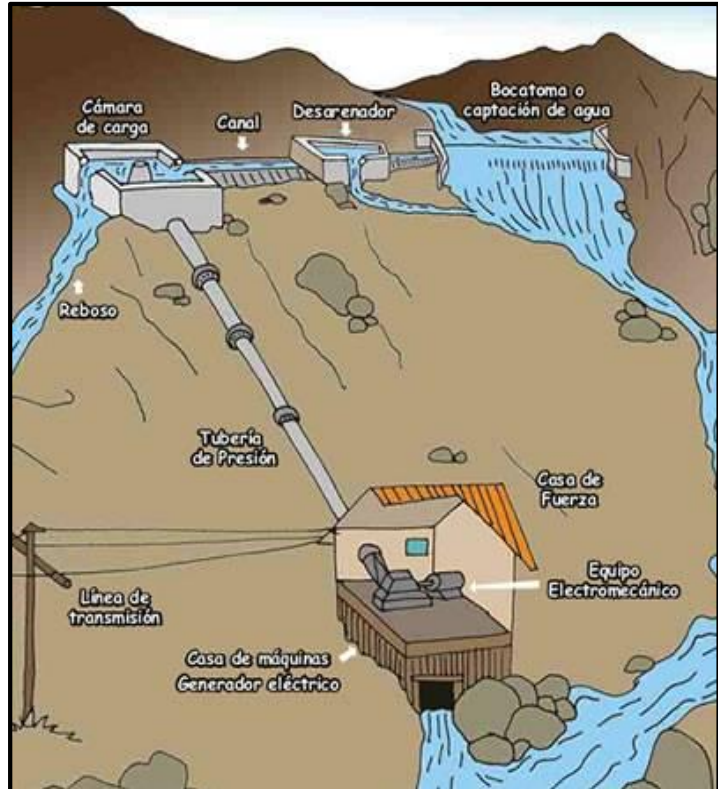


Figura 13: Aprovechamiento en derivación (Planeta Vivo, s.f.)

Posteriormente, el agua es restituida al río aguas abajo, utilizando un canal de descarga. Este tipo de central se llama también de “tipo fluyente” ya que no permite apenas almacenar la energía en el embalse.

3.2.3.2 Aprovechamiento de regulación

El segundo sistema de aprovechamiento, o salto de acumulación de las aguas en un tramo de un río que ofrece un desnivel apreciable, consta de una presa de determinada altura que conforma un embalse. El nivel del agua alcanzará, entonces, un punto sensiblemente cercano al extremo superior de la presa. A media altura de esta, para aprovechar el volumen de embalse a cota superior, se encuentra la toma de aguas; y en la base inferior –aguas abajo de la presa– la sala de máquinas, que aloja al grupo (o grupos) turbina-alternador. La energía liberada por el agua al caer por una conducción forzada que atraviesa la presa es transformada, mediante dicho grupo (o grupos), en energía eléctrica. El agua a presión de la tubería forzada va transformando su energía potencial en cinética, es decir, adquiere velocidad. Al llegar a las máquinas, actúa sobre los álabes del rodete de la turbina, haciéndolo girar.

Si se toma como ejemplo un emplazamiento de una central de acumulación con la central eléctrica a pie de presa, un esquema simplificado de su funcionamiento es el siguiente:

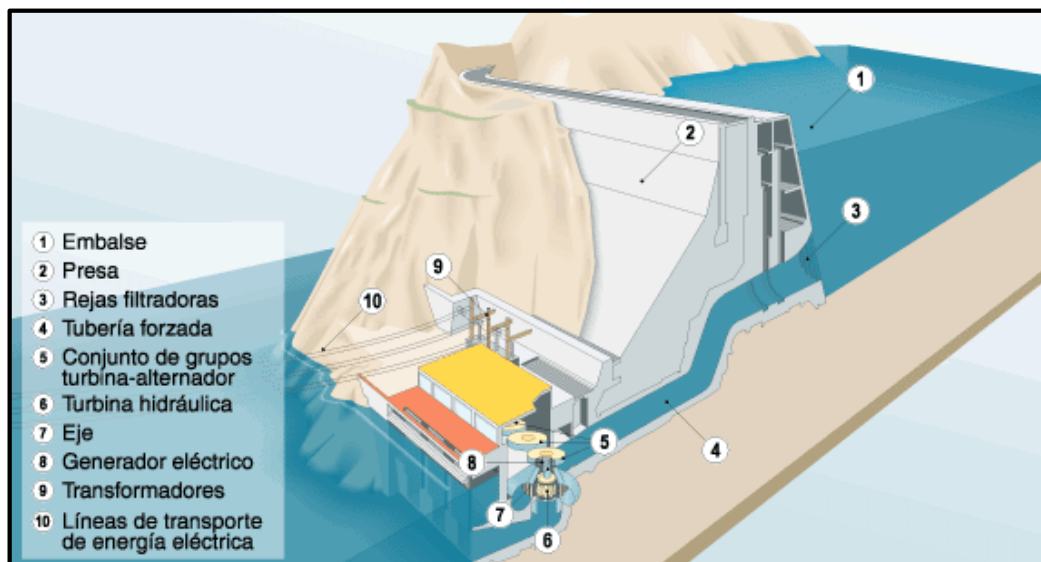


Figura 14: Central Hidroeléctrica. (UNESA, s.f.)

La presa (2), situada en el lecho de un río, acumula artificialmente un volumen de agua para formar un embalse (1), lo que permite que el agua adquiera una energía potencial (masa a una cierta altura) que luego se transformará en electricidad. Para ello, se sitúa en el paramento aguas arriba de la presa, o en sus proximidades, una toma de agua protegida por una rejilla metálica (3) con una válvula que permite controlar la entrada del agua en la galería de presión, previa a una tubería forzada (4) que conduce finalmente el agua hasta la turbina situada en la sala de máquinas de la central.

El agua a presión de la tubería forzada va transformando su energía potencial en cinética, es decir, va perdiendo altura y adquiriendo velocidad. Al llegar a las máquinas, actúa sobre los álabes de la turbina hidráulica (5), transformando su energía cinética en energía mecánica de rotación. El eje de la turbina está unido al del generador eléctrico (6) que, al girar, convierte la energía rotatoria en corriente alterna de media tensión y alta intensidad. Mediante transformadores (7), es convertida en corriente de baja intensidad y alta tensión, para ser enviada a la red general mediante las líneas de transporte (8).

Una vez que ha cedido su energía, el agua es restituida al río, corriente abajo de la central, a través del canal de desagüe.

3.2.3.3 Aprovechamiento de usos múltiples

Se lo denomina de este modo porque atiende a distintos tipos de usos, como son el abastecimiento, el riego, la regulación general de la cuenca o una parte de ella o la laminación de avenidas. En estos aprovechamientos, aunque su origen está básicamente en la satisfacción de las demandas consuntivas consideradas prioritarias, es posible también el aprovechamiento hidroeléctrico de los caudales desembalsados mediante una central hidroeléctrica, generalmente a pie de presa, donde se turbinan los caudales que luego se destinan a riego, abastecimiento o a otros usos. La energía producida por estos aprovechamientos, a pesar de que procede de un recurso regulado en el embalse, no se puede considerar toda ella como energía regulada, dado que se produce de forma subordinada a otros usos y puede no adecuarse en cierta medida a las necesidades del sistema eléctrico.

Una central hidroeléctrica de bombeo es un tipo especial de central hidroeléctrica que tiene dos embalses. El agua contenida en el embalse situado en el nivel más bajo —embalse inferior—, es bombeada durante las horas de menor demanda eléctrica al depósito situado en la cota más alta —embalse superior—, con el fin de turbinarla, posteriormente, para generar electricidad en las horas de mayor consumo eléctrico. Un esquema del funcionamiento de una central de bombeo puro es el siguiente:

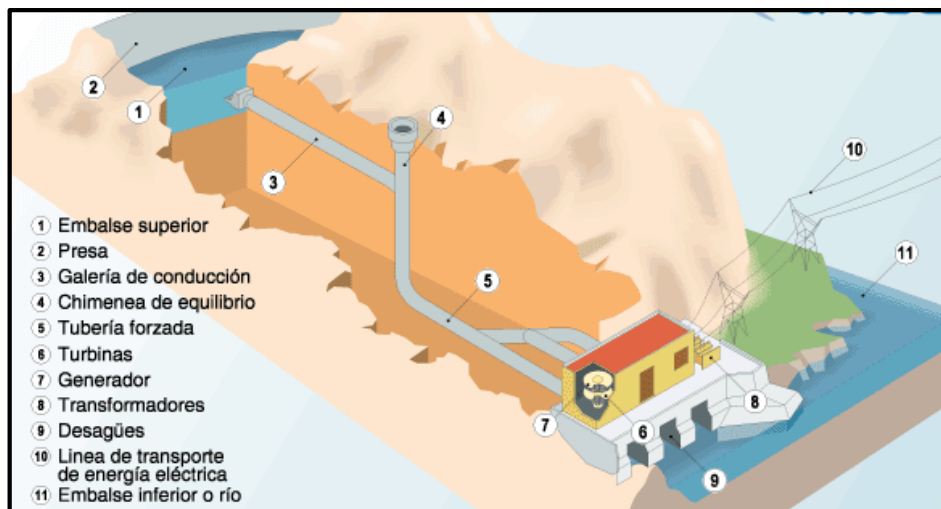


Figura 15: Central Hidroeléctrica. (UNESA, s.f.)

Durante las horas en que la demanda de energía eléctrica es mayor, la central de bombeo funciona como cualquier central hidroeléctrica convencional: el agua que previamente es acumulada en el embalse superior (1) cerrado por una presa (2), llega a través de una galería de conducción (3) a una tubería forzada (5), que la conduce hasta la sala de máquinas de la central eléctrica. Para la regulación de las presiones del agua entre las conducciones anteriores se construye en ocasiones una chimenea de equilibrio (4).

En la tubería forzada, el agua va adquiriendo energía cinética (velocidad) que, al chocar contra los álabes de la turbina hidráulica (6), se convierte en energía mecánica rotatoria.

Esta energía se transmite al generador (7) para su transformación en electricidad de media tensión y alta intensidad. Una vez elevada su tensión en los transformadores (8) es enviada a la red general mediante líneas de transporte de alta tensión (10). El agua, una vez que ha generado la electricidad, circula por el canal de desagüe (9) hasta el embalse inferior (11), donde queda almacenada.

Cuando se registra un menor consumo de energía eléctrica —generalmente durante las horas nocturnas de los días laborables y los fines de semana—, se aprovecha el que la electricidad en esas horas tiene en el mercado un coste bajo, y se utiliza para accionar una bomba hidráulica que eleva el agua desde el embalse inferior (11) hasta el embalse superior (1), a través de la tubería forzada y de la galería de conducción.

El agua es elevada, generalmente por las propias turbinas de la central, funcionando como bombas accionadas por los generadores que actúan como motores. Una vez efectuada la operación de bombeo, el agua almacenada en el embalse superior (1) está en condiciones de repetir otra vez el ciclo de generación eléctrica.

Las centrales de bombeo contribuyen a la optimización económica en la explotación de un sistema eléctrico. A pesar de que en un ciclo bombeo-turbinación se producen unas pérdidas energéticas de cierta importancia, del orden del 25-30%, en términos económicos, esas pérdidas suelen ser menores que la relación de costes de generación entre las horas punta y valle. Son, en definitiva, una forma económica de almacenar energía en forma de agua embalsada en el depósito superior.

3.2.4 Pequeños Aprovechamientos Hidroeléctricas

Un pequeño aprovechamiento comprende una central hidroeléctrica de pequeña escala que (dependiendo de su potencia) puede abastecer de energía tanto a la red pública como a una pequeña vivienda o establecimiento rural alejado de la red de distribución. En este sentido, los pequeños aprovechamientos se caracterizan por no requerir los prolongados estudios técnicos, económicos y ambientales asociados a los grandes proyectos, y se pueden iniciar y completar más rápidamente, lo que los torna una opción de abastecimiento viable en aquellas zonas y regiones del país no servidas aún por sistemas convencionales.

De ahí que no existe oposición entre aprovechamientos grandes y pequeños. Mientras los “grandes” abastecen el extenso sistema interconectado, los pequeños proveen

electricidad a zonas remotas de una manera comparativamente económica y ambientalmente benigna. En general, no se suelen utilizar para un solo propietario, sino para la producción de electricidad de un pequeño núcleo rural que no tiene acceso a la red eléctrica, o donde el suministro no es fiable.

Por supuesto no existe una convención única e internacionalmente aceptada que determine qué aprovechamiento es o no pequeño, y cada país adopta su propia definición. De acuerdo con el "Régimen de Fomento Nacional para el Uso de Fuentes Renovables de Energía para Producción Eléctrica", la categoría de "Pequeño Aprovechamiento" corresponde en la Argentina a centrales hidroeléctricas de hasta cincuenta megavatios (50MW) de potencia instalada.

Técnicamente esta fuente contempla a las mini y micro hidroeléctricas con aprovechamientos del tipo "de acumulación" (o de regulación con agua embalsada por un dique) como a los denominados "de paso" (o de derivación con agua fluente), se refiere a la utilización del caudal del río o arroyo tanto como sea posible mediante una derivación total o parcial del caudal hacia un canal para dirigirse luego hacia la turbina por medio de una tubería, tal como se indica en la siguiente figura.

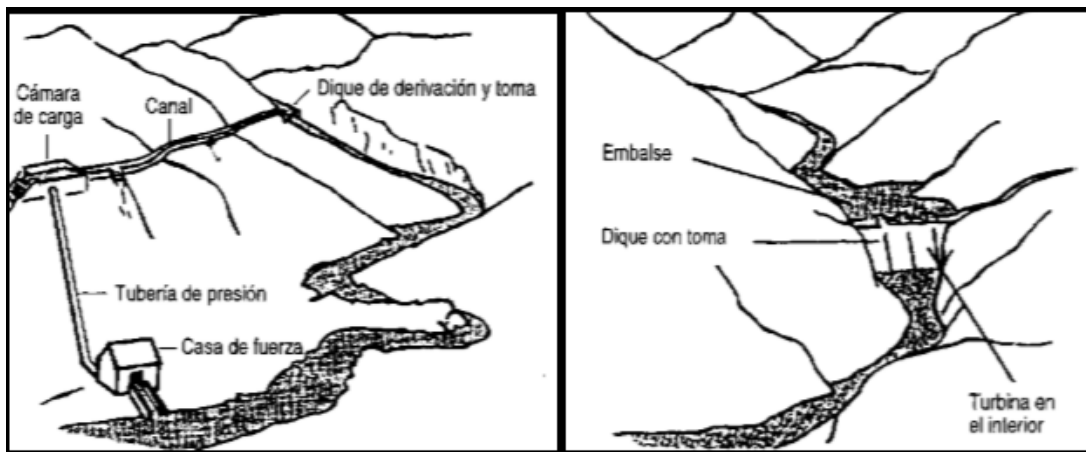


Figura 16: Pequeños aprovechamientos hidroeléctricos de paso (imagen izquierda) y de acumulación (imagen derecha). (Coz, Sánchez, & & Ramírez Gastón, 1995)

En comparación con los grandes proyectos y en virtud de sus características de generación distribuida, los pequeños aprovechamientos pueden representar:

- Diferimiento o aplazo de extensiones de líneas de media y alta tensión y sus pérdidas inherentes.
- Mayor fiabilidad de la red (regulación de tensión/generación en puntas de líneas).
- Menores períodos de gestación y construcción.
- Menores montos globales de inversión.
- Menor impacto ambiental.
- Posibilidad de fomento al desarrollo local.

Sin embargo, su uso es todavía incipiente y no generalizado debido a principalmente:

- Baja rentabilidad, lo que conlleva un bajo interés en la inversión de este tipo de proyectos.
- Desconocimiento de las tecnologías adecuadas para llevar adelante este tipo de explotación.
- Insuficiencia en la tecnología específica adecuada a la región, lo que ocasiona el uso de tecnología de importancia con costos elevados y bajos rendimientos, por no ajustarse a la realidad y características de la zona en estudio.

CAPÍTULO 4: MÁQUINAS DE FLUIDO

4.1 MÁQUINAS DE FLUIDO

Una máquina es un transformador de energía. La máquina absorbe una clase de energía y redistribuye otra clase de energía, o energía de la misma clase, pero transformada.

Entre los diferentes tipos de máquinas que existen, se encuentra el grupo de *máquinas de fluido*, se refiere a aquellas máquinas en que el fluido o bien suministra la energía que absorbe la máquina (por ejemplo, en una turbina hidráulica) o bien el fluido es el receptor al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida (por ejemplo, en una bomba de agua).

4.2 CLASIFICACIÓN DE MÁQUINAS DE FLUIDO

Las máquinas de fluido se pueden clasificar según varios principios. Las tres clasificaciones presentadas son complementarias. (Mataix, 1975)

- 1) Según la naturaleza del fluido que las atraviesa
 - Máquina Hidráulica o máquina de flujo incompresible: estas aprovechan únicamente la energía mecánica disponible en el fluido que es incompresible o que se comporta como tal, debido a que su densidad en el interior del sistema no sufre variaciones importantes.
 - Máquinas Térmicas o máquinas de flujo compresible: se aprovecha la energía térmica del fluido que puede ser condensable o no condensable, en este caso la energía mecánica se produce mediante la expansión del fluido (incremento de su volumen específico).
- 2) Según el mecanismo de intercambio energético
 - Máquinas Volumétricas o de desplazamiento positivo: son aquellas máquinas que son atravesadas por cantidades discretas de fluido. Estas a su vez se clasifican en alternativas o rotativas en función del movimiento ejercido.
 - Turbomáquinas: son aquellas máquinas que son atravesadas por un flujo continuo y que intercambian energía a través de un órgano de movimiento rotativo, es decir, un rotor.
- 3) Según el sentido de intercambio energético:
 - Máquina Generadora: cuando en el proceso el fluido incrementa su energía, como ser los compresores o las bombas.
 - Máquina Motora: cuando en el proceso el fluido disminuye su energía, como ser las turbinas o los motores de explosión.

4.3 DEFINICIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS

Las *turbomáquinas* son aquellas máquinas de fluido en las cuales el intercambio de energía es debido a la variación del momento cinético del fluido, al pasar por los conductos de un órgano que se mueve con movimiento de rotación, dotado de álabes, que se denomina *rotor*.

Caracteriza a estas máquinas la existencia de una corriente continua de fluido a través del rotor con el que intercambia su energía.

Su funcionamiento se basa en la Ecuación de Euler o Ecuación Fundamental de las Turbomáquinas, la cual expresa que la energía (Y) intercambiada entre el rotor y el fluido por unidad de masa que atraviesa el rotor es: (Mataix, 1975)

$$Y = U_1 \cdot C_{1u} - U_2 \cdot C_{2u} \quad (1)$$

Donde U_i es la velocidad relativa del fluido; C_{iu} es la velocidad absoluta tangencial del fluido, el subíndice u indica que se considera solo la velocidad tangencial. Los subíndices 1 y 2 indican entrada y salida respectivamente. Unidad de la energía (Y) es J/Kg.

4.3.1 Clasificación de las Turbomáquinas

Según la compresibilidad del fluido durante el proceso de intercambio de energías las turbomáquinas se clasifican en: (Mataix, 1975)

- Turbomáquinas térmicas: cuando el fluido experimenta una variación tal de la densidad en su paso a través de la máquina, por lo que ésta no puede tratarse como una constante en el diseño y en las fórmulas. Por ejemplo: turbinas de vapor, turbinas de gas, y turbocompresores.
- Turbomáquinas hidráulicas: su principio de funcionamiento es la Ecuación de Euler, y cuyo estudio y diseño se hace sin tener en cuenta la variación del volumen específico (o densidad) del fluido a través de la máquina. Por ejemplo: turbinas hidráulicas, las bombas y los ventiladores.

Según el sentido de la transmisión de la energía en:

- Turbomáquinas motoras, donde el fluido cede energía al rodete, en consecuencia, la energía del fluido disminuye a su paso por la máquina.
- Turbomáquinas generadoras, el rodete cede energía al fluido, en consecuencia, la energía del fluido aumenta a su paso por la máquina.

Tabla 1: Turbomáquinas motoras vs. Turbomáquinas generadoras.

	Turbomáquinas motoras	Turbomáquinas generadoras
Turbinas Hidráulicas	SI	-
Bombas	-	SI
Ventiladores	-	SI

	Turbomáquinas motoras	Turbomáquinas generadoras
Turbinas de Vapor	SI	-
Turbinas de Gas	SI	-
Turbocompresores	-	SI

Según la dirección del flujo en el rodete en:

- Radiales, toda partícula de fluido recorre en el rodete una trayectoria situada en un plano transversal al eje de la turbomáquina; la velocidad absoluta (y relativa) en todo punto del rodete carece de componente axial.
- Axiales, toda partícula de fluido recorre en el rodete una trayectoria situada en un cilindro coaxial con el eje de la turbomáquina; la velocidad absoluta (y relativa) en todo punto del rodete carece de componente radial.
- Diagonales (semiaxiales), toda partícula de fluido recorre en el rodete una trayectoria situada en una superficie cónica o en una superficie cualquiera de revolución no desarrollable.

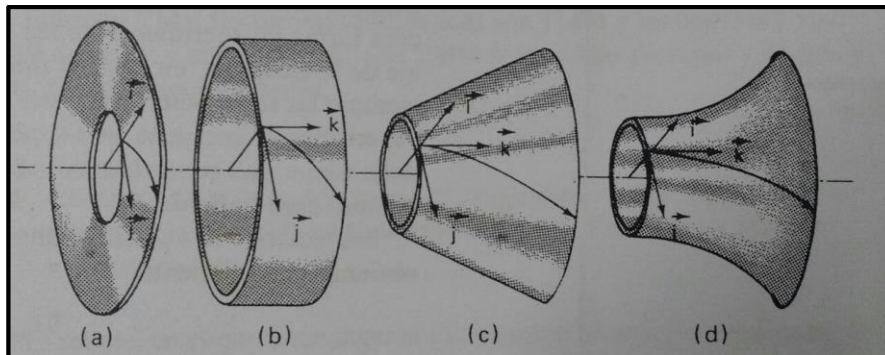


Figura 17: Superficie de corriente; (a) de una Turbomáquina Radial; (b) de una Turbomáquina Axial; (c) de una Turbomáquina Diagonal Cónica; (d) de una Turbomáquina Diagonal. (Mataix, 1975)

CAPÍTULO 5: TURBINAS HIDRÁULICAS

5.1 TURBINAS HIDRÁULICAS

Maquinas destinadas a transformar la energía hidráulica de una corriente en energía mecánica. Toda turbina hidráulica convierte la energía del agua, presente como energía potencial y energía cinética, en el trabajo mecánico existente en un eje de rotación.

Una turbina hidráulica es accionada por el agua en movimiento, la cual es debidamente conducida hacia el distribuidor de la turbina, el cual distribuye, regula y direcciona el caudal que incide sobre el rotor o rodete. La energía potencial del tipo gravitatorio del agua se convierte en energía cinética al pasar sucesivamente por el distribuidor y el rodete. En consecuencia, se provocan cambios en la magnitud y dirección de la velocidad del fluido, lo que hace que se produzcan fuerzas tangenciales en el rodete, generándose energía mecánica al girar éste.

Estas máquinas presentan rendimientos elevados, rondando el 90%, después de considerar las pérdidas hidráulicas por fricción, por choque, mecánicas.

En el caso de las turbinas hidráulicas se prefiere utilizar la ecuación 1 en forma de altura, ya que la altura es una variable de gran significado en este caso, entonces se tiene:

$$Y = \frac{1}{g} (U_1 \cdot C_{1u} - U_2 \cdot C_{2u}) \quad (1)$$

Donde g es la gravedad, toma un valor de $9,81m/s^2$.

5.2 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Existe otra clasificación además de las ya explicadas en el capítulo cuatro, ésta se basa en el grado de reacción: Turbinas de Acción y Turbinas de Reacción (Mataix, 1975). Si el grado de reacción es distinto de cero la turbina se llama de reacción, y si es igual a cero la turbina se llama de acción. Las características que representan a este tipo de turbinas se asemejan a las Micro Turbinas, es importante hacer esta aclaración ya que en el Capítulo 6 sólo se hará hincapié en el diseño de las Micro Turbinas.

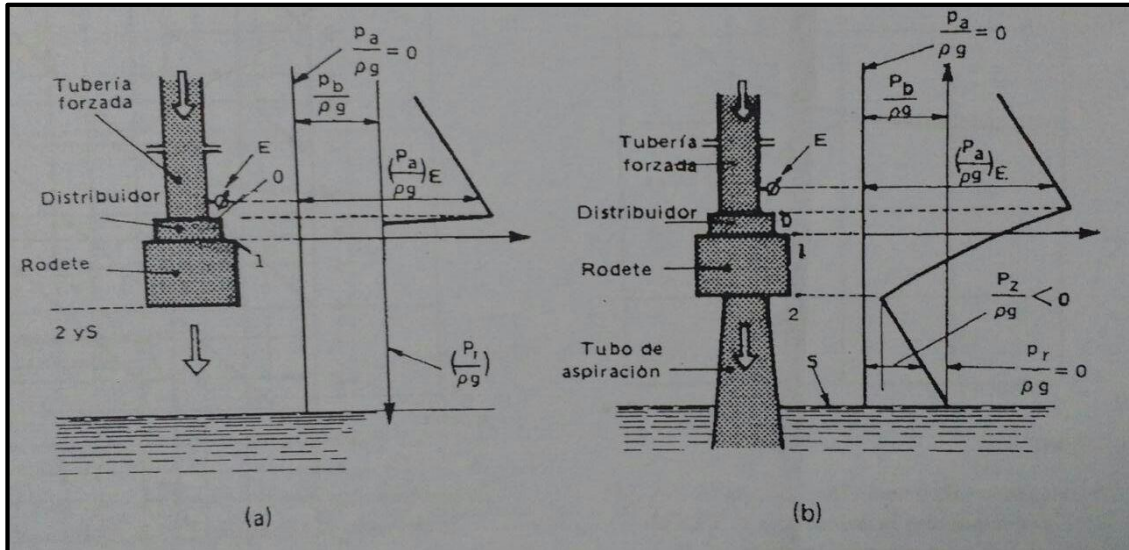


Figura 18: Esquema de variación de la altura de presión; (a) en las Turbinas Hidráulicas de Acción, donde el rodete trabaja a presión atmosférica; (b) en las Turbinas Hidráulicas de Reacción, donde la presión a la salida del rodete es inferior a la atmosférica. (Mataix, 1975)

El grado de reacción de una turbomáquina es la fracción de trabajo intercambiado con el fluido que es trabajo de presión que cede el fluido al rotor, se define como la relación entre la carga estática y la carga total transferida: (Polo Encinas, 1976)

$$G_R = \frac{E(\text{estática})}{E} = \frac{(U_2^2 - U_1^2) + (V_{r2}^2 - V_{r1}^2)}{[(V_2^2 - V_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (V_{r2}^2 - V_{r1}^2)]} \quad (2)$$

Donde:

$$E(\text{estática}) = \frac{1}{2g} [(U_2^2 - U_1^2) + (V_{r1}^2 - V_{r2}^2)] \quad (3)$$

$$E(\text{dinámico}) = \frac{1}{2g} (V_2^2 - V_1^2) \quad (4)$$

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

El término $\frac{1}{2g} (U_2^2 - U_1^2)$ corresponde a la carga estática debido a la reacción inercial del fluido, producida por la aceleración normal creada por el arrastre del fluido por los álabes. También el término $\frac{1}{2g} (V_{r1}^2 - V_{r2}^2)$ representa la carga estática, debido al cambio de magnitud de la velocidad relativa del fluido respecto del álabe entre la entrada y la salida del fluido. A su vez la carga dinámica representa la variación de energía cinética por unidad de masa.

5.2.1 Turbinas Hidráulicas de Acción

En estas turbinas es donde la transformación de la energía potencial en energía cinética se realiza en los órganos fijos anteriores al rodete, ya sea inyectores o toberas. Por lo

tanto, el rodete sólo recibe energía cinética, además la presión de entrada y de salida de los álabes es la misma y corresponde a la presión atmosférica. Las principales turbinas de acción conocidas son la turbina Pelton, Michell-Banki y Turgo.

5.2.2 Turbinas Hidráulicas de Reacción

Se caracterizan por transformar la energía potencial en cinética íntegramente en el rodete, en este caso sólo recibe energía potencial. La presión de entrada es superior a la presión de salida del fluido. Las principales turbinas de reacción son las turbinas Francis y Kaplan.

5.3 PARTES DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Distribuidor

Es un elemento estático, pues no posee velocidad angular y en él no se produce trabajo mecánico. Sus funciones son:

- Acelerar el flujo de agua al transformar la energía potencial del agua en energía cinética.
- Dirigir el agua hacia el rodete, siguiendo una dirección adecuada.
- Actuar como un órgano regulador de caudal.

El distribuidor adopta diferentes formas; puede ser del tipo inyector en las turbinas de acción, o de forma radial, semi axial y axial en las turbinas de reacción.

Rodete

Llamado también rotor o rueda, este elemento es el órgano fundamental de las turbinas hidráulicas. Consta esencialmente de un disco provisto de un sistema de álabes, paletas o cucharas, que está animado por una cierta velocidad angular.

La transformación de la energía hidráulica del salto en energía mecánica se produce en el rodete, mediante la aceleración y desviación, o por la simple desviación del flujo de agua a su paso por los álabes.

Tubo de Aspiración

Este elemento, muy común en las turbinas de reacción, se instala a continuación del rodete y por lo general tiene la forma de un conducto divergente; puede ser recto o acodado, y cumple las siguientes funciones:

- Recupera la altura entre la salida del rodete y el nivel del canal de desagüe.
- Recupera una parte de la energía cinética correspondiente a la velocidad residual del agua en la salida del rodete, a partir de un diseño del tipo difusor.

El tubo de aspiración, también llamado tubo de succión se utiliza frecuentemente en las turbinas de reacción. Ocasionalmente se usa en las turbinas de acción, como las del tipo Michell-Banki, donde adopta la forma cilíndrica.

Carcasa

Este elemento tiene la función general de cubrir y soportar a las partes de la turbina. En las turbinas Francis y Kaplan, por ejemplo, tiene la forma de una espiral.

Con el diseño de micro turbinas aparece en consideración el tema de los costos de fabricación y mantenimiento. Al proyectar la máquina, el procedimiento de fabricación apunta hacia minimizar los costos de manufactura y mantenimiento.

Deben cuidarse en extremo las tolerancias dimensionales y las rugosidades superficiales, debido a que al tratarse de equipos de reducidas dimensiones los errores relativos adquieren relevancia. Esto toma capital importancia en la construcción de los elementos destinados a la conversión de la energía hidráulica en mecánica (rodete, álabes), siendo necesarios la precisión en las dimensiones de diseño y que su terminación superficial sea adecuada al tamaño de la máquina, sin incrementar notablemente los costos de esta.

5.4 TURBINAS PELTON

La turbina Pelton fue creada por el ingeniero estadounidense Lester Allen Pelton (1829-1908) y logró que se patente en el año 1889, desde ese entonces se ha evolucionado en su desarrollo y en las aplicaciones de esta. Él fue quien concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas que aprovechara la energía cinética de un chorro de agua, proveniente de una tubería en presión.

Se caracteriza por ser una turbina de acción, es decir que tiene un grado de reacción igual a cero. Se destaca por tener una buena aplicación en aquellos aprovechamientos hidráulicos donde la ponderación de la carga es importante con respecto al gasto o caudal.

Una instalación típica de turbinas Pelton consta de los siguientes elementos que se desarrollarán a continuación y que se pueden observar en la figura 19.

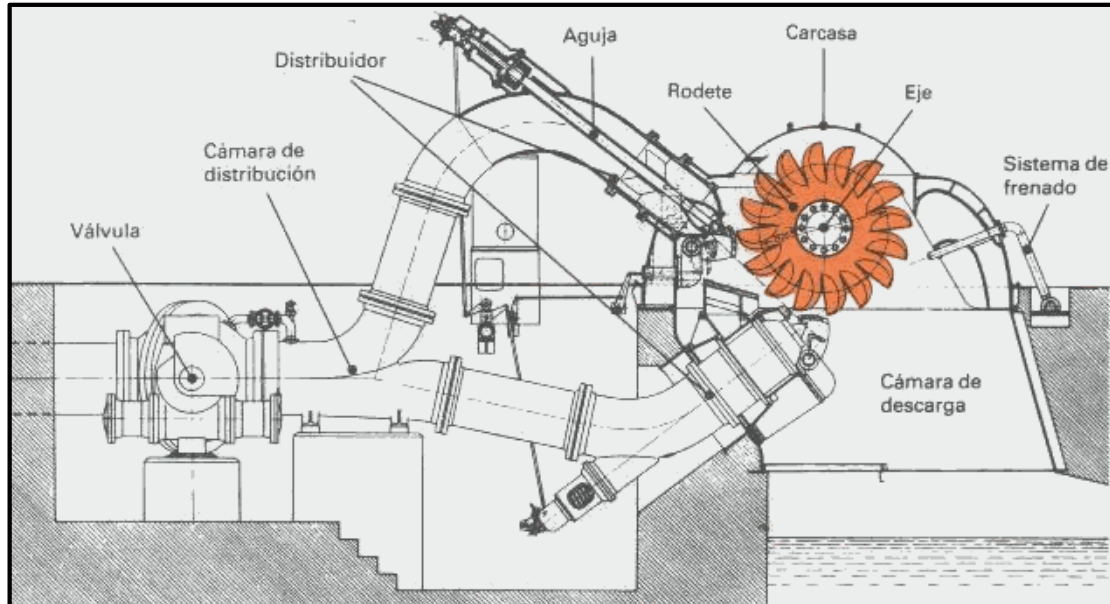


Figura 19: Instalación típica de turbinas Pelton. (Polo Encinas, 1976)

Inyector

Transforma la energía de presión del fluido en energía cinética. Es un conjunto de mecanismos encargado de controlar el caudal a turbinar y de transformar el flujo en presión del conducto de alimentación en un chorro de alta velocidad a la presión atmosférica dirigido tangencialmente al rodete.

Estos mecanismos consisten básicamente una válvula de aguja que se desplaza axialmente en una tobera controlada por un vástago accionado por un servomotor, controlando el caudal a turbinar.

Deflector o pantalla deflectora

Si la carga de la turbina desciende bruscamente el inyector deberá cerrarse lentamente (en unos 40 segundos) a fin de evitar el golpe de ariete, este último se produce por la elevación o disminución de la presión provocados por el cierre o apertura rápida del inyector, en consecuencia puede producirse una elevación anormal de la presión en el conducto que precede al órgano de cierre o regulación, cuando se da el cierre del órgano; mientras que en la apertura del órgano puede producirse el fenómeno contrario.

La solución es colocar un deflector que sirve para evitar el embalamiento cuando el inyector sigue abierto y la carga de la turbina es inferior a la que corresponde a la apertura del inyector. Para ello el deflector se hunde parcialmente en el chorro (desvía el chorro totalmente) o lo desvía parcialmente.

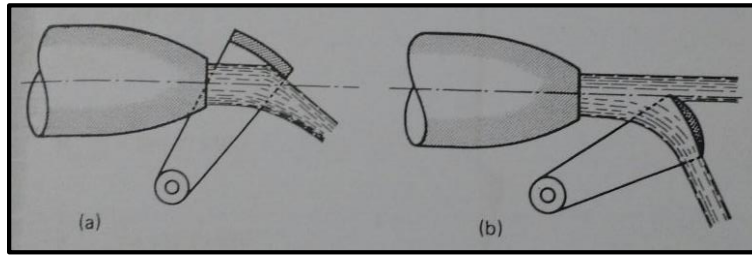


Figura 20: Tipos de deflectoras; (a) Desvío total del chorro; (b) Desvío parcial del chorro. (Mataix, 1975)

Este dispositivo es de mucha importancia porque permite reducir rápidamente el caudal que incide en el rodete sin producir daños. Además, su accionamiento se da de forma automática.

Chorro

El chorro debe ser lo más compacto posible, lo que se consigue con la forma cónica de la boquilla de la tobera. el efecto del aire sobre la superficie del chorro provoca su expansión gradual, lo que obliga a situar el inyector lo más cerca posible de la circunferencia barrida por el rodete.

El chorro de agua tiene una velocidad muy alta, por lo que su capacidad erosiva es muy elevada y puede dañar las superficies de la aguja y la boquilla de la tobera, lo que modificaría la forma del chorro y reduciría sustancialmente el rendimiento.

A partir de varios estudios se revelaron las siguientes conclusiones sobre el chorro y los factores diversos que influyen en la calidad del mismo:

- El chorro no es un cilindro perfecto, la superficie exterior del chorro es irregular e inestable, esto es por estar compuesto por gotas cuya separación aumenta con la distancia a la tobera.
- El chorro es divergente, tanto más cuanto mayor es la altura neta, aumentando su diámetro con la distancia de la tobera.
- El chorro no es homogéneo, está integrado por un chorro central convergente de sólo agua y otro exterior divergente concéntrico al anterior formado por una emulsión de agua y aire.

Rotor

El rotor o rueda Pelton está construido por un disco de acero con álabes periféricos en forma de doble cuchara. Estos pueden estar fundidos en una sola pieza, o individualmente, sujetándose al disco por medio de bulones.

El número de álabes suele ser de 17 a 26 por rueda, dependiendo de la velocidad específica de la turbina. Para alta velocidad específica, o sea valores grandes de caudales, el número de álabes es menor, debido al gran tamaño que así lo precisan.

Álabes o cucharas

Los álabes del rodete tienen la forma de cucharas. Cada cuchara queda dividida simétricamente en dos partes por una arista central. Cortado por un plano radial cada

parte de la cuchara tiene aproximadamente la forma de una elipse. El chorro que incide en la mitad de la arista queda así dividido en dos partes que sufren la misma desviación. Las dimensiones del álabe son proporcionales al diámetro del chorro; éste a su vez es función del diámetro de la rueda y de la velocidad específica.

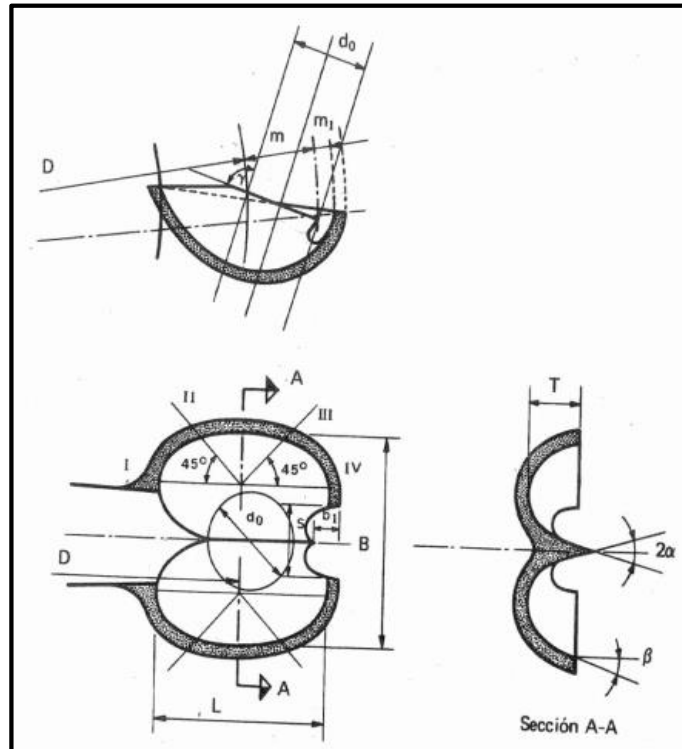


Figura 21: Forma y dimensiones de una cuchara Pelton. (Mataix, 1975)

Las cucharas son la parte más importante de la turbina, su construcción ha de poder resistir el empuje máximo del chorro cuando la turbina está parada, y la fuerza centrífuga máxima cuando el rodete se embala.

Para saltos pequeños las cucharas se construyen de fundición de hierro y para saltos mayores, de bronce o mejor de acero inoxidable. Una pulimentación final de las cucharas es necesaria, para disminuir las pérdidas por fricción y para evitar concentraciones de esfuerzos que pueden conducir al agrietamiento.

Eje

Las turbinas Pelton se pueden construir con ejes orientados horizontalmente o verticalmente.

Los grupos horizontales tienen un eje común para la turbina y el alternador que soporta la flexión inducida por las fuerzas radiales consecuencia del impacto de los chorros y del peso de todos los elementos giratorios.

Los grupos verticales se equipan con un cojinete de empuje encima del alternador (que solo debe soportar el peso del grupo ya que no hay empuje hidráulico) y dos cojinetes guía, el superior combinado con el de empuje y el inferior junto a la turbina.

Carcasa

Es la caja o cámara donde se aloja el rodete, puede ser de fundición o de chapa. Ha de resistir la fuerza del chorro que se proyecta fuera del rodete cuando la Turbina Pelton se embala.

En las Turbinas Pelton de eje horizontal se construye de manera que quede dividida en dos partes por un plano horizontal para facilitar la revisión del rodete. El rodete desagua hacia los lados y el ancho de la caja debe ser aproximadamente 4-5 veces el ancho de la cuchara. Por la parte superior de la caja el juego entre la caja y el rodete es muy pequeño. La parte inferior de la caja se fija con pernos a un bastidor metálico embebido en el cemento. Con frecuencia la caja se apantalla interiormente para evitar las interferencias entre los chorros y el rodete.

En las Turbinas Pelton de eje vertical el ancho de la caja suele ser aproximadamente igual a 2 diámetros del rodete y la parte superior suele estar a una distancia del nivel de los ejes de los chorros de 2-3 anchos de cuchara.

5.5 TURBINAS MICHELL-BANKI

La turbina hidráulica Michell-Banki (Turbina de flujo transversal), fue concebida y patentada por el Ingeniero australiano A. George Maldon Michell en 1903, y posteriormente el profesor Donat Banki de la Universidad Técnica de Budapest la desarrolló y difundió entre 1917 y 1919. La turbina fue perfeccionada posteriormente tanto hidráulica como mecánicamente por la casa Osserberg de Baviera (Alemania Occidental), quienes desarrollaron el modelo Michell-Ossberger de la turbina.

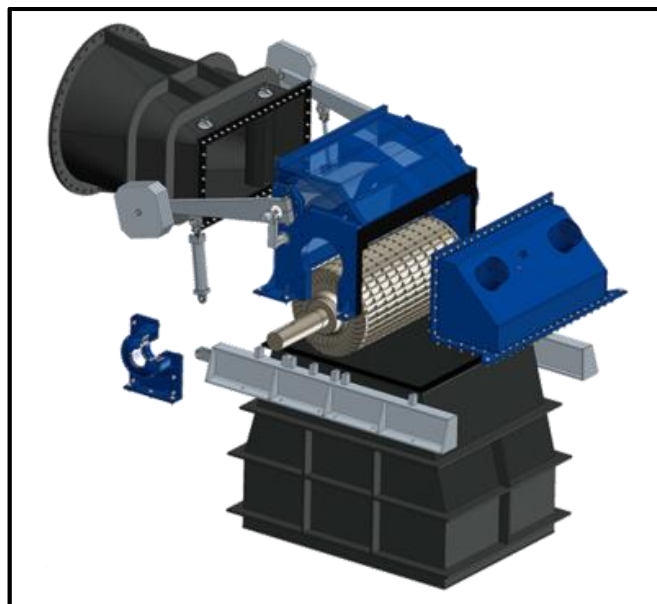


Figura 22: Partes de una turbina de Michell-Banki. (OSSBERGER, s.f.)

Las turbinas Michell-Banki son turbinas de acción, con menor rendimiento que las turbinas Pelton pero, como contrapartida, son de sencillo diseño, menor costo y de fácil

construcción, razón por la cual se utilizan con mucha frecuencia en el caso de unidades menores que 200 kW. Estas turbinas se pueden emplear una gama muy grande de alturas de saltos, entre 5 y 200 m, y con potencias no superiores a 1 MW.

La característica principal de la turbina de flujo cruzado es el chorro de agua de sección transversal rectangular que pasa dos veces a través de los álabes del rotor, ubicados en la periferia del rotor cilíndrico, perpendicular al eje de éste. El agua fluye a través de los álabes, primero desde la periferia hacia el centro y entonces, después de cruzar el espacio abierto del rotor, desde dentro hacia fuera.

La conversión de energía tiene lugar dos veces; primero en la incidencia del agua sobre el álabe en la entrada y luego cuando el agua golpea el álabe en el escape desde el rotor. Es una turbina de libre desviación, de admisión radial y parcial. Debido a su número específico de revoluciones cuenta entre las turbinas de régimen lento.

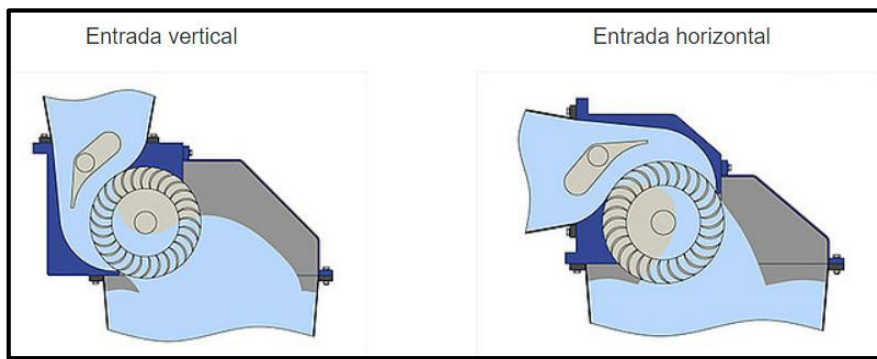


Figura 23: Movimiento del flujo dentro de una turbina de Mitchell-Banki. (OSSBERGER, s.f.)

Una característica atractiva de estas máquinas es la forma aplanada de su curva de rendimientos. Esto se logra con un diseño de la turbina con admisión parcial. Se divide el rotor en 3 partes iguales y la admisión del agua se puede realizar por 1/3, 2/3 o la totalidad del rotor. Este tipo de diseño es el desarrollado por la firma Ossberger.

Esta clase de admisión permite obtener una curva de rendimiento como el gráfico que se observa a continuación, en la cual se realiza la comparación entre la curva de una turbina tipo Mitchell-Banki con la curva de rendimiento de una turbina tipo Francis.

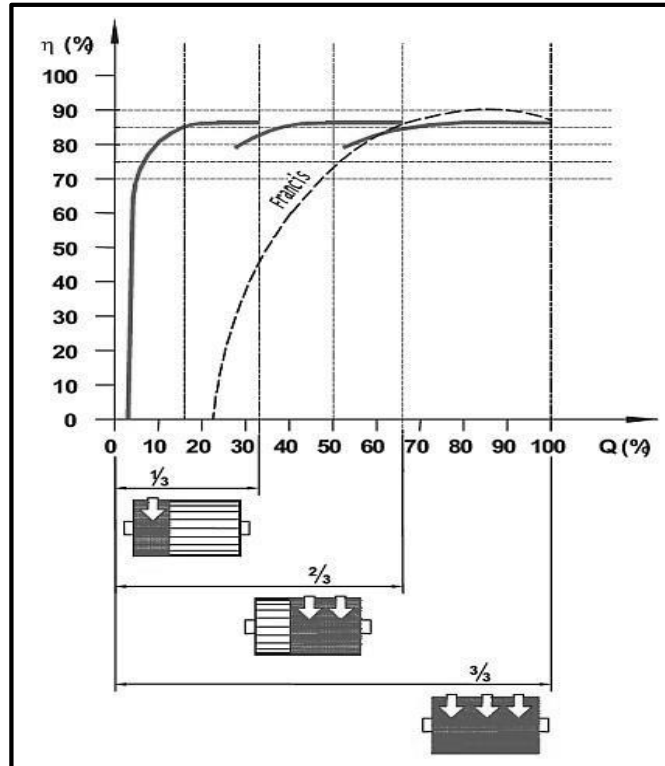


Figura 24: Curva de rendimiento de una turbina Banki Osseberger. (OSSBERGER, s.f.)

Su rendimiento máximo es inferior al 87%, pero se mantiene entre límites aceptables para caudales entre el 16% y el 100% del caudal máximo de diseño ($1/3$, $2/3$, $3/3$).

Las turbinas Michell-Banki son máquinas muy robustas, pueden operar con una amplia gama de caudales, por lo que resultan adecuadas para las centrales no conectadas a la red general que sirven a comunidades aisladas. Para saltos mayores a 100 m, a causa de su inferior rendimiento frente a las turbinas Pelton que sería su posible alternativa en este rango de saltos; la utilización con saltos menores que 100 m es más frecuente, especialmente en los casos en los que es ventajosa su capacidad de operar con caudales muy inferiores al nominal.

Una instalación típica de turbinas tipo Michell-Banki consta de los siguientes elementos que se desarrollarán a continuación:

Inyector

El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular - circular. El inyector es el que dirige el agua hacia el rotor a través de una sección que toma a una determinada cantidad de álabes, y que guía el agua para que entre al rotor con un ángulo determinado obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía. Esta conducción deberá poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida, así como un bajo nivel de pérdidas de carga, para lograr la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética.

El inyector puede tener distintas geometrías diferenciadas fundamentalmente por el ángulo de admisión y el órgano de regulación que posea, si es que éste existe.

Rotor

Se trata de la pieza más significativa de esta turbina, se caracteriza por tener forma de tambor o cilindro y está compuesta por un par de discos, entre los cuales se fijan periféricamente una cierta cantidad de álabes de perfil circular y de simple curvatura, por lo general se constituyen de acero lijado y están perfectamente pulido. Por lo general, los álabes se fijan a los discos mediante soldadura. Para grandes caudales y bajas alturas de instalación, se construyen con discos intermedios. La forma cilíndrica del rodete permite que la turbina pueda trabajar dentro de grandes rangos de variación de caudal con sólo darle la longitud conveniente.

El número de álabes óptimos varía entre 22 a 28, y está en función del diámetro del rotor que varía entre 200mm a 500mm. El perfil curvado de estos álabes hace que se produzca una fuerza axial limitada, de forma que se puede prescindir de un eje axial reforzado, que podría acarrear una complicada fijación.

Eje

Las turbinas Michell-Banki están equipadas con un eje horizontal pasante, anclado bilateralmente a dos cojinetes de empuje. Es decir que el flujo pasa a través de la parte interna del rotor. Esta construcción, por más que se tomen cuidados, no elimina la interferencia que causa el eje al flujo del agua, lo que disminuye el rendimiento.

Los cojinetes absorben todos los esfuerzos axiales derivados de la turbina, para posteriormente transmitirlos a la cimentación. Al mismo tiempo el rodete está centrado en el eje, por tanto, entre ambos cojinetes.

Otro tipo de eje es el que se llama, eje bridado, que exige un cuidado mayor durante la fabricación, tanto en el posicionamiento como en la fijación de las bridas a los discos laterales del rotor. Estas deben estar alineadas para el montaje de los rodamientos, con el objeto de evitar posibles vibraciones indeseables para la estabilidad del conjunto. En este tipo de eje es importante hacer una comprobación de la rigidez de la pieza, ya que ésta se ve perjudicada por la falta del eje pasante.

Carcasa

La carcasa soporta y cubre las partes de la turbina, además evita que agentes externos ingresen a ella. Se la construye totalmente en acero extremadamente robusto resistente a los impactos, para evitar posibles deformaciones en todo el conjunto. Para obtener una estructura rígida las chapas son ajustadas y abulonadas antes de la soldadura.

5.6 TURBINAS FRANCIS

Lleva ese nombre en honor al ingeniero James Bichano Francis (1815-1892). En la actualidad estas turbinas son las más frecuentes, porque cubre la gama de alturas netas y potenciales más usuales. Se encuentran dentro de la categoría de turbina de reacción de flujo radial, pues entre la entrada y salida de la misma existe un gradiente de presión.

Se encuentran turbinas Francis en saltos de 30 m, como también en saltos de 550 metros y con caudales que alcanzan los 200 m³/s y otras de solo 10 m³/s. Esta versatilidad ha hecho que la turbina Francis sea la turbina hidráulica más generalizada en el mundo hasta el momento actual. (Polo Encinas, 1976)

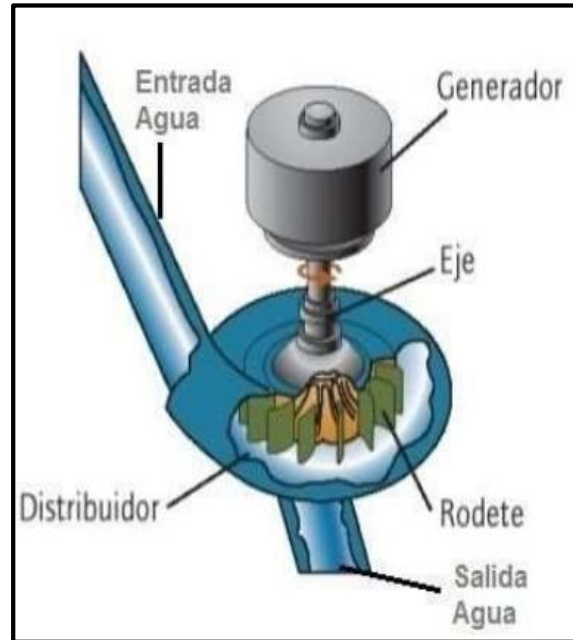


Figura 25 Turbina Francis. (Tecnología, s.f.)

Una instalación típica de las turbinas Francis, consta de los siguientes elementos que se desarrollaran a continuación:

Cámara espiral

La misión de esta pieza es distribuir el agua por toda la periferia del rodete a través de un órgano fijo llamado predistribuidor y de un órgano móvil de regulación de caudal que se denomina distribuidor. La cámara espiral está íntimamente ligada con el predistribuidor y el distribuidor. Realiza la admisión óptima del agua con dimensiones mínimas y rendimiento máximo. Esta se construye de hormigón o metálicas.

La cámara tiene una sección circular de diámetro decreciente, ya que debe conservar una velocidad constante y el caudal disminuye uniformemente desde la sección de entrada.

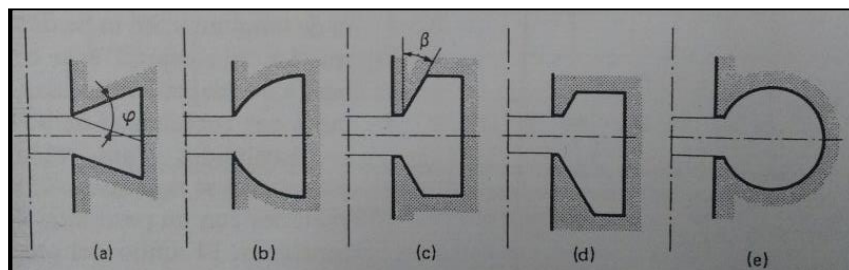


Figura 26: Secciones diversas de cámara espiral. (Mataix, 1975)

Predistribuidor

El predistribuidor, también conocido como estator de la turbina, tiene como finalidad transmitir a los cimientos de la central las cargas debidas al peso de los órganos fijos y móviles y al empuje axial sobre el rodete, es decir que sirve más bien como soporte.

Distribuidor

Es el nombre con que se conocen los álabes directores de la turbomáquina, su función es regular el caudal que entra en la turbina, a la vez de direccionar al fluido para mejorar el rendimiento de la máquina.

El distribuidor Fink es el distribuidor de todas las turbinas de reacción (Francis, Kaplan, hélice, Deriaz). Este distribuidor puede verse en dos posiciones: cerrada y abierta.

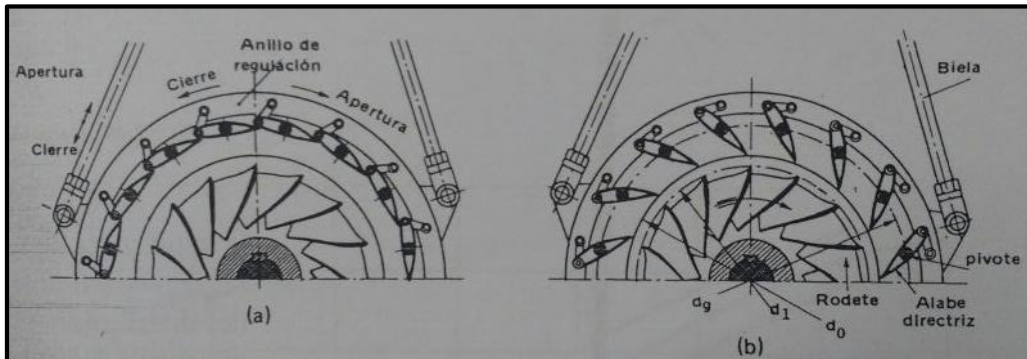


Figura 27: Distribuidor Fink; (a) Cerrado; (b) Abierto. (Mataix, 1975)

Los álabes del distribuidor se disponen regularmente a lo largo de una circunferencia concéntrica con el eje del grupo y puede girar simultáneamente alrededor de sus ejes, adoptando cualquier posición, ya sea cerrada o abierta. Los álabes, cuyo número total oscila entre 8 para las turbinas pequeñas y 28 para las grandes, deben ser intercambiables.

Rotor

Es el corazón de la turbina, ya que aquí tiene lugar el intercambio de energía entre la máquina y el fluido, pueden tener diversas formas dependiendo del número de giros específico para el cual está diseñada la máquina.

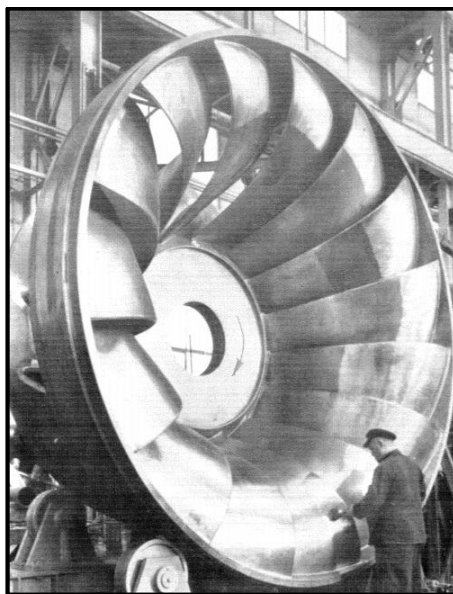


Figura 28: Rotor de una Turbina Francis. (Mataix, 1975)

Eje

El eje motor del rodete se transmite al eje de la turbina mediante una junta con pernos ya sea puede ser forjado con una brida en cada extremo y un agujero central para la inspección de la calidad de la forja o de construcción soldada. La unión del eje de la turbina y el eje del alternador se hace asimismo mediante una junta bridada.

Tubo de aspiración

Es la salida de la turbina. Su función es darle continuidad al flujo y recuperar el salto perdido en las instalaciones que están por encima del nivel de agua a la salida. En general se construye en forma de difusor, para generar un efecto de aspiración, el cual recupera parte de la energía que no fuera entregada al rotor en su ausencia.

5.7 TURBINA KAPLAN

La turbina Kaplan es la turbina hidráulica típica de reacción de flujo axial, y deben su nombre a su inventor, el Ingeniero Victor Kaplan (1876-1934). Es una turbina de hélices con álabes ajustables, de forma que la incidencia del agua en el borde de ataque del álabe pueda producirse en las condiciones de máxima acción, cualquiera que sea las condiciones de caudales o de carga. Se logra así mantener un rendimiento elevado a diferentes valores de potencia; característica importante para un rotor de hélice, pues es una de las deficiencias más notables que se advierten en las turbomáquinas de hélice de álabe fijo, en las cuales la incidencia del agua sobre el borde de ataque se produce bajo ángulos inapropiados, dando lugar a separación o choques, que reducen fuertemente el rendimiento de la unidad.

En la actualidad se aplica en saltos de pequeña altura, e instalándose en el otro extremo en saltos relativamente elevados hasta 50m en toda clase de potencias, y hasta más de 70m en potencias más moderadas.

La turbina Kaplan, además de mantener buen rendimiento en la regulación del gasto o con las oscilaciones de la carga por variación de la cota de nivel del embalse, permite también aumentar el caudal por unidad, para una determinada carga y por tanto la potencia, con lo cual se puede reducir el número de unidades en ciertos aprovechamientos hidráulicos y en consecuencia disminuir los costos de primera instalación.

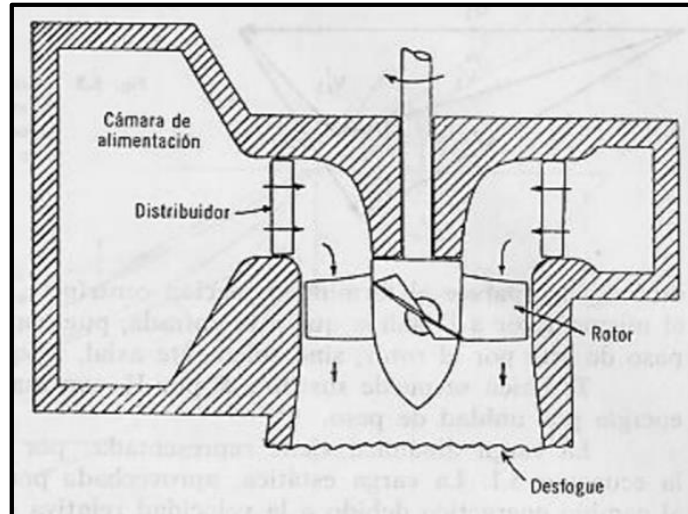


Figura 29: Turbina Kaplan. (Polo Encinas, 1976)

Otra característica importante que presentan es que pueden funcionar como máquinas reversibles, es decir como Turbina o como Bomba.

Los órganos principales de una turbina Kaplan son los que se describen a continuación:

Cámara de alimentación

Suele ser de concreto en muchos casos, debido a la gran capacidad de gastos que admite la turbina Kaplan. La sección puede ser circular o rectangular.

Distribuidor

Sigue a la cámara de alimentación, regula el gasto y además imprime al agua el giro necesario, proporcionando el ataque adecuado del agua a los álabes para una mejor transferencia de energía. Los álabes del distribuidor se ajustan automáticamente, de acuerdo con las necesidades de la potencia por medio de un servomotor ligado al regulador que controla la velocidad del eje del grupo turbina-generador.

Rotor

Es en forma de hélice, esta constituido por un robusto cubo, cuyo diámetro es del orden del 40% a 50% del diámetro total al extremo de los álabes, con 3-8 palas que pueden girar para conseguir la orientación más eficiente en función del salto existente y del caudal que se desea turbinar, lo que proporciona a estas turbinas una doble capacidad de regulación: mediante los álabes del distribuidor y mediante las palas del rotor.

El rotor consta de tres partes principales: el cubo, los álabes y el mecanismo de orientación.

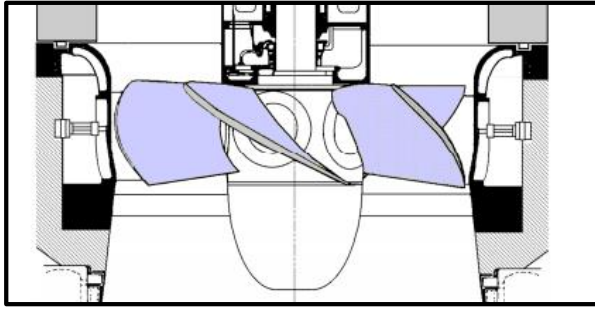


Figura 30: Rotor de una Turbina Kaplan. (Fernández Díez, 2002)

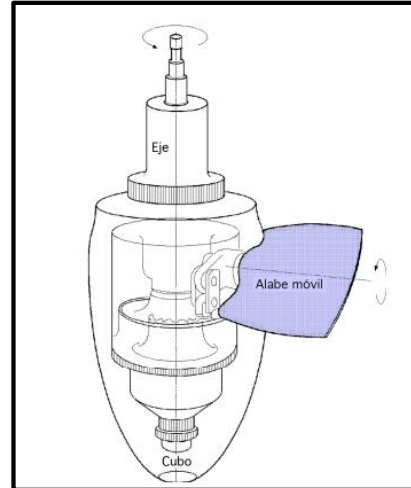


Figura 31: Disposición del cubo y el álabe móvil de una Turbina Kaplan. (Fernández Díez, 2002)

Álabes del Rotor

Las palas del rotor están situadas por debajo del plano medio del distribuidor, lo que induce un flujo axial.

Las palas se accionan por un servomotor situado en el propio cubo para la situación más favorable, logrando mantener prácticamente el mismo valor de rendimiento para diferentes condiciones de trabajo.

CAPÍTULO 6: PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

6.1 INTRODUCCIÓN

A continuación, se desarrollará el procedimiento de cálculo para una micro turbina Pelton en los principales elementos que la componen.

El rango típico de aplicación de la turbina Pelton se muestra en la figura 32. Estas turbinas se utilizan generalmente para alturas desde 30m hasta 1000m y caudales hasta 2m³/s.

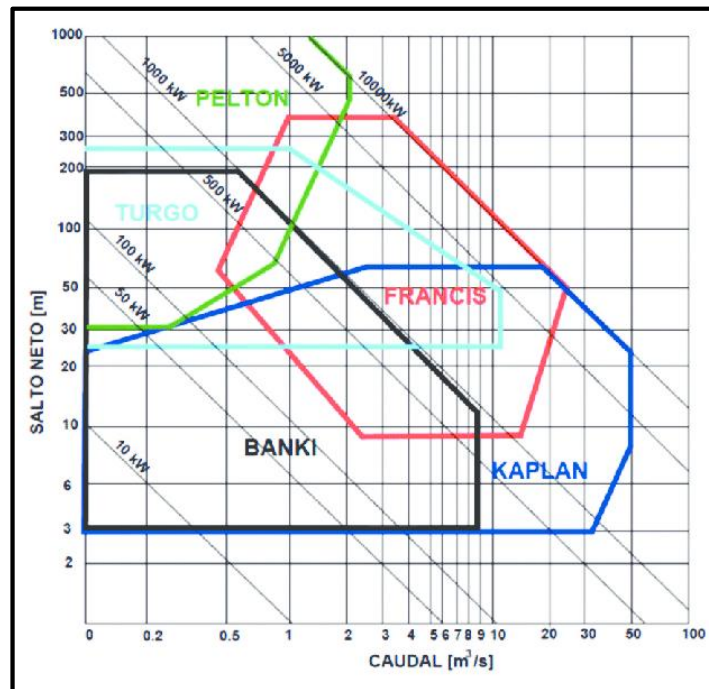


Figura 32: Diagrama Salto Neto vs. Caudal para selección del tipo de turbina hidráulica. (Fernández Mosconi, Audisio, & Marchegiani, 2003)

6.2 ALTURA BRUTA (H_B)

El aprovechamiento de los saltos o caídas de las masas de agua se producen por la existencia de desniveles en los cauces, tienen lugar no por la velocidad del agua sino por la presión que puede obtenerse al descender las mismas para aprovechar el trabajo que se produce por dicha caída. A esta altura se la conoce como altura bruta (H_B) y se puede determinar de varias formas, como ser a través de estación topográfica, eclímetro, entre otras.

6.3 ALTURA NETA (H_n)

La altura neta o de diseño es aquella energía aprovechable en forma de presión, consiste en restarle a la altura bruta las pérdidas de carga o fricción correspondientes, por lo general son producidas por el rozamiento del agua con las paredes de la tubería

de presión u otros accesorios, el resultado que se obtenga debe ser del lugar en donde se quiera emplazar el proyecto.

$$H_n = H_B - H_{rp} - H_{rs} \quad (6)$$

Donde H_{rp} son las pérdidas de fricción en la tubería de presión medida en metros ($H_{rp} = h_f$); H_{rs} son las pérdidas secundarias medidas en metros

6.4 CAUDAL DE DISEÑO (Q)

El caudal es la cantidad de agua que circula por un conducto y esta debe ser medida, pero como dichos caudales varían a lo largo del año, realizar una medida del caudal de forma instantánea resultaría un riesgo.

Sin embargo, es probable que algunas veces no exista información para hacer un estudio de hidrología, entonces la única forma es hacer mediciones instantáneas del caudal. Lo ideal es hacer mediciones a diario, aunque también se usan mediciones semanales y mensuales.

Algunos métodos que pueden utilizarse para medir el caudal pueden ser:

- Método del vertedero de pared delgada.
- Método del área y velocidad (medición con molinete hidrométrico u otras formas para poder obtener ambos datos).
- Método de la sección de control y regla graduada.

6.5 POTENCIA GENERADA (P)

La potencia generada se determina en función de los parámetros de diseño y las propiedades del fluido (agua).

$$P_{util} = P_{neta} \cdot \eta = (\rho \cdot g \cdot H_n \cdot Q) \eta \quad (7)$$

Donde P_{util} es la potencia generada medida en kilovatios; ρ es la densidad del agua, toma un valor de 1000Kg/m^3 ; g es la gravedad, toma un valor de $9,81 \text{m/s}^2$; η es el rendimiento total, se puede estimar, oscila entre 85% y 91%.

6.6 NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES

Para determinar el número de revoluciones a las que debe girar la turbina, se debe encontrar la velocidad síncrona, la cual depende de cuántos pares de polos tiene un generador, entonces se tiene:

$$n = \frac{60 \cdot f}{z} \quad (8)$$

Donde n es el número de revoluciones medida en revoluciones por minuto; f es la frecuencia medida en Hertz; z representa a los pares de polos, los números de polos existentes son: 2,4,6,8,10,12 o 16.

El rango de aplicación de la turbina Pelton está definida por el número de revoluciones específico (n_0).

$$n_0 = \frac{2\pi}{60} \frac{n \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{(g \cdot H_n)^{\frac{3}{4}}} \quad (9)$$

$$\left(n_s = \frac{n \cdot P_{\text{util}}^{1/2}(\text{HP})}{H^{5/4}} \right) \quad (10)$$

A través de la siguiente tabla, se pueden apreciar los diferentes tipos de turbinas que existen en función de n_0 y n_s .

Tabla 2: Tipo de turbina en centrales de gran altura, en función de n_0 (n_s). (Mataix, 1975)

n_0	n_s	Tipo de turbina
0,68 – 1,1	125 – 200	TF normal
0,27 – 0,68	50 – 125	TF lenta
0,16 – 0,38	30 – 70	TP múltiple
0,02 – 0,16	4 – 30	TP simple

Para aquella turbina Pelton que sea múltiple, se identifican diferentes tipos, que se pueden observar en la siguiente tabla.

Tabla 3: Tipos de turbinas Pelton múltiples en función de n_0 (n_s). (Mataix, 1975)

Turbina Pelton	Descripción	n_0 máximo (buen rendimiento)	n_s máximo (buen rendimiento)
Doble	1 rodete, 2 chorros; o 2 rodetes, 1 chorro por rodete.	0.185	34
Cuádruple	1 rodete, 4 chorros; o 2 rodetes, 2 chorros por rodete.	0.262	48
Séxtuple	1 rodete, 6 chorros.	0.321	59

6.7 TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

En la turbina Pelton, el chorro con velocidad absoluta C_1 golpea simétricamente a la arista mediana, dividiéndose en dos partes iguales y deslizándose sobre las dos mitades de esta, saliendo desviados con una velocidad relativa W_2 y ángulo de salida β_2 .

El ángulo a la entrada del rodete $\beta_1=0^\circ$, los diámetros de la rueda a la entrada y a la salida son iguales, por lo que las velocidades U_1 y U_2 también lo serán.

Velocidad del chorro a la salida de la tobera

El coeficiente de velocidad (K_c), depende de las pérdidas del inyector y su valor varía entre 0,97 – 0,99; con lo cual la velocidad del chorro a la salida de la tobera será:

$$C_i = K_c \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (11)$$

Donde C_i es la velocidad del chorro a la salida de la tobera medida en metros por segundos.

La velocidad del chorro a la salida de la tobera será igual a la velocidad absoluta en la entrada de la cuchara.

$$C_i = C_1 \quad (12)$$

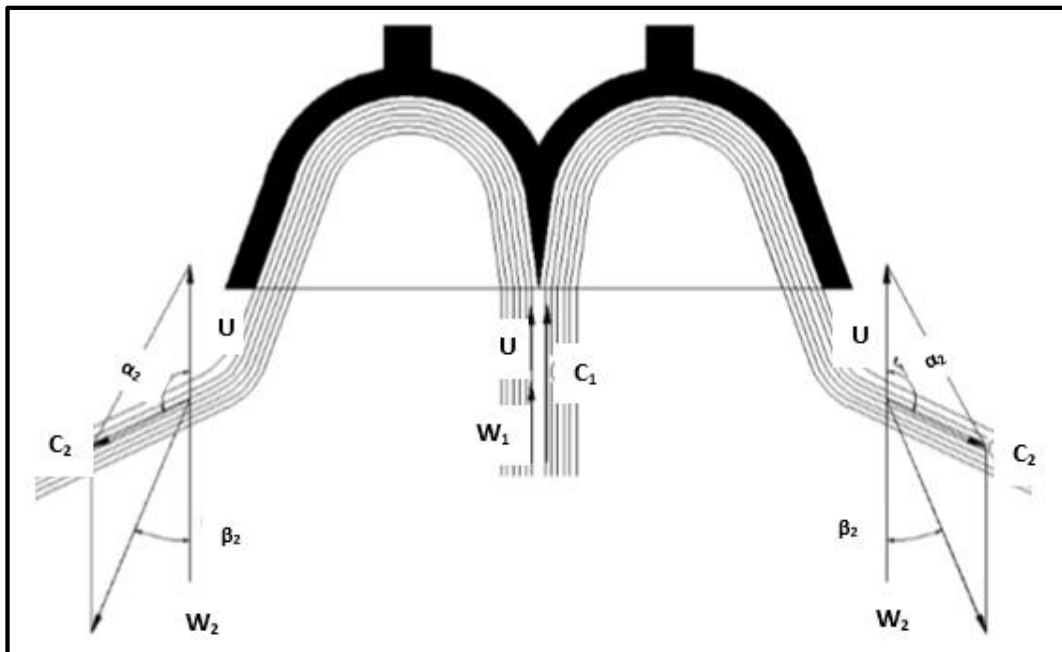


Figura 33: Velocidades en la cuchara de una turbina Pelton.

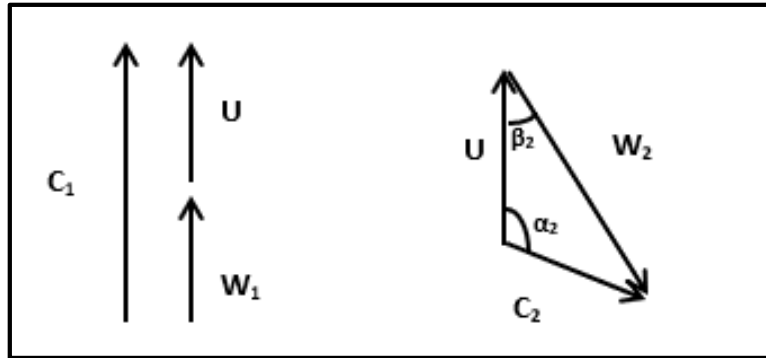


Figura 34: Triángulo de Velocidades de una Turbina Pelton.

Velocidad Tangencial

El coeficiente de velocidad periférica (K_u) varía entre 0,44 – 0,46; si este disminuye aumenta de forma lineal n_0 . Entonces, la velocidad tangencial se define de la siguiente manera:

$$U = K_u \sqrt{2 \times g \times H_n} \quad (13)$$

Donde U es la velocidad tangencial medida en metros por segundos.

En la práctica el ángulo de entrada α_1 no puede ser igual a cero para todas las partículas del chorro, ya que el rodete no se mueve con movimiento de traslación y la velocidad tangencial de cada punto de la cuchara es en general diferente. Por lo dicho precedentemente, es que se debe tener en cuenta dicho coeficiente, sirve para que la expresión sea considerada como teórica y no como ideal.

Por lo tanto, el ángulo de entrada α_1 debe tener cierto valor para dejar de cumplirse la teoría unidimensional, y adopta valores entre $22^\circ - 25^\circ$

Velocidad Relativa

Con la velocidad absoluta y la velocidad tangencial se procede a determinar la velocidad relativa de entrada de la siguiente manera:

$$W_1 = C_1 - U \quad (14)$$

Donde W_1 es la velocidad relativa de entrada medida en metros por segundos.

A la salida de la cuchara se forma el triángulo de velocidades, por lo tanto, la velocidad relativa a la salida tendrá en cuenta un coeficiente de velocidad relativa (K_f), que depende de la continuidad y de considerar al chorro de agua que pierde velocidad por efecto de la fricción con la superficie de la cuchara, su valor varía entre 0,96 – 0,98; entonces:

$$W_2 = K_f(C_1 - U) \quad (15)$$

Donde W_2 es la velocidad relativa de salida medida en metros por segundos.

Velocidad Absoluta a la salida de la cuchara

Para obtener el rendimiento máximo real de la velocidad absoluta de salida, C_2 deberá ser perpendicular a U_2 .

$$tg\beta_2 = \frac{C_2}{U} \rightarrow C_2 = U \cdot tg\beta_2 \quad (16)$$

Donde C_2 es la velocidad absoluta a la salida de la cuchara medida en metros por segundos; β_2 es el ángulo de salida, debe adoptarse un valor comprendido entre 5° - 20° .

6.8 RENDIMIENTO

El rendimiento hidráulico de las Turbinas Pelton depende: (Mataix, 1975)

- De la forma de las cucharas, así como del paso y orientación de las mismas.
- Del rozamiento en el inyector.
- De todo lo que contribuye a la creación de un chorro circular y compacto.

Resultan de mejor rendimiento las de eje horizontal de un solo rodete y un solo chorro.

Rendimiento del distribuidor o inyector

$$\eta_d = \frac{\text{altura dinámica del chorro}}{\text{altura neta}} = \frac{C_1^2/2g}{H_n} = \frac{(K_c\sqrt{2gH_n})^2}{2gH_n} = K_c^2 \quad (17)$$

Este rendimiento debe estar comprendido entre los siguientes valores:

$$94\% \leq \eta_d \leq 98\%$$

Rendimiento Hidráulico, Volumétrico y Mecánico

Estos rendimientos, respectivamente, deben estar comprendidos entre los siguientes valores:

$$0,90 \leq \eta_h \leq 0,93$$

$$0,97 \leq \eta_v \leq 0,99$$

$$0,97 \leq \eta_m \leq 0,995 \rightarrow \text{según la potencia de la turbina Pelton}$$

6.9 PROYECTO DEL INYECTOR

Es conveniente diseñar el inyector de manera que exista proporcionalidad entre la turbina y la traslación X de la aguja a partir de la obstrucción total de la tobera. Suponiendo, como sucede en la realidad, que K_c no varía imprescindiblemente con el caudal, entonces la potencia será proporcional al caudal y éste a la sección de paso de

la tobera normal al flujo. Tenemos que X es el avance de la aguja para que se cumpla dicha proporcionalidad.

Diámetro del chorro

La dimensión de la tobera está en función del diámetro del chorro (medido en metros), el cual se determina de la siguiente manera:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot K_c \cdot \sqrt{2gH_n}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot C_1}} \quad (18)$$

Caudal nominal

$$Q_N = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot C_1 \quad (19)$$

Donde Q_N es el caudal nominal medido en metros cúbicos por segundo.

Diámetro de salida de la tobera

$$d = \frac{1}{C_c} \cdot d_0 \quad (20)$$

Donde d es el diámetro de salida de la tobera, medido en metros; C_c es el coeficiente de contracción, debe adoptarse un valor comprendido entre 0,87-0,8.

Dimensiones de la tobera

En la siguiente tabla se puede observar las restantes dimensiones de la tobera en función del diámetro del chorro.

Tabla 4: Dimensiones de la tobera en función del diámetro del chorro. (Hernández & Indacochea, 1988)

	a	α_0	α_1	d_t	X	d_v	b	d_2	l	r	d_1
Desde	1,42 d_0	40°	60°	1,1 d_0	0,5 d_0	0,58 d_0	3,25 d_0	4,5 d_0	6 d_0	15 d_0	2,5 d_0
Hasta	1,62 d_0	60°	90°	1,4 d_0	0,16 d_0	0,16 d_0	3,7 d_0	4,6 d_0	12,1 d_0	25 d_0	4 d_0

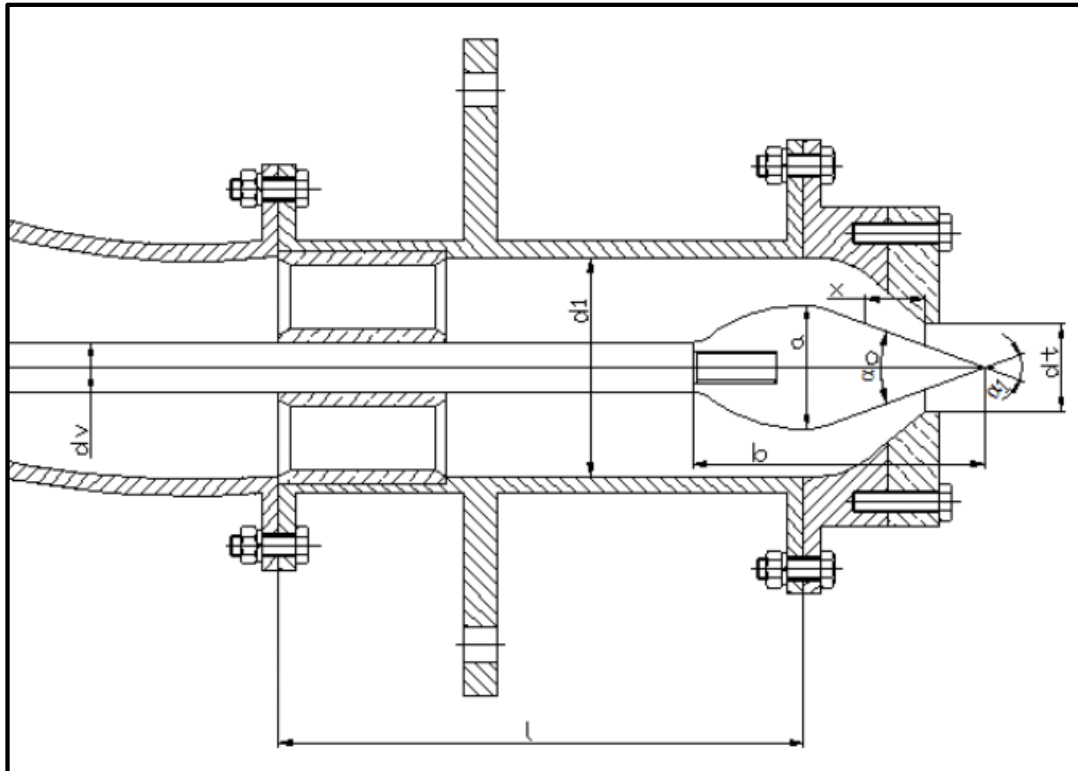


Figura 35: Dimensiones de la tobera. (Bustamante Cabrera & Arias Reyes, 2008)

El bulbo

El radio de curvatura del bulbo debe de ser grande, a fin de evitar los desprendimientos, y el diámetro b de este suele hacerse de manera que:

$$b = (1,25 \text{ a } 1,30) \cdot d \quad (21)$$

El diámetro d de salida de la tobera, medido en metros, se diseña de manera que el diámetro máximo del chorro se alcance cuando todavía valga el siguiente valor:

$$L = \frac{d}{2} \quad (22)$$

Los valores comunes que se atribuye el bulbo es hacer

$$20^\circ \leq \gamma \leq 30^\circ$$

$$30^\circ \leq \varepsilon \leq 45^\circ$$

El vástago

La carrera del vástago de la válvula de aguja suele hacerse mayor que la necesaria para obtener el diámetro máximo del chorro, a fin de disponer de una reserva de potencia.

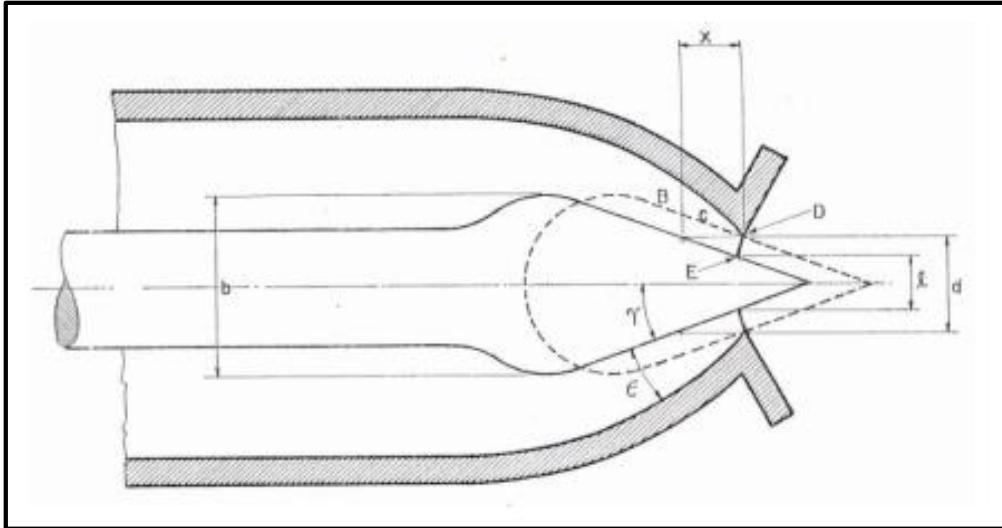


Figura 36: La carrera del vástago de la válvula de la aguja. (Hernández & Indacochea, 1988)

Fuerza necesaria para mover la válvula de la aguja

Para el diseño del sistema de regulación es esencial un conocimiento de la fuerza necesaria para mover la válvula de aguja, así como la reducción de éste a un mínimo; procurando además que sea aproximadamente constante en toda la carrera. Sobre la válvula de aguja del inyector cerrado actúa la fuerza hidrostática que el agua ejerce sobre el bulbo de la válvula de aguja y la prensaestopas. La fuerza total hidrostática, medida en Newton, será:

$$F_h = \rho \cdot g \cdot H_B \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - e^2) \quad (23)$$

Al abrirse el inyector con el desplazamiento de la aguja la fuerza hidrodinámica va disminuyendo la presión alrededor del bulbo. El valor exacto de la fuerza hidráulica en este caso sólo puede obtenerse mediante el experimento, valiéndose de un dinamómetro de resorte intercalado entre el vástago de la válvula y su mando. Obtenida dicha fuerza experimentalmente es posible crear mediante un resorte una fuerza elástica, de manera que combinando el diámetro del embolo de la prensaestopas y la constante K del resorte, permite reducir a su mínimo la fuerza total y hacerla prácticamente constante.

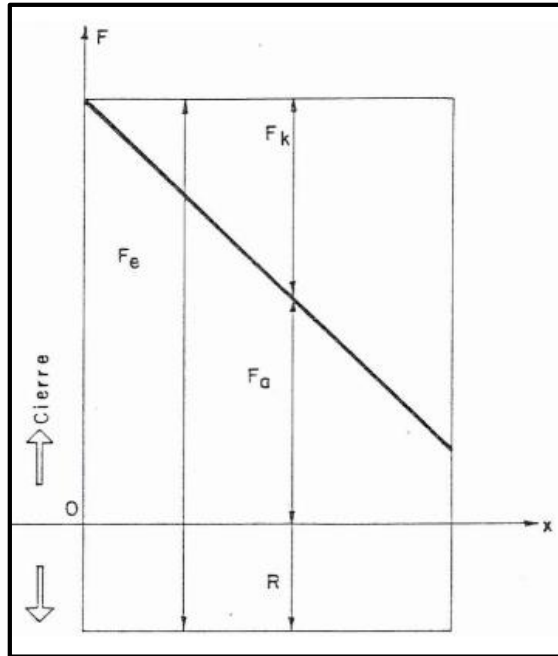


Figura 37: Esquema de fuerzas del inyector en función de la apertura de este. (Hernández & Indacochea, 1988)

En el esquema con el inyector cerrado la fuerza sobre la aguja F_a es máximo y decrece linealmente a medida que el inyector se abre, y siempre es una fuerza de cierre. La fuerza sobre el embolo de la prensaestopa F_e es constante y siempre es una fuerza de apertura. El resorte ejerce una fuerza nula cuando el inyector permanece cerrado, y una fuerza de cierre F_k , creciente con la apertura del inyector. La resultante R de las tres fuerzas es muy pequeña y aproximadamente constante, con lo que se estaría consiguiendo reducir al mínimo la fuerza total ejercida sobre el inyector y lograr que dicha fuerza sea lo más constante posible.

$$F_a = \rho \cdot g \cdot H_B \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \quad (24)$$

$$F_e = \rho \cdot g \cdot H_B \cdot \frac{\pi}{4} \cdot e^2 \quad (25)$$

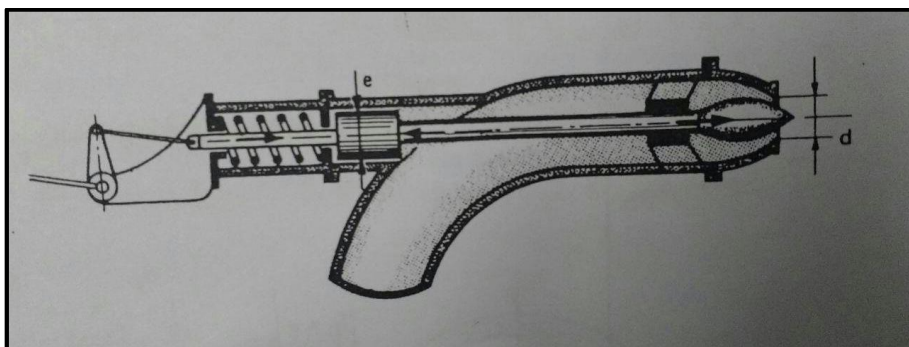


Figura 38: Resorte en el Inyector de una Turbina Pelton. (Mataix, 1975)

6.10 PROYECTO DEL RODETE

Los álabes del rodete tienen la forma de cuchara. Cada cuchara queda dividida simétricamente en dos partes por una arista central, cada parte tiene aproximadamente la forma de una elipse, estas representan la parte más importante de la turbina. Su construcción ha de poder resistir el empuje máximo del chorro cuando la turbina está parada, y la fuerza centrífuga máxima cuando el rodete se embala.

Para saltos pequeños las cucharas se construyen de fundición de hierro y para saltos mayores, de bronce o mejor de acero inoxidable. Una pulimentación final de las cucharas es necesaria, para disminuir las pérdidas por fricción y para evitar concentraciones de esfuerzos que pueden conducir al agrietamiento. Estas se construyen individualmente o por pares, provistas en cada caso de patas para su fijación por bulones al disco del rodete, el cual a su vez va enganchado al eje de la turbina.

Las dimensiones de la cuchara son proporcionales al diámetro del chorro del inyector.

El proyecto del rodete exige determinar:

- Número de cucharas.
- Orientación de las cucharas.
- Forma de las cucharas.

Paso máximo y número de cucharas

Como se puede observar en la figura 39, el número de álabes Z y el paso angular θ están ligados por la siguiente relación: (Mataix, 1975)

$$\theta = \frac{2\pi}{Z} \quad (26)$$

Para simplificar supondremos que la arista de entrada del álabe es una recta paralela al eje de rotación, y que el chorro es un cilindro perfecto constituido por partículas dotadas todas de la velocidad C_1 .

El análisis se puede realizar de forma gráfica utilizando la figura 39, donde se puede observar que los puntos B y B' son los puntos en que la trayectoria, que suponemos horizontal, de las partículas inferiores del chorro cortan al diámetro de las puntas de los álabes (D_p).

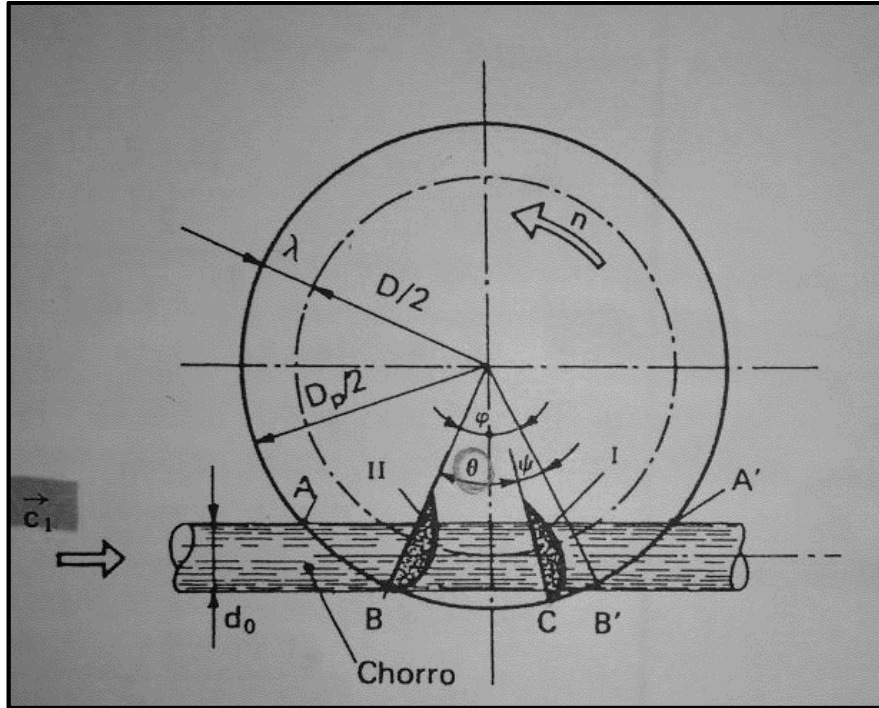


Figura 39: Cálculo del paso de un rodete Pelton. (Mataix, 1975)

Por la geometría se tiene:

$$\lambda = \frac{D_p - D}{2} \quad (27)$$

Donde D_p es el diámetro de las puntas de los álabes, medido en metros; D es el diámetro característico del rodete, medido en metros. Ambas se definen de la siguiente manera:

$$D = \frac{u \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{K_u \sqrt{2gH_n} \cdot 60}{\pi \cdot n} \quad (28)$$

$$D_p = D + 2 \cdot d_0 \quad (29)$$

Se determinan los valores del paso angular y del paso medio en la circunferencia:

$$\varphi = \cos^{-1} \left(\frac{1 + \delta}{1 + 2K\delta} \right) \quad (30)$$

Donde φ es el paso angular, medido en rad; K es la relación existente entre los diámetros de paso, de cresta y diámetro del chorro; δ es la relación de diámetros, medido en metros. Ambas se definen de la siguiente manera:

$$K = \frac{1}{2} \frac{D_p - D}{d_0} \quad (31)$$

$$\delta = \frac{d_0}{D} \quad (32)$$

Debe verificarse que la relación de diámetros se encuentre dentro de un buen rendimiento, y esto se puede apreciar mediante la siguiente tabla, la cual sólo se aplica para turbinas Pelton de un solo chorro.

Tabla 5: Límites (rendimientos) de la relación de diámetros y del número de revoluciones específico de las turbinas Pelton de un solo chorro. (Mataix, 1975)

Límite de Aplicación	$\delta = d_0/D$	$n_0 = 1,31 \cdot \delta$	$n_s = 238 \cdot \delta$
Límite mínimo (mal rendimiento)	1/100	0.013	2.4
Límite mínimo práctico (buen rendimiento)	1/30	0.044	7.9
Límite máximo (mal rendimiento)	1/7	0.187	34
Límite máximo práctico (buen rendimiento)	1/9	0.145	26.4

Entonces el valor del ángulo, medido en radianes, se encuentra comprendido entre la arista de la cuchara y el punto máximo de salida del chorro de agua, se expresa:

$$\psi = \frac{2K_u}{K_c} \sqrt{(1 + 2K\delta)^2 - (1 + \delta)^2} \quad (33)$$

Donde K , K_u y K_c son coeficientes en función de n_0 .

El valor del paso máximo, medido en radianes, se expresa:

$$\theta = 2\varphi - \psi \quad (34)$$

El paso máximo en la circunferencia, medido en metros, se expresa:

$$t = (2\varphi - \psi) \frac{D}{2} \quad (35)$$

Como ya se dijo, el número teórico de cucharas Z y el paso angular θ están ligados por la relación expresada en la ecuación 26. Sin embargo, no es la única relación que permite obtener el número teórico de cucharas, también existen otras como las que se presentan a continuación.

(Polo Encinas, 1976)

$$Z = \frac{1}{(1,4 \text{ ó } 1,6)} \frac{\pi \cdot D}{d_0} \quad (36)$$

(Leon Ribero & Riveros Santos, 2008)

$$Z = \frac{\pi D}{(2)d_0} \quad (37)$$

Por otro lado, el "Apunte para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas- Volumen II- Turbinas Pelton" propone la siguiente tabla, la cual permite conocer el número de cucharas a través de la relación diámetro del rodete y diámetro del chorro:

Tabla 6: Número de cucharas en función de la relación diámetro del rodete y diámetro del chorro. (Hernández & Indacochea, 1988)

D/d ₀	NÚMERO DE CUCCHARAS	
	Z _{mín}	Z _{máx}
15	21	27
14	21	26
13	20	25
12	20	24
11	19	24
10	18	23
9	18	22
8	17	22
7,5	17	21

El número de cucharas también se puede calcular en función de n_0 y n_s .

Tabla 7: Número de cucharas en función de n_0 y n_s . (Mataix, 1975)

Número específico de revoluciones	Número de cucharas
n_s	Z
4	40
6	37
8	34
10	30
12	28
14	26
18	22
22	20
26	17
32	15

Si n_0 es bajo (turbinas Pelton son lentas) conviene tomar un valor de paso bastante menor (0,65 – 0,85) que el valor obtenido por el cálculo, a fin de asegurar el aprovechamiento total de todas las partículas del chorro.

No obstante, hay que tener en cuenta que al disminuir el paso y aumentar el número de álabes por una parte se aumenta el rozamiento y por otra puede resultar muy difícil la fijación de los álabes en el rodete.

Por el contrario, si el n_0 es elevado (turbina Pelton son rápida) el valor del paso sólo podrá ser ligeramente menor que el valor obtenido por el cálculo a fin de favorecer la evacuación de las partículas líquidas.

Finalmente, a través de los cinco análisis realizados precedentemente, se puede terminar de definir el número de cucharas correspondiente para la turbina Pelton.

Orientación de las cucharas en el rodete

La orientación óptima se determina experimentalmente en el laboratorio. Según la figura 40, se puede observar cómo es el análisis que se hace para un álabe I en dos posiciones (I' y I'').

En la posición I' su punta justamente roza la trayectoria de las partículas inferiores del chorro en el punto C': momento en que el álabe I empieza a recibir la totalidad del chorro. En la posición I'' el centro de gravedad G'' de toda la masa de fluido que se aplicará sobre el álabe I, llega al fondo mismo del álabe. Lo que interesa, es que el álabe esté orientado de manera que la velocidad relativa del chorro, sea normal a las curvas de nivel de la cuchara, tal como se observa en la figura 40. En la posición I'' se desconoce aún la orientación del álabe; pero como se conoce ya el paso, se sabe que la punta de la cuchara II en ese mismo instante se encuentra en A y empezará ésta a desviar el chorro.

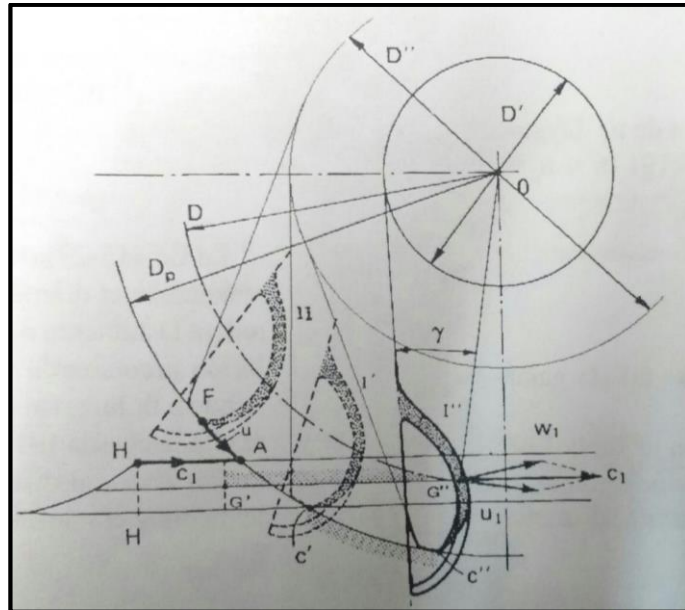


Figura 40: Orientación de las cucharas Pelton. (Mataix, 1975)

A partir de dicho análisis se determinó una fórmula empírica que define el diámetro D'' de una circunferencia con centro en O, cuyas tangentes determinan la orientación de las aristas de las cucharas.

$$\frac{D}{D''} = \frac{\left(7,87 \left(\frac{D}{d_0}\right) - 26\right)}{Z} \quad (38) \rightarrow \text{Despejo para obtener } D''$$

Donde D'' representa el diámetro de orientación.

Definida la orientación se puede determinar el ángulo de talonamiento, que es el ángulo formado por la arista de la cuchara y la parte posterior de la misma, el ángulo de talonamiento se puede verse en función del número de cucharas y de la relación de diámetros del rodete y del chorro según la *Tabla 8*.

Tabla 8: Ángulos de talonamiento recomendados. (Hernández & Indacochea, 1988)

$\frac{D}{d_0}$	Número de cucharas (Z)										
	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
15	38°	38°	37°	37°	36°	36°	35°				
14		37°	37°	36°	35°	35°	34°				
13			36°	36°	35°	35°	34°	33°			
12				35°	34°	34°	33°	32°			
11				35°	34°	33°	33°	32°	31°		
10					34°	33°	32°	31°	30°	30°	
9						34°	33°	32°	30°	30°	
8						35°	34°	33°	31°	30°	29°
7,5						35°	34°	32°	31°	31°	29°

Para determinar la orientación de borde de la cuchara con respecto al centro de giro del rodete, se puede utilizar la siguiente relación práctica:

$$\frac{D'}{D} = \frac{\left(5,3 - 0,12 \cdot \left(\frac{D}{d_0}\right)\right)}{Z} \quad (39) \rightarrow \text{Despejo para obtener } D'$$

Donde D' representa el diámetro del círculo, cuyas tangentes definen la orientación del borde de la cuchara.

La orientación de la cuchara y su ángulo de talonamiento son factores determinantes para obtener buenas eficiencias.

En la figura 41 se muestran las tres posiciones que tendrá el álabe I:

- Empieza a entrar en contacto con el chorro en el punto A.
- El álabe se encuentra en el punto E y desvía ya la mitad del chorro. La velocidad de la punta del álabe es U_p y la del chorro es C_1 .
- Se desvía ya todo el chorro.

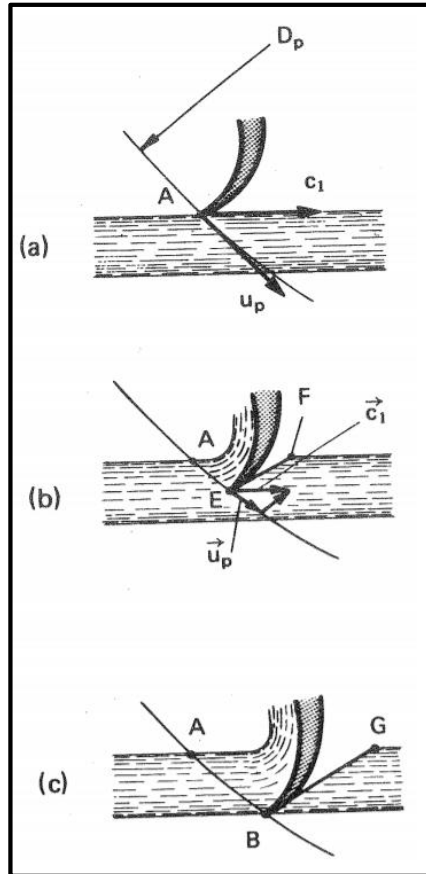


Figura 41: Posiciones del álabo I. (Mataix, 1975)

Forma de la cuchara

El diseño de la cuchara es delicado, ya que el ángulo de ataque con que el chorro incide en la cuchara va variando constantemente, porque la cuchara gira, mientras que el chorro mantiene siempre una trayectoria rectilínea. El ideal del diseño de la cuchara sería que la tangente a la trayectoria relativa del chorro con relación al punto de ataque del rodete considerado sea tangente a la superficie de la cuchara en dicho punto. De lo contrario se originaría un choque a la entrada, y disminuiría el rendimiento.

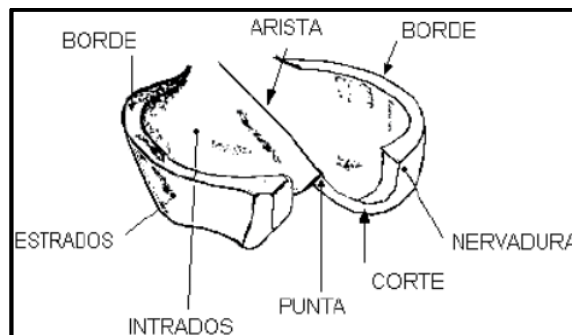


Figura 42: Cálculo del paso de un rodete Pelton. (Hernández & Indacochea, 1988)

Se utilizará el método de las trayectorias relativas para el diseño de la cuchara, el cual consiste en trazar las trayectorias relativas de cuantas partículas sea preciso antes de ser desviadas por la cuchara a fin de conformar éste en cada punto de su superficie de

manera que se evite el choque. La cuchara ha de tener también una forma conveniente para que salga el agua de esta después de haber cedido totalmente su energía al rodete. La trayectoria relativa de una partícula del chorro es la trayectoria que sigue con relación al rodete antes de entrar en él, en cambio después de entrar al rodete, la trayectoria relativa viene determinada por la forma que se haya dado a la cuchara.

En la figura 43 se ha trazado, a modo de ejemplo, la trayectoria del punto E, donde el eje del chorro corta al diámetro de las puntas de las cucharas D_p . Siendo U_1 la velocidad de un punto cualquiera del rodete en el diámetro característico D , se verificará que:

$$U_p = U \frac{D_p}{D} \quad (40)$$

En el tiempo τ_0 en que el punto E del chorro recorre la distancia EE' siendo:

$$\tau_0 = \frac{EE'}{C_1} \quad (41)$$

El rodete habrá girado un ángulo ϕ , y un punto en el diámetro D_p habrá recorrido un arco HE' tal que:

$$\tau_0 = \frac{HE'}{U_p} = \frac{HE' D}{U_1 D_p} \quad (42)$$

E igualando las ecuaciones 41 y 42 se tiene:

$$HE' = EE' \frac{U_1 D_p}{C_1 D} \quad (43)$$

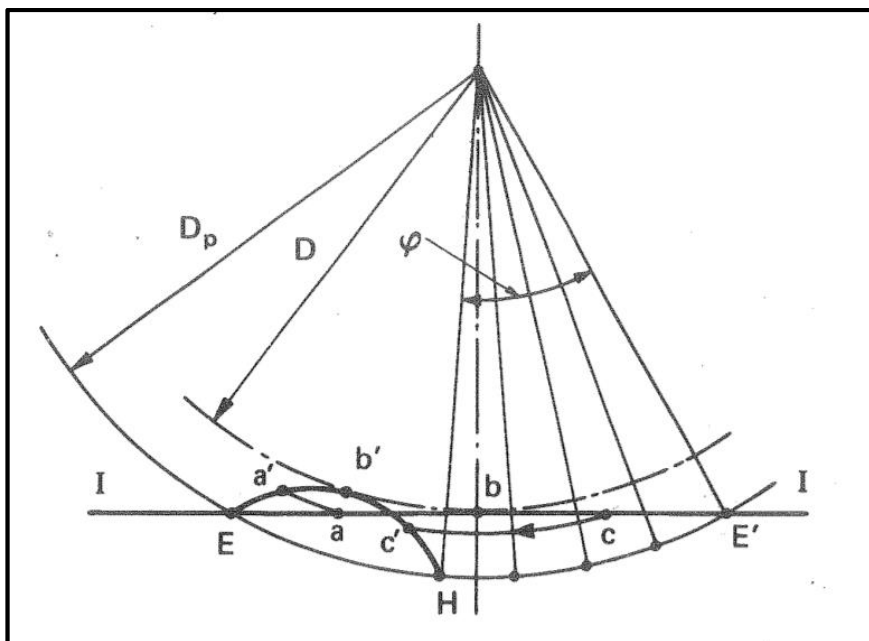


Figura 43: Cálculo de las trayectorias relativas en una turbina Pelton. (Mataix, 1975)

Se divide el segmento EE' en n partes iguales, en este caso cuatro (E, a, b, c y E'). En el tiempo en que la partícula recorre la n -sima parte de su trayectoria, el rodete habrá

girado la n-sima parte del ángulo φ . Se divide el ángulo φ en n partes iguales, en este caso cuatro.

Si desde los puntos a, b, c, otros se llevan hacia atrás arcos iguales a:

$$\frac{\varphi}{n}, \frac{\varphi}{n-1}, \frac{\varphi}{n-2}, \text{etc.}$$

Se obtendrán otros tantos puntos a', b', c', otros de la trayectoria relativa.

De la misma manera se pueden trazar las trayectorias relativas de cualquier otro punto del disco de diámetro D_p .

El movimiento de las partículas del chorro en la cuchara será como se indica en la figura 44:

- 1) La velocidad relativa de las primeras partículas del chorro que inciden en la cuchara seguirá aproximadamente la trayectoria 1.
- 2) Cuando el chorro completo incida en el centro del álabe la trayectoria relativa será la 2, entonces la arista divide en dos partes el chorro, saliendo el agua simétricamente por ambas aristas laterales de la cuchara.
- 3) Instantes después la trayectoria relativa será aproximadamente la línea 3.

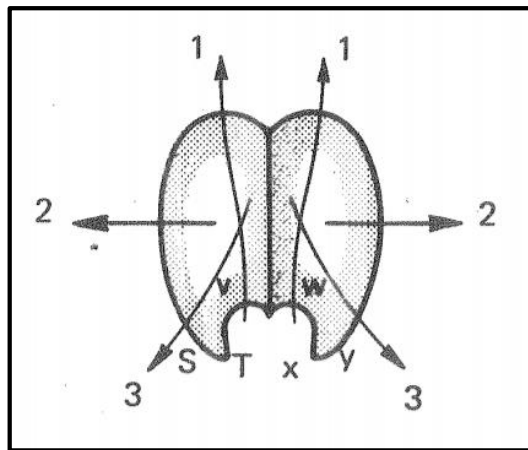


Figura 44: Trayectoria de las diversas partículas de agua en la cuchara. (Mataix, 1975)

Al igual que el inyector, las dimensiones de las cucharas son proporcionales al diámetro del chorro.

Tabla 9: Dimensiones de la cuchara en función del diámetro del chorro. (Hernández & Indacochea, 1988)

	B	L	D	f	M	e	β_1	β_2	l	β_3	β_4
Desde	2,5d ₀	2,5 d ₀	0,85 d ₀	0,8 d ₀	1 d ₀	0,3 d ₀	10°	4°	1,6 d ₀	2°	0°
Hasta	4 d ₀	3,5 d ₀	1,3 d ₀	1,1 d ₀	1,2 d ₀	0,6 d ₀	30°	20°	1,7 d ₀	5°	20°

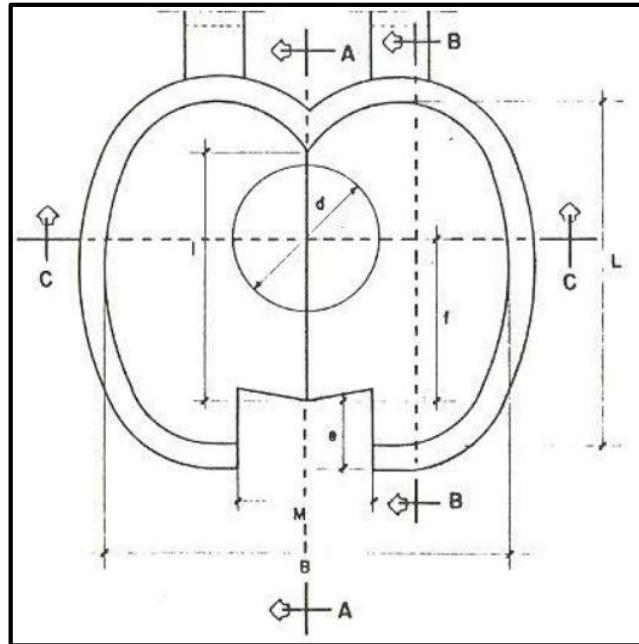


Figura 45: Cuchara de una turbina Pelton (planta). (Hernández & Indacochea, 1988)

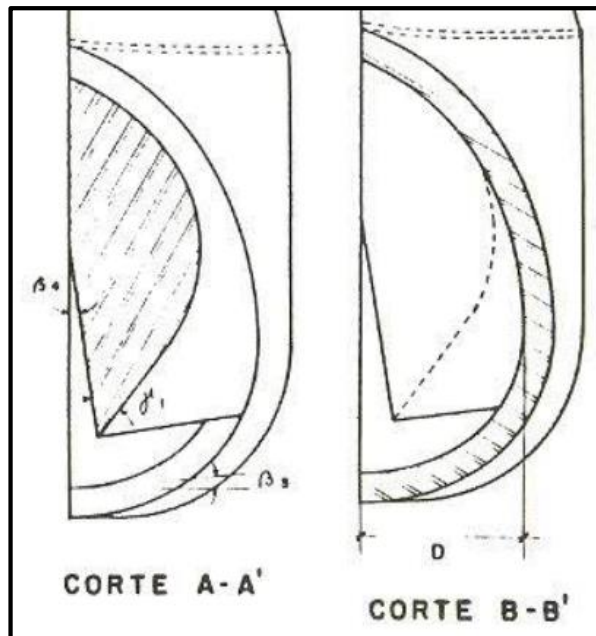


Figura 46: Cuchara de una turbina Pelton (corte A-A' y B-B'). (Hernández & Indacochea, 1988)

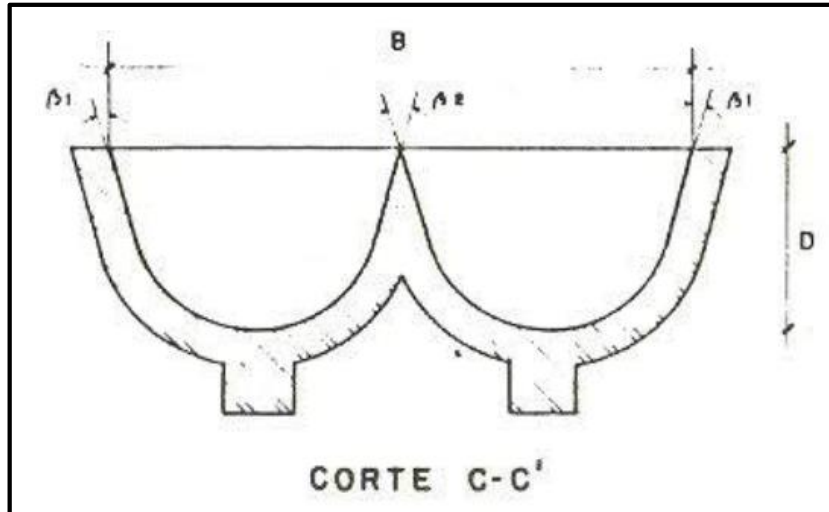


Figura 47: Cuchara de una turbina Pelton (corte C-C'). (Hernández & Indacochea, 1988)

La escotadura inferior de la cuchara, denominada a veces la boca de la cuchara, admite múltiples diseños, y su forma óptima en cada caso se ha de determinar experimentalmente. En planta la escotadura puede estar formada por un solo arco de curvas o varios, a veces lateralmente está formado por líneas rectas y paralelas.

En la figura 48, se han acotado junto con el diámetro D característico de la turbina, los diámetros de los extremos de la arista del álabe, donde comienza la escotadura y el diámetro exterior del rodete.

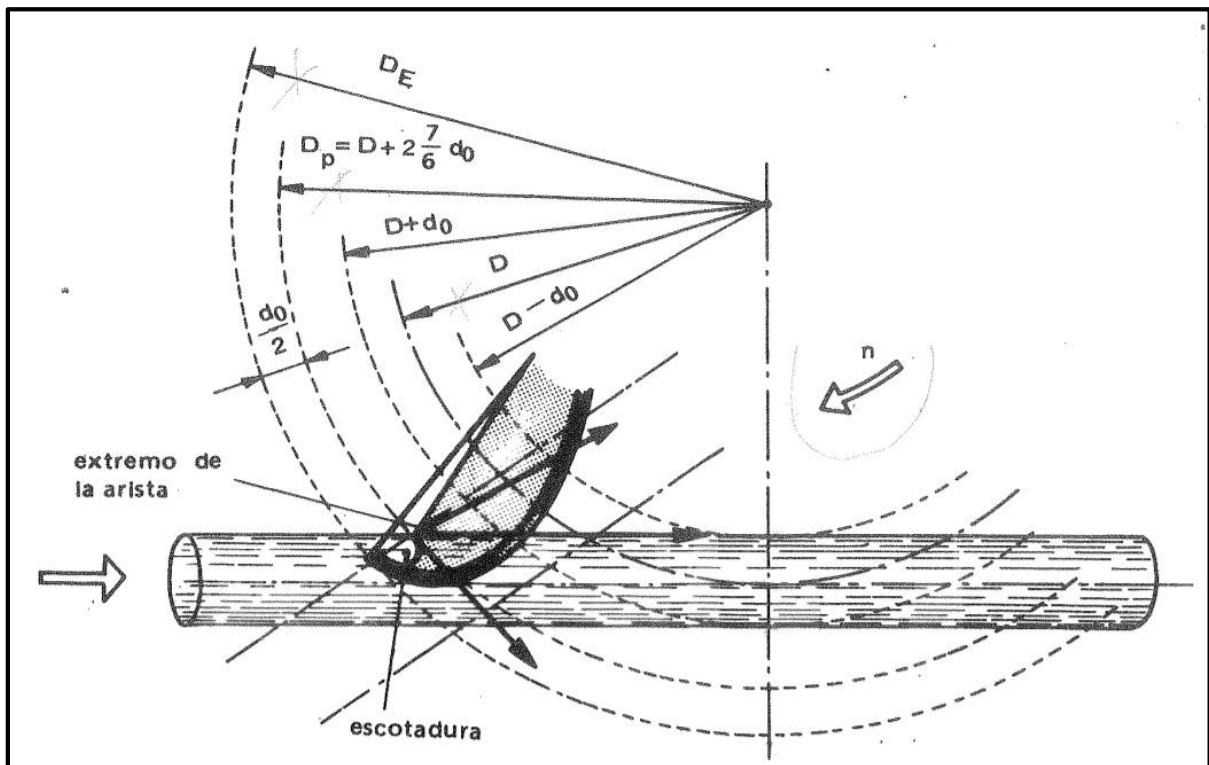


Figura 48: Acotaciones de diámetros en las turbinas Pelton. (Mataix, 1975)

6.11 PROYECTO DE LA CAJA DE LA TURBINA PELTON

La caja o cámara donde se aloja el rodete puede ser de fundición o de chapa, debe de poder resistir la fuerza del chorro que se proyecta fuera del rodete cuando la Turbina Pelton se embala.

En las Turbinas Pelton de eje horizontal se construye de manera que quede dividida en dos partes por un plano horizontal para facilitar la revisión del rodete. El rodete desagua hacia los lados y el ancho de la caja debe ser aproximadamente 4 a 5 veces el ancho de una cuchara. Por la parte superior de la caja el juego entre la caja y el rodete es muy pequeño. La parte inferior de la caja se fija con pernos a un bastidor metálico embebido en el cemento. La empaquetadura del eje consiste en un manguito de cuero y una cámara que recoge el agua que escapa y la devuelve al nivel inferior. Con frecuencia la caja se apantalla interiormente para evitar las interferencias entre los chorros y el rodete.

CAPÍTULO 7: MEMORIA DE CÁLCULO

7.1 CÁLCULOS PRELIMINARES

Es importante, en primera instancia, hacer una relación de cuánta energía se necesita entregar para la provisión de iluminación y el uso de un artefacto. Suponiendo ocho (8) bombillas LED cuyo consumo, cada una, es de 15W y un artefacto, como ser la heladera cuyo consumo es de 400W, por lo tanto:

$$P_{util} = (15W \cdot 8) + 400W = 520W = 0,52KW$$

Adoptando el suministro de 1KW (1,34HP) para suministrarle a una Zona Rural, y en las cercanías existe un salto hidráulico de unos 38 metros. Asumiendo que la eficiencia total del sistema (η) es 0,85. Entonces la Potencia útil entregada es:

$$P_{util} = P_{neta} \cdot \eta = (\rho \cdot g \cdot H_n \cdot Q)\eta \quad [KW]$$

Despejando:

$$Q = \frac{P_{util}}{\rho \cdot g \cdot H_n \cdot \eta} = \frac{1KW}{1000 \cdot 9,81 \cdot 38m \cdot 0,85} = 0,0032 \text{ m}^3/\text{s} = 3,2 \text{ L/s}$$

La Potencia al eje de la turbina será:

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \cdot \eta}{K} = \frac{1000Kg/m^3 \cdot 9,81m/s^2 \cdot 0,0032m^3/s \cdot 38m \cdot 0,85}{1000W/KW}$$

$$P = 1,01KW = 1,36HP$$

Se utilizará una micro turbina Pelton, tal como se puede observar en la figura 49:

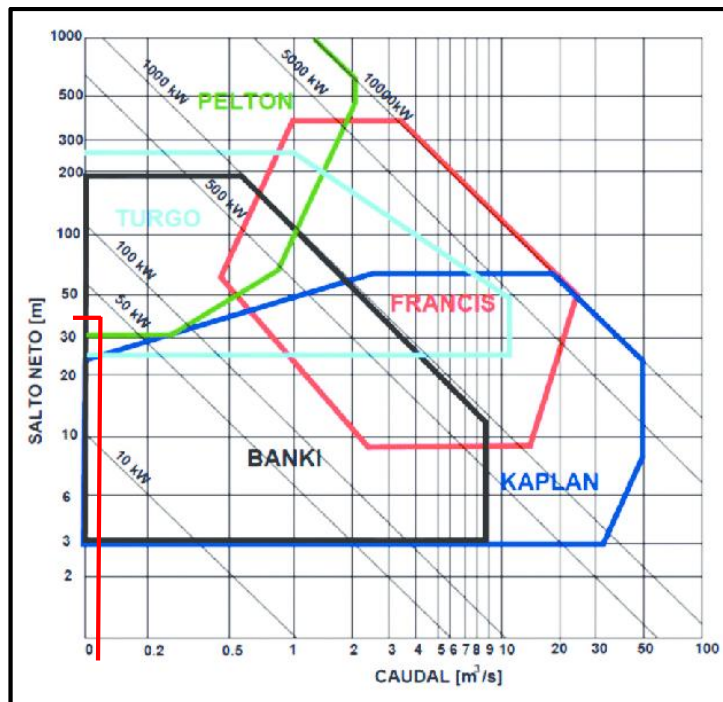


Figura 49: Diagrama Salto Neto vs. Caudal para selección del tipo de turbina hidráulica. (Fernández Mosconi, Audisio, & Marchegiani, 2003)

7.2 NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES

La turbina hace girar un alternador que ha de generar electricidad a una determinada frecuencia (en Argentina, 50Hz). Por tanto, la velocidad de la turbina debe ser tal que conjugada con el número de pares de polos gire a la frecuencia de la red (velocidad sincrónica). Se utilizará un generador de 2 pares de polos, con lo cual se tiene:

$$n = \frac{60 \cdot f}{z} = \frac{60 \cdot 50\text{Hz}}{2} = 1500\text{rpm}$$

La velocidad específica adimensional de la turbina Pelton será:

$$n_0 = \frac{2\pi}{60} \frac{n \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{(g \cdot H_n)^{\frac{3}{4}}} = \frac{2\pi}{60} \frac{1500 \cdot 0,0032^{1/2}}{(9,81 \cdot 38)^{3/4}} = 0,105$$

$$\left(n_s = \frac{n \cdot P_{\text{util(HP)}}^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{1500 \cdot 1,34^{1/2}}{38^{5/4}} = 18,4 \right)$$

Con estos valores obtenidos y observando la *Tabla 2*, se puede apreciar que es una "Turbina Pelton Simple".

n_0	n_s	Tipo de turbina
0,68 – 1,1	125 – 200	TF normal
0,27 – 0,68	50 – 125	TF lenta
0,16 – 0,38	30 – 70	TP múltiple
0,02 – 0,16	4 – 30	TP simple

7.3 TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

Velocidad del chorro a la salida de la tobera

Se adoptará para el coeficiente de velocidad (K_c) el valor de 0.97, que depende de las pérdidas del inyector, su valor varía entre 0.97 – 0.99, con lo cual la velocidad a la salida de la tobera:

$$C_i = K_c \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 0,97 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 38} = 26,49 \text{ m/s}$$

La velocidad del chorro a la salida de la tobera será igual a la velocidad absoluta en la entrada de la cuchara

$$C_i = C_1$$

Velocidad Tangencial

Se adoptará para el coeficiente de velocidad periférica (K_u) el valor de 0.44, su valor varía entre 0.44 – 0.46, con lo cual la velocidad tangencial:

$$U = K_u \sqrt{2 \times g \times H} = 0,44 \sqrt{2 \times 9,81 \times 38} = 12,01 \text{ m/s}$$

Velocidad Relativa

Con la velocidad absoluta y la velocidad tangencial se procede a determinar la velocidad relativa de entrada de la siguiente manera:

$$W_1 = C_1 - U = 26,49 - 12,01 = 14,48 \text{ m/s}$$

La velocidad relativa a la salida tendrá en cuenta un coeficiente de velocidad relativa (K_f), se adoptará un valor de 0.96, su valor varía entre 0.96 – 0.98, entonces:

$$W_2 = K_f(C_1 - U) = 0,96(26,49 - 12,01) = 13,9 \text{ m/s}$$

Velocidad Absoluta a la salida de la cuchara

Para obtener el rendimiento máximo real de la velocidad absoluta de salida, C_2 deberá ser perpendicular a U_2 .

Adoptando un ángulo de salida de $\beta_2=10^\circ$.

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{C_2}{U} \rightarrow C_2 = U \cdot \operatorname{tg}\beta_2 = 12,01 \cdot \operatorname{tg}(10^\circ) = 2,12 \text{ m/s}$$

7.4 PROYECTO DEL INYECTOR

Diámetro del chorro

$$d'_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot C_1}} = 0,0124 \text{ m}$$

Redondeando calcularemos la turbina Pelton para el siguiente diámetro del chorro:

$$d_0 = 0,012 \text{ m} = 1,2 \text{ mm}$$

Caudal nominal

$$Q_N = \frac{\pi \cdot d_0}{4} \cdot C_1 = 0,25 \text{ m}^3/\text{s}$$

Diámetro de salida de la tobera

Se adopta un coeficiente de contracción (C_c) de 0,8

$$d' = \frac{1}{C_c} \cdot d_0 = 1,25 \cdot d_0 = 0,015 \text{ m}$$

Redondeando el diámetro de salida de la tobera:

$$d = 0,015 \text{ m} = 15 \text{ mm}$$

Dimensiones de la tobera

La siguiente tabla contiene las dimensiones correspondientes a la tobera en función del diámetro del chorro ($d_0=0,012\text{m}$), las cuales se señalaron previamente en la *Tabla 4*.

Tabla 10: Dimensiones de la tobera.

a	$a = 1,42d_0$	0,017m
α_0	$\alpha_0 = 45^\circ$	45°
α_1	$\alpha_1 = 65^\circ$	65°
d_t	$d_t = 1,3d_0$	0,0156m
X	$X = 0,5d_0$	0,006m
d_v	$d_v = 0,58d_0$	0,007m
b	$b = 3,25d_0$	0,039m
d_2	$d_2 = 4,5d_0$	0,054m
l	$l = 6d_0$	0,072m
r	$r = 15d_0$	0,18m
d_1	$d_1 = 3,5d_0$	0,042m

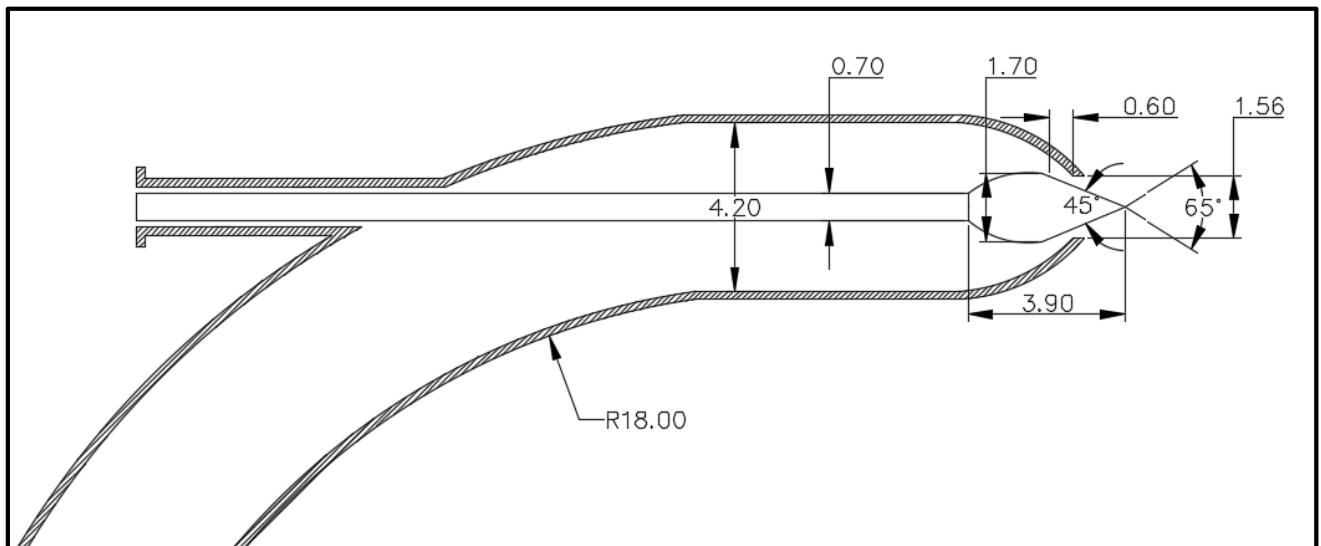


Figura 50: Dimensiones del Inyector.

Radio de curvatura del bulbo

El radio de curvatura del bulbo debe de ser grande, a fin de evitar los desprendimientos, y el diámetro b de este suele hacerse de manera que:

$$b = (1,25 \text{ a } 1,30) \cdot d = 1,25 \cdot d = 0,0188m$$

El diámetro d de salida de la tobera se diseña, de manera que el diámetro máximo del chorro d_0 se alcance cuando todavía valga el siguiente valor:

$$L = \frac{d}{2} = 0,0075m$$

Los valores comunes que se atribuyen al bulbo son:

$$20^\circ \leq \gamma \leq 30^\circ$$

$$30^\circ \leq \varepsilon \leq 45^\circ$$

La carrera del vástago de la válvula de aguja suele hacerse mayor que la necesaria para obtener el diámetro máximo d_0 del chorro, a fin de disponer de una reserva de potencia.

Fuerza necesaria para mover la válvula de la aguja

Es importante conocer la resultante (R) de las tres fuerzas (F_h , F_a , F_e) que regulan el movimiento de la válvula de aguja (ver figura 37). Como ya se dijo, la resultante es muy pequeña y aproximadamente constante, por lo que se plantea a la resultante como equivalente a la Fuerza sobre la aguja (F_a).

Para el diseño del sistema de regulación es esencial conocer la fuerza necesaria para mover la válvula de aguja. Sobre la válvula de aguja del inyector cerrado actúa la fuerza hidrostática que el agua ejerce sobre el bulbo de la válvula de aguja y la prensaestopas. La fuerza total hidrostática será:

$$R = F_a = \rho \cdot g \cdot H_B \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

$$R = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 38\text{m} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,015^2 \text{m}^2$$

$$R = 65,88 \text{ N}$$

Entonces la presión que existe en el interior del inyector es:

$$P_{inyector} = \frac{65,88\text{N}}{\pi \cdot \left[\left(\frac{0,042}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,007}{2} \right)^2 \right] \text{m}^2} = 48910,22\text{Pa}$$

7.5 PROYECTO DEL RODETE

Diámetro característico del rodete

$$D = \frac{60 \cdot K_u \sqrt{2gH_n}}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 12,01}{\pi \cdot 1500} = 0,153\text{m}$$

Diámetro de las puntas de los álabes:

$$D_p = D + 2 \cdot \frac{7}{6} \cdot d_0 = 0,153 + 2 \cdot \frac{7}{6} \cdot 0,012 = 0,181m$$

Relaciones de diámetros

$$\delta = \frac{d_0}{D} = \frac{0,012}{0,153} = 0,078m$$

Se debe verificar dicho valor mediante la *Tabla 5*, como se indica a continuación:

Límite de Aplicación	$\delta = d_0/D$	$n_0 = 1,31 \cdot \delta$	$n_s = 238 \cdot \delta$
Límite mínimo (mal rendimiento)	1/100	0.013	2.4
Límite mínimo práctico (buen rendimiento)	1/30	0.044	7.9
Límite máximo (mal rendimiento)	1/7	0.187	34
Límite máximo práctico (buen rendimiento)	1/9	0.145	26.4

El valor de δ verifica la condición anterior.

Paso y número de álabes

Relación existente entre los diámetros de paso, de cresta y diámetro del chorro:

$$K = \frac{1}{2} \frac{D_p - D}{d_0} = \frac{1}{2} \frac{0,181 - 0,153}{0,012} = 1,17$$

Se determina:

$$\varphi = \cos^{-1} \left(\frac{1 + \delta}{1 + 2K\delta} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{1 + 0,078}{1 + 2 \cdot 1,17 \cdot 0,078} \right) = 0,42rad$$

$$\varphi = 0,42rad = 24,3^\circ$$

Y también se conoce:

$$\psi = \frac{2K_u}{K_c} \sqrt{(1 + 2K\delta)^2 - (1 + \delta)^2}$$

$$\psi = \frac{2 \cdot 0,44}{0,97} \sqrt{(1 + 2 \cdot 1,17 \cdot 0,078)^2 - (1 + 0,078)^2} = 0,44rad$$

$$\psi = 0,44rad = 25,27^\circ$$

Por otro lado, el paso angular máximo será:

$$\theta' = 2\varphi - \psi = 2 \cdot 24,3^\circ - 25,27^\circ = 23,33^\circ$$

$$\theta = 24^\circ = 0,42rad$$

El paso máximo medido en la circunferencia D será:

$$t = (2\varphi - \psi) \frac{D}{2} = \theta \cdot \frac{D}{2} = 0,42 \cdot \frac{0,153}{2} = 0,032m$$

Como ya se dijo el número teórico de cucharas se puede calcular de diversas formas, según cada tipo se obtuvieron los siguientes resultados:

Según ecuación 26:

$$Z = \frac{2\pi}{\theta} = \frac{2\pi}{0,41} = 15 \rightarrow 15cucharas$$

Según ecuación 36:

$$Z = \frac{1}{(1,4 \text{ ó } 1,6)} \frac{\pi \cdot D}{d_0} = \frac{1}{1,6} \frac{\pi \cdot D}{d_0} = 25 \rightarrow 25cucharas$$

Según ecuación 37:

$$Z = \frac{1 \pi D}{2 d_0} = 20 \rightarrow 20cucharas$$

Según *Tabla 6*:

$$Z = \frac{D}{d_0} = 12,75 \rightarrow Z_{min} = 20 \text{ y } Z_{max} = 25$$

Según *Tabla 7*:

$$n_s = 18,4 \rightarrow 17 \leq Z \leq 20$$

Finalmente, se analizó lo siguiente: a mayor número de álabes, disminuía el paso angular máximo, lo que trae como consecuencia que el álabe interrumpa antes en el chorro, expresado de otra forma, significa que incidiría durante un menor tiempo en el álabe. Lo antes dicho se lo puede observar en las siguientes imágenes:

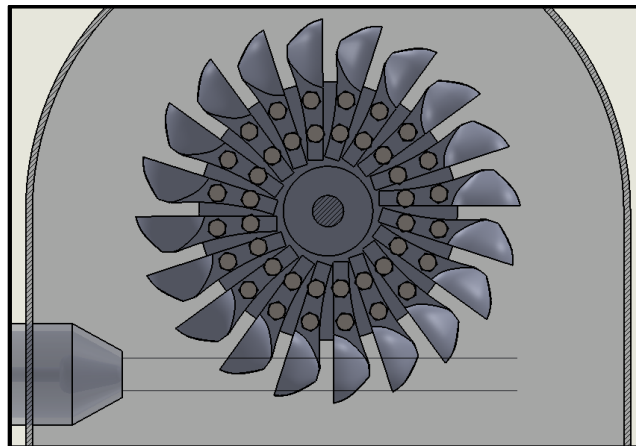


Figura 51: Rotor con 20 álabes.

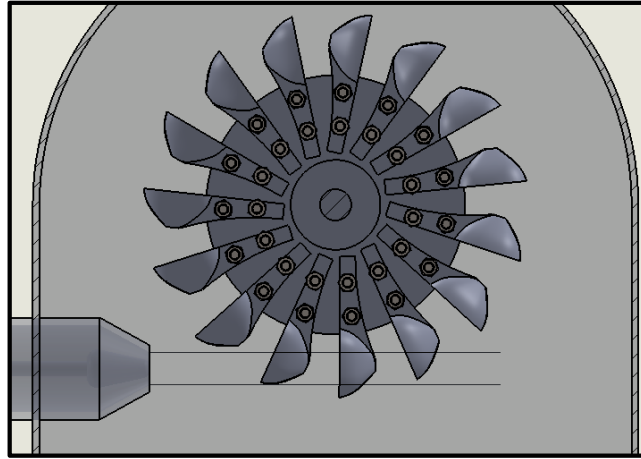


Figura 52: Rotor con 15 álabes.

Es por ello que se optó por efectuar el menor número de álabes:

$$Z = 15$$

Orientación de las cucharas en el rodete

El diámetro de orientación (D'') se define de la siguiente manera:

$$\frac{D}{D''} = \frac{\left(7,87 \left(\frac{D}{d_0}\right) - 26\right)}{Z} = \frac{(7,87 \cdot (12,75) - 26)}{15} = 4,96$$

$$\frac{0,153}{D''} = 4,96$$

$$D'' = 0,031m$$

No se pudo determinar el ángulo de talonamiento según la *Tabla 8* debido al bajo número de álabes (15).

Para determinar la orientación de borde de la cuchara con respecto al centro de giro del rodete, se puede utilizar la siguiente relación práctica:

$$\frac{D'}{D} = \frac{\left(5,3 - 0,12 \cdot \left(\frac{D}{d_0}\right)\right)}{Z} = \frac{(5,3 - 0,12 \cdot (12,75))}{15} = 3,77$$

$$\frac{D'}{0,153} = 3,77$$

$$D' = 0,577m$$

Forma de la cuchara

En la figura 53 se han trazado las circunferencias de los diámetros más importantes:

$$D - d_0 = 0,153 - 0,012 = 0,141m$$

$$D = 0,153m$$

$$D + d_0 = 0,153 + 0,012 = 0,165m$$

$$D_p = 0,181m$$

$$D_e = D_p + d_0 = 0,181 + 0,012 = 0,193m$$

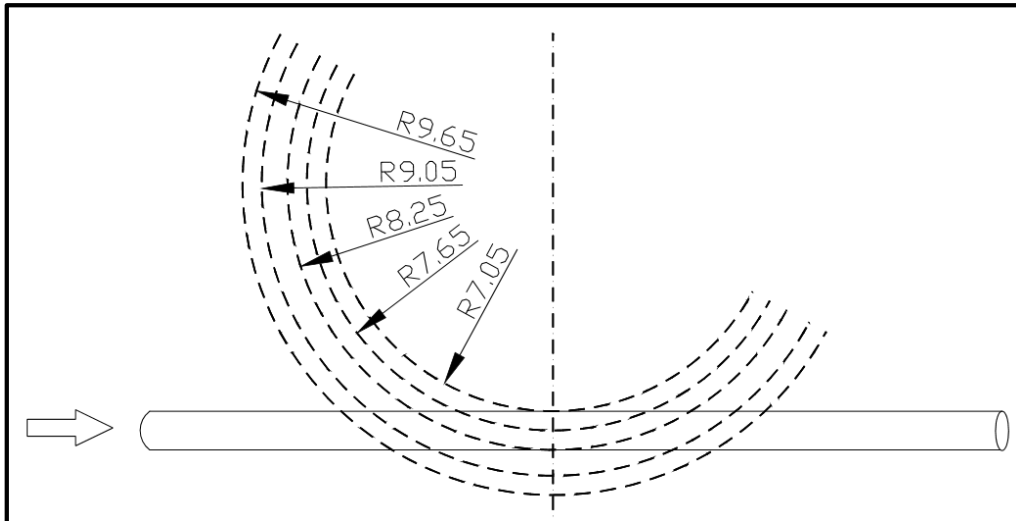


Figura 53: Radios más importantes.

Al igual que el inyector, las dimensiones de las cucharas son proporcionales al diámetro del chorro ($d_0=0,012$), las cuales se señalaron previamente en la *Tabla 9*.

Tabla 11: Dimensiones de la cuchara.

B	$B = 3,3d_0$	0,04
L	$L = 2,5d_0$	0,03
D	$D = 1,3d_0$	0,0156
f	$f = 0,8 d_0$	0,0096
M	$M = 1 d_0$	0,012
e	$e = 0,4 d_0$	0,0048
β_1	$\beta_1 = 10^\circ$	10°
β_2	$\beta_2 = 20^\circ$	20°
l	$l = 1,6d_0$	0,0192
β_3	$\beta_3 = 3^\circ$	3°
β_4	$\beta_4 = 4^\circ$	4°

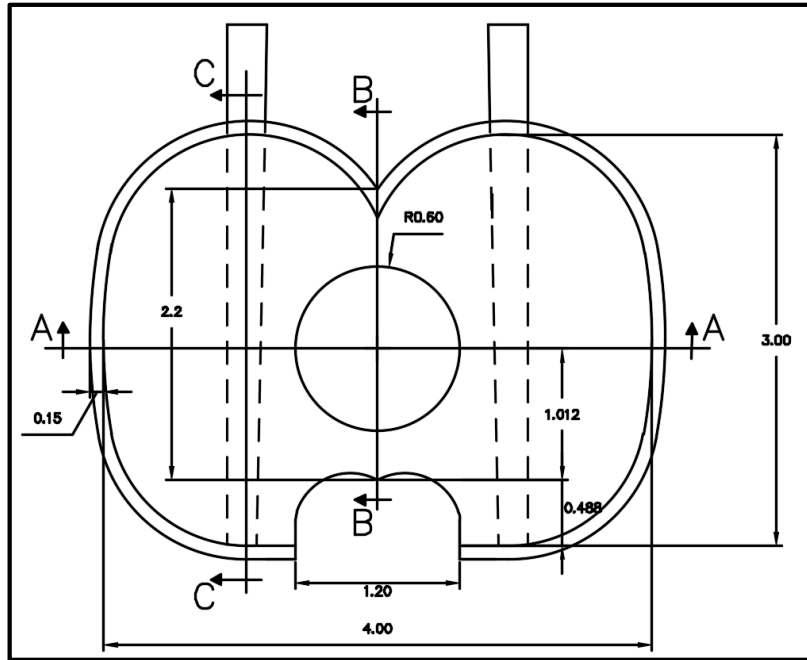


Figura 54: Dimensiones de la cuchara.

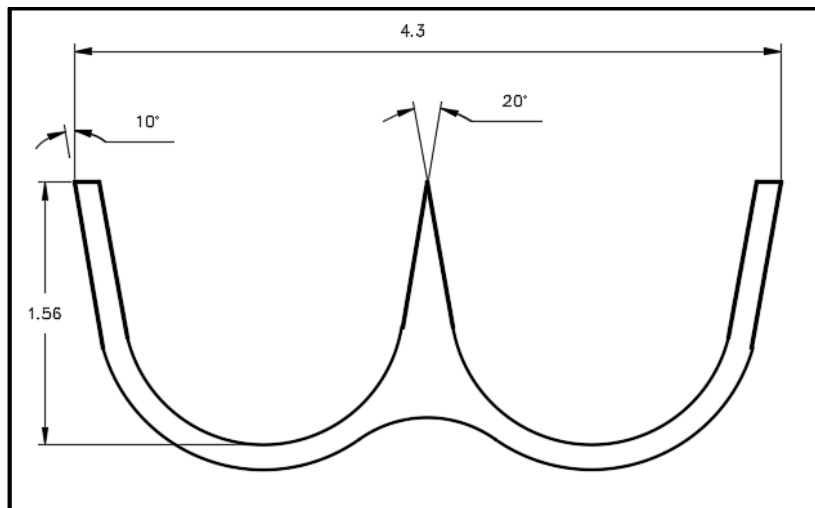


Figura 55: Dimensiones de la cuchara (corte A-A).

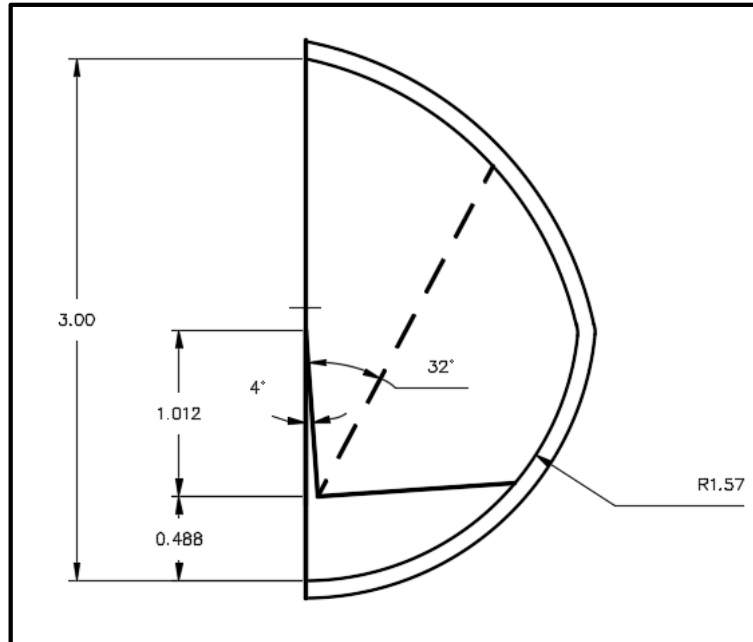


Figura 56: Dimensiones de la cuchara (corte B-B).

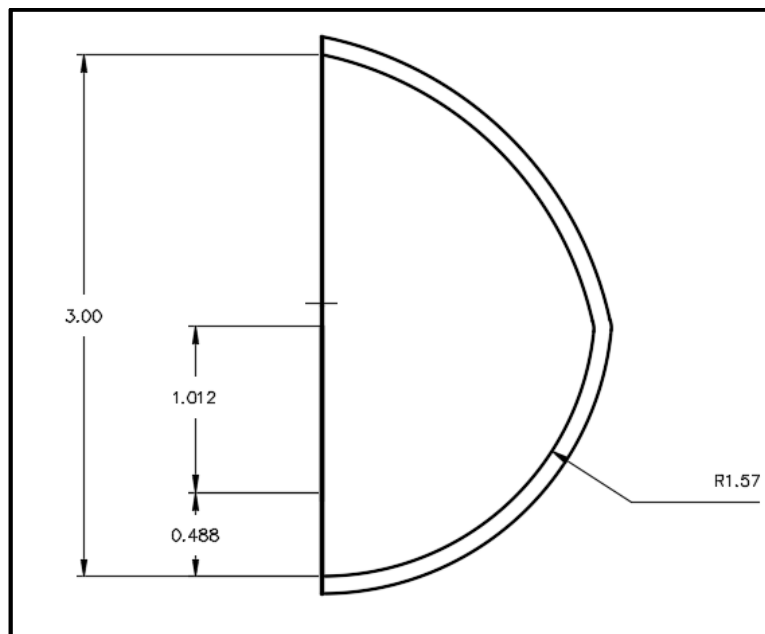


Figura 57: Dimensiones de la cuchara (corte C-C).

Cálculo de las trayectorias relativas

Como ya se indicó previamente, se calcula de la siguiente forma:

$$U_p = U \frac{D_p}{D} = 12,01 \cdot \frac{0,177}{0,153} = 13,89 \frac{m}{s}$$

$$\tau_0 = \frac{EE'}{C_1} = \frac{0,1135}{26,49} = 0,0043 \text{seg.}$$

$$HE'(\text{arco}) = EE' \frac{U_1 D_p}{C_1 D} = 0,1135 \cdot \frac{12,01}{26,49} \cdot \frac{0,181}{0,153} = 0,061m$$

Se sabe que tardará 0,0043seg en realizar el segmento EE', por lo tanto, se puede conocer cuánto tardará en realizar el segmento Ea:

$$Ea = 0,0284m$$

$$\tau_0' = 0,001075seg.$$

El rodete habrá tardado τ_0 en girar un ángulo φ , entonces, en girar φ' va a depender del tiempo calculado precedentemente.

$$\varphi = 78^\circ$$

$$\varphi' = 19,5^\circ$$

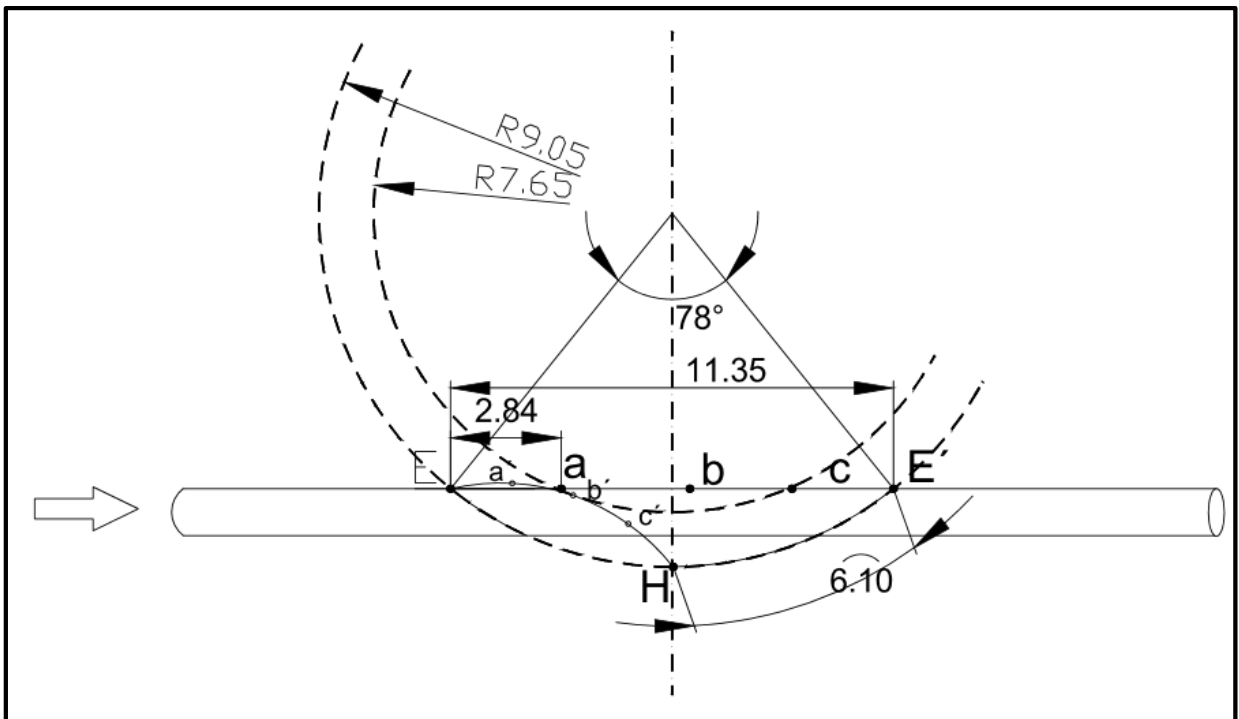


Figura 58: Método de las trayectorias relativas.

Orientación de las cucharas

La posición "A" de la cuchara es la que más interesa, resulta ser el centro de gravedad de toda la masa de fluido que se aplica sobre la misma, donde la velocidad relativa del chorro debe ser normal a las curvas de nivel de la cuchara.

Todavía se desconoce la posición exacta de dicha cuchara, pero como ya se conoce el paso, se sabe que la punta de la cuchara "B", en ese mismo instante, debe encontrarse en "a".

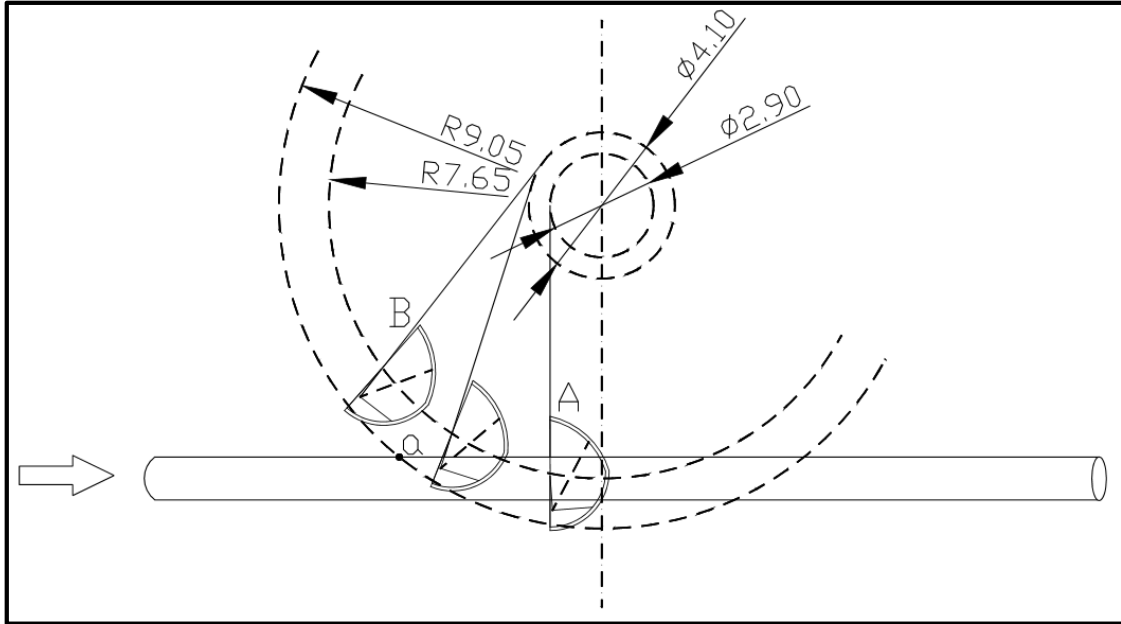


Figura 59: Orientación de las cucharas.

CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 CONCLUSIÓN

Argentina cuenta con un gran potencial hídrico, esto la convierte en un territorio con gran potencial y capacidad de realizar instalaciones hidroeléctricas. La realización de un proyecto a escala pequeña utilizando una micro turbina, que representa un tipo de solución aceptable frente a las energías renovables, esto se debe a su carácter de sostenibilidad, de tipo inagotable y con capacidad de implementarse principalmente en aquellas zonas que no poseen acceso a la energía eléctrica. Estas zonas, necesariamente, deben cumplir con dos características: poseer un lecho de río o arroyo con cierto caudal y un salto, si no existe alguno de estos no se puede hacer la ejecución del mismo.

Por otro lado, estos tipos de proyectos son de sencilla construcción, implementación y operación, permitiendo un desarrollo local, lo cual deriva en la mejora de la calidad de vida de aquellas casas afectadas por este cambio.

Se puede observar que frente a la implementación de este tipo de soluciones se producen sólo impactos positivos, tanto en las viviendas como en la no generación de un impacto ambiental.

El diseño se desarrolló a un tipo específico de turbina, denominada Pelton donde los resultados que se obtuvieron fueron los que se muestran a continuación:

Tabla 12: Micro Turbina Pelton – Resultados finales.

<i>Potencia Útil</i>	<i>0,52 KW</i>
<i>Caudal</i>	<i>3,2 L/s</i>
<i>n</i>	<i>1500 rpm</i>
<i>n₀</i>	<i>0,105</i>
<i>n_s</i>	<i>18,4</i>
<i>Velocidad del chorro a la salida de la tobera</i>	<i>26,49 m/s</i>
<i>Velocidad absoluta en la entrada de la cuchara</i>	<i>26,49 m/s</i>
<i>Velocidad absoluta en la salida de la cuchara</i>	<i>2,12 m/s</i>
<i>Velocidad tangencial</i>	<i>12,01 m/s</i>
<i>Velocidad relativa de entrada</i>	<i>14,48 m/s</i>
<i>Velocidad relativa de salida</i>	<i>13,90 m/s</i>
<i>Diámetro del chorro</i>	<i>1,2 mm</i>
<i>Diámetro característico del rodete</i>	<i>153 mm</i>
<i>Diámetro de las puntas de los álabes</i>	<i>181 mm</i>
<i>Paso angular máximo</i>	<i>24°</i>
<i>Número de cucharas</i>	<i>15</i>

En la micro turbina Pelton la determinación de las dimensiones del álabe implicó un desafío, ya que existe una discrepancia entre diferentes autores; sumado a esto se

genera la posibilidad de tener una menor eficiencia por haber aplicado dichas dimensiones a la micro turbina, que en realidad son exclusivas para turbinas de gran potencia.

Por otro lado, durante la práctica, se hizo uso del Software *SolidWorks*, mediante el cual se logró diseñar y simular en 3D la micro turbina Pelton. El programa tiene la capacidad de representar el comportamiento de un fluido (agua) en el interior del dominio, utilizando dicha herramienta se pudo observar cómo aumentaba la velocidad en el extremo del inyector y cómo impactaba el chorro de agua en los álabes. Se interpretó que el diseño calculado corresponde a una buena eficiencia según las características presentadas de caudal y altura bruta.

Hoy en día existen distintos adelantos tecnológicos que día a día buscan aprovechar de la mejor manera posible las fuentes energéticas disponibles, además en algunos países, se está enfatizando en su desarrollo por la creciente demanda energética y también como una forma de desarrollo económico. Sin embargo, es importante destacar que, dentro de los diferentes tipos de energías existentes, las energías renovables fueron las primeras que aparecieron en el mundo y hoy en día se continúan utilizando.

8.2 RECOMENDACIÓN

Resulta de vital importancia llegar a un diseño eficiente de la micro turbina Pelton, ya que sus dimensiones se obtienen a través del diseño de turbinas de mayor magnitud, por lo cual, la investigación más puntual sobre las micro turbinas sería de gran ayuda para llegar a una eficiencia mayor, y que en consecuencia el proyecto sea económicamente rentable.

BIBLIOGRAFÍA

- Adib, R., Murdock, H., Appayou, F., Brown, A., Epp, B., Leidreiter, A., & Farrell, T. (2015). Renewables 2015: Global status report. *REN21*, 27-28.
- Argentina. (n.d.). Retrieved from Energía: www.argentina.gob.ar/energia
- Bustamante Cabrera, E. J., & Arias Reyes, C. P. (2008). *Diseño y construcción de una turbina Pelton para generación eléctrica, capacidades 2KW*.
- Castro, A. (2006). *Minicentrales hidroeléctricas*. Madrid: Instituto para la diversificación y ahorro de la energía.
- Comisión Nacional de Energía Atómica. (diciembre de 2017). Obtenido de la Síntesis del Mercado Eléctrico Mayorista de la República Argentina: www.cnea.gov.ar/es/wp-content/uploads/2018/02/SINTESIS_MEM_2017_12.pdf
- Coz, F., Sánchez, T., & Ramírez Gastón, J. (1995). *Manual de mini y microcentrales hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos*. Lima: ITDG.
- Cuesta Diego, L. &. (2000). *Aprovechamientos hidroeléctricos*. Madrid: Colegio de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos.
- Cuesta Diego, L., & Vallarino Cánovas del Castillo, E. (2000). *Aprovechamientos hidroeléctricos (Tomo I y II)*. Madrid: Colegio de Ingenieros de caminos, canales y puertos.
- Decreto 1075/2017. (2017, diciembre 20). Buenos Aires, 27 de diciembre de 2017: Boletín Oficial de la República Argentina.
- Díaz, O., Cano, M., & Murphy, F. (2016). Development of renewables: Latin American context and the Argentine case. *KPMG*.
- Díaz, O., Cano, M., & Murphy, F. (2018). Evolución de las energías renovables en Argentina. *KPMG*.
- Fernández Díez, P. (2002). *Turbinas hidráulicas*. España: Universidad de Cantabria.
- Fernández Mosconi, J., Audisio, O., & Marchegiani, A. (2003). *Pequeñas centrales hidráulicas*. Neuquén : Universidad Nacional del Comahue.
- Ferrada Sepúlveda, L. A. (2012). *Diseño de rodete de turbina hidráulica tipo pelton para microgeneración*. Santiago de Chile: Universidad de Chile.
- Hernández, C., & Indacochea, E. (1988). *Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas- Volumen II-Turbinas Pelton*. Quito: OLADE.
- Infobae. (2017, diciembre 27). Retrieved from la sección Política: www.infobae.com/politica/2017/12/27/el-gobierno-promulgo-la-ley-de-generacion-distribuida-de-energia-renovable

Leon Ribero, J. H., & Riveros Santos, V. A. (2008). *Diseño, construcción, montaje y operación de una turbina pelton para generar electricidad*. Bucaramanga: Universidad Pontificia Bolivariana Seccional Bucaramanga .

Manzoni, C. (2018, enero 28). *LA NACIÓN*. Retrieved from la sección Economía: www.lanacion.com.ar/2104244-energias-renovables-como-avanza-la-revolucion-verde-en-la-argentina

Mataix, C. (1975). *Turbomáquinas Hidráulicas: turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores*. Madrid: ICAI.

OSSBERGER. (n.d.). Retrieved from la sección Tecnología hidroeléctrica: www.ossberger.de/de/wasserkrafttechnik

Planeta Vivo. (n.d.). Retrieved from www.planetavivo.cienradios.com/centrales-hidroelectricas-otra-opcion-para-generar-energia

Polo Encinas, M. (1976). *Turbomáquinas hidráulicas*. México: Limusa.

SlidePlayer. (n.d.). Retrieved from la Energía Hidráulica: www.slideplayer.es/slide/1767179

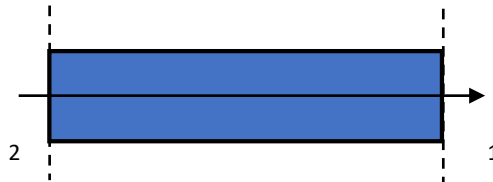
Tecnología. (n.d.). Retrieved from Turbinas hidráulicas: www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html

UNESA. (n.d.). Retrieved from UNESA: www.unesa.es

ANEXOS

Análisis de resultados a través del software SolidWorks, utilizando la herramienta "Flow Simulation". Se busca verificar presiones y velocidades en el ingreso y salida del inyector, y también la variación de la velocidad en el trayecto que realiza el flujo.

A continuación, se esquematiza el inyector con su ingreso (2) y salida (1) para poder plantear las diferentes ecuaciones que siguen.



$$Q = V_1 \cdot (\pi \cdot (r_1'^2 - r_1'^2))$$

$$V_1 = \frac{0,0032 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,00775^2 - 0,00465^2)\text{m}^2} = 26,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_1 = P_{atm} = 101325 \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} = 101325 \text{ Pa}$$

$$Q = V_2 \cdot (\pi \cdot (r_2'^2 - r_2'^2))$$

$$V_2 = \frac{0,0032 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,021^2 - 0,0035^2)\text{m}^2} = 2,38 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z + \text{pérdida de carga localizada}$$

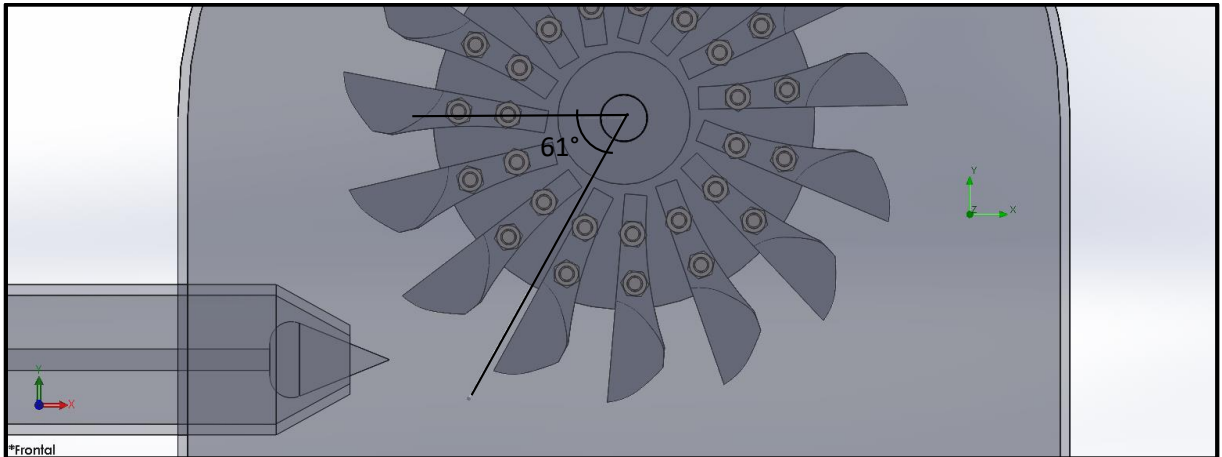
$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + K \cdot \frac{V_1^2}{2g}$$

$$\frac{P_2}{\rho} = \frac{P_1}{\rho} + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + 0,5 \cdot \left[1 - \frac{(D_1'^2 - D_1'^2)}{(D_2'^2 - D_2'^2)} \right] \cdot \frac{V_1^2}{2}$$

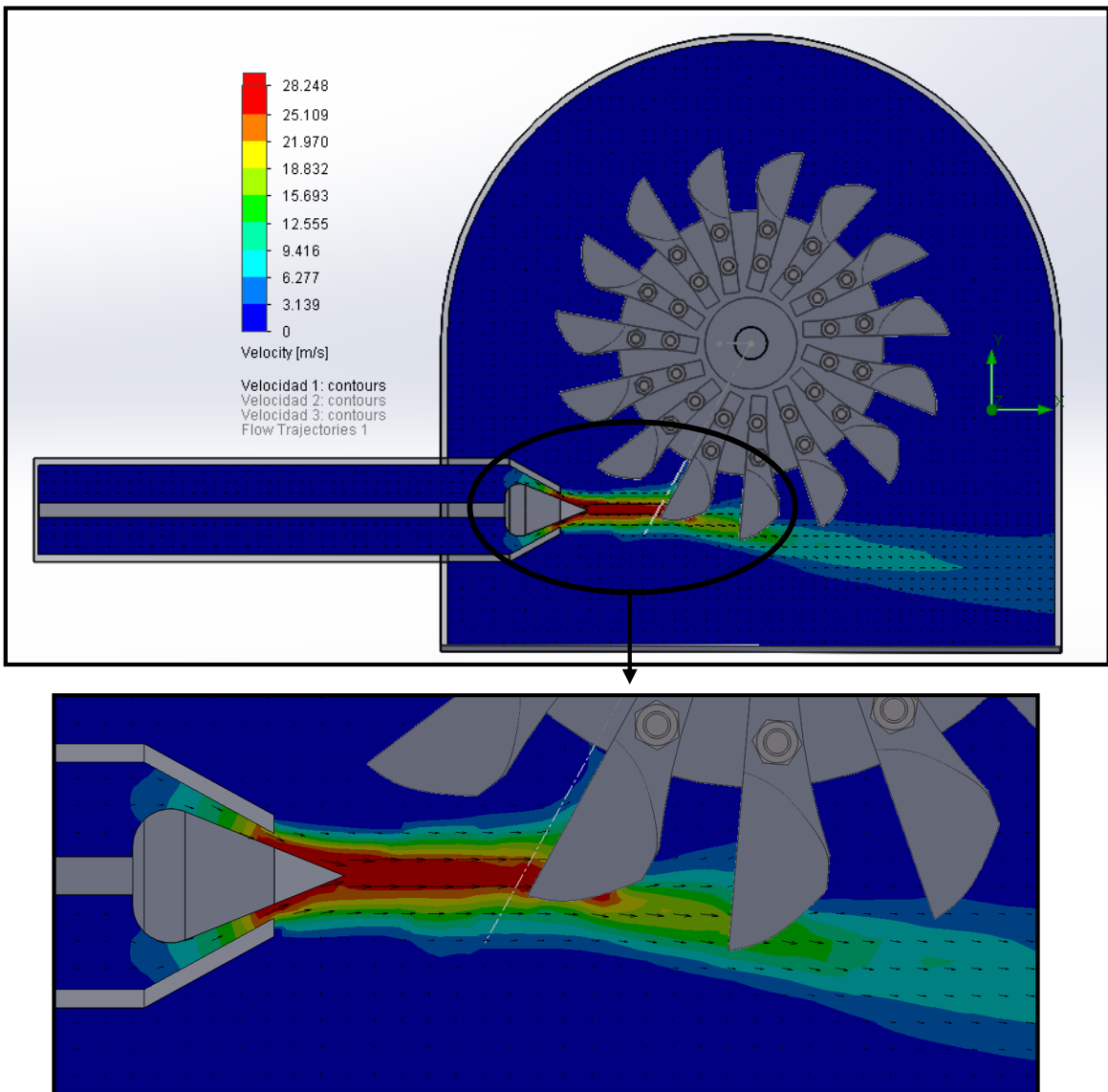
$$\frac{P_2}{1000} = \frac{101325}{1000} + \frac{(26,5^2 - 2,38^2)}{2} + 0,5 \cdot \left[1 - \frac{(15,60^2 - 9,30^2)}{(42^2 - 7^2)} \right] \cdot \frac{26,5^2}{2}$$

$$P_2 = 593576 \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} = 593576 \text{ Pa}$$

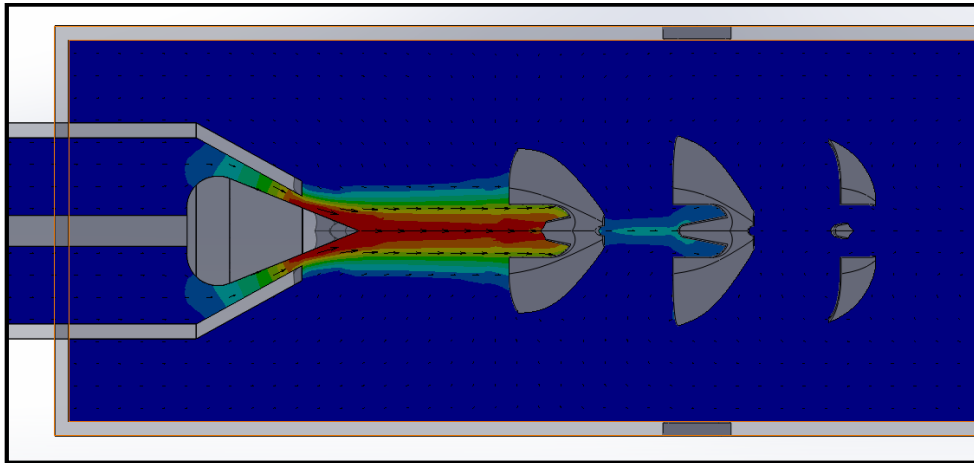
Análisis con álabe posicionado a 61°



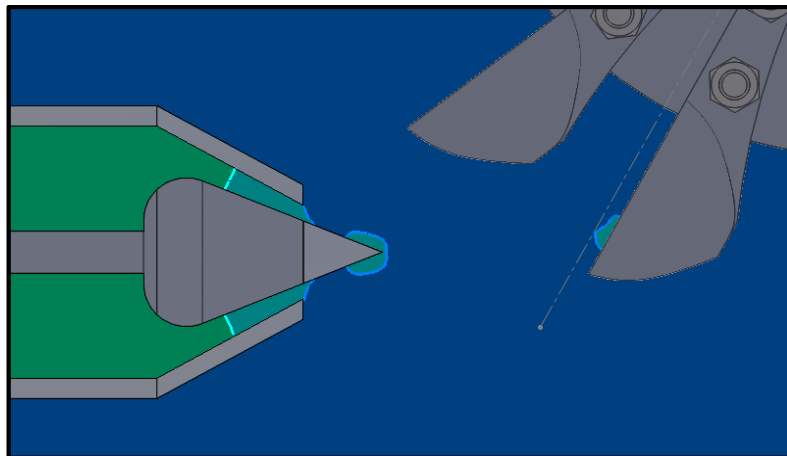
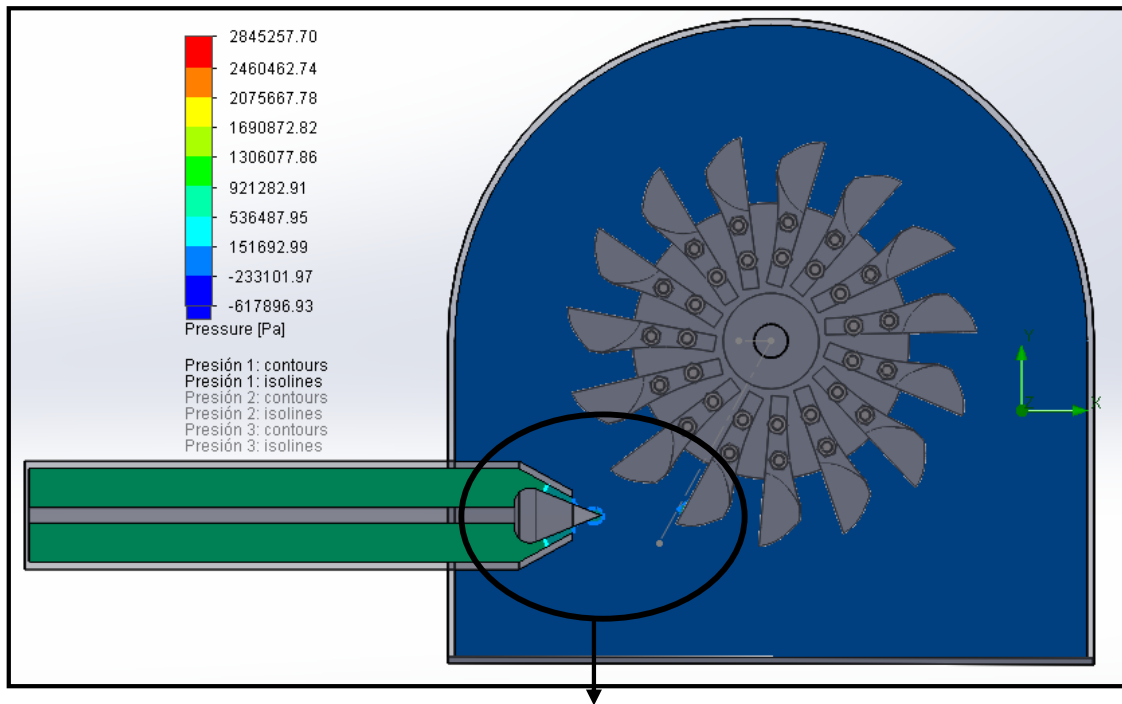
Velocidad en un diagrama de corte realizado en una vista alzada



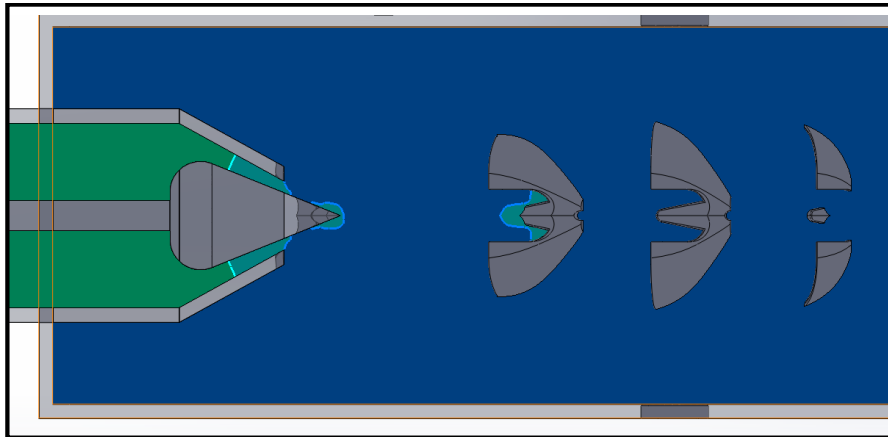
Velocidad en un diagrama de corte realizado en una vista en planta



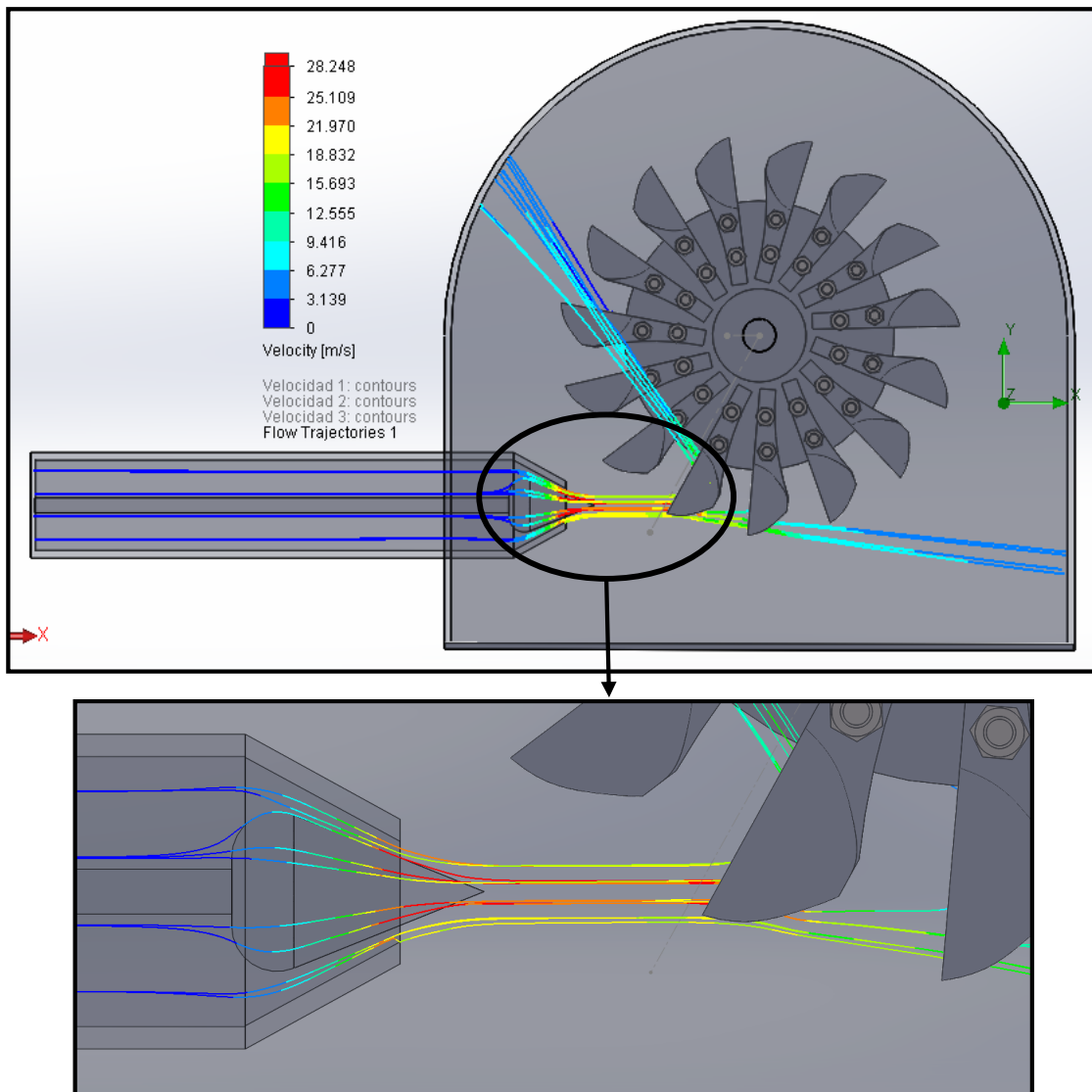
Presión en un diagrama de corte realizado en una vista alzada

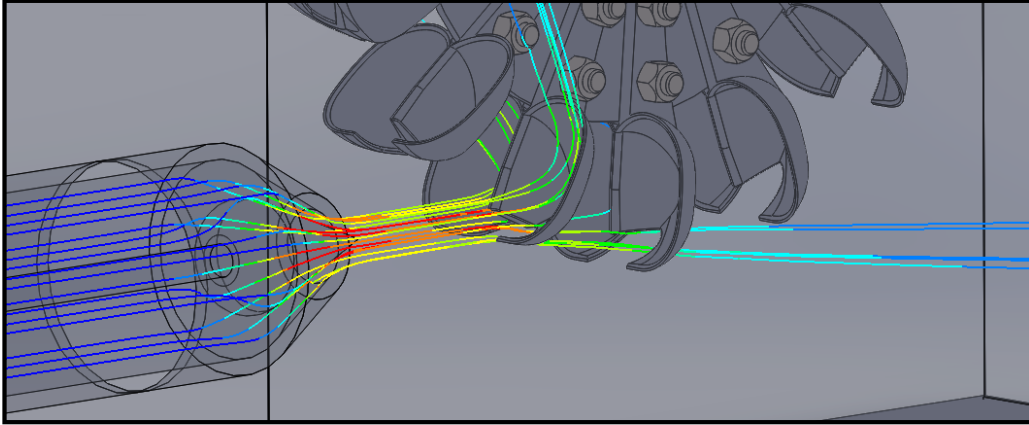


Presión en un diagrama de corte realizado en una vista en planta

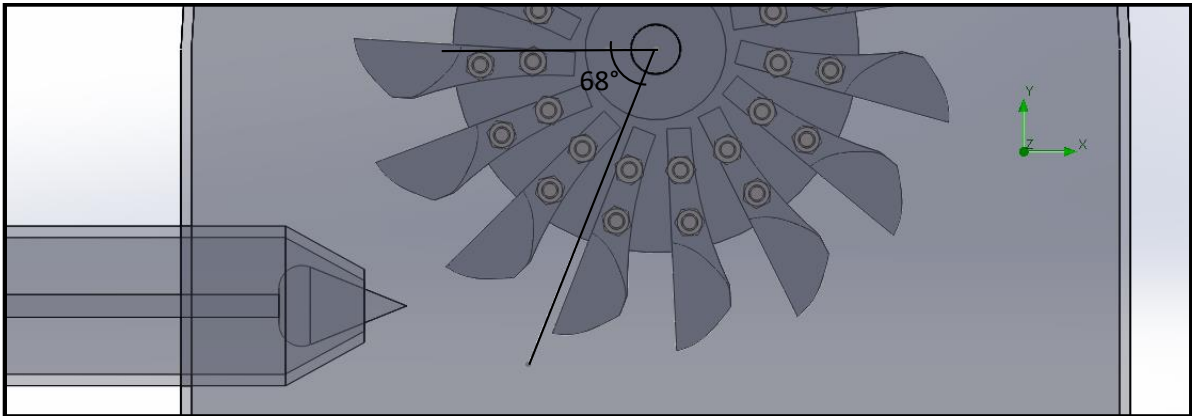


Trayectoria del flujo

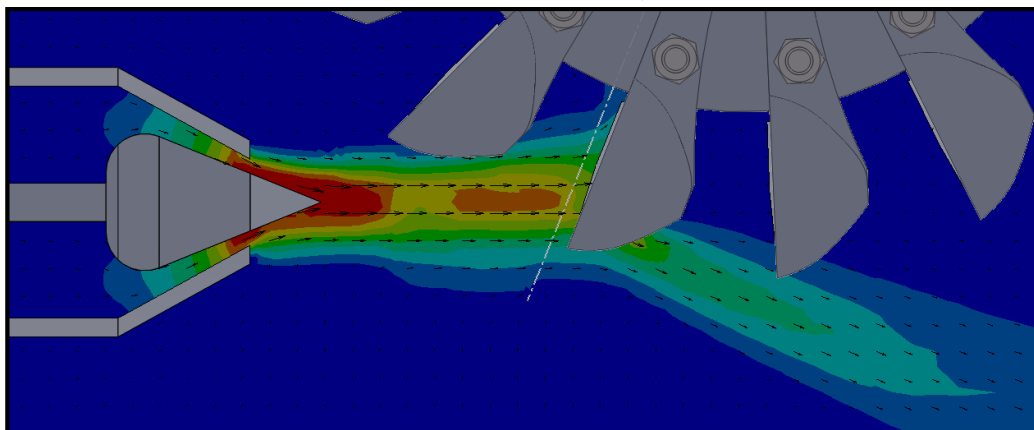
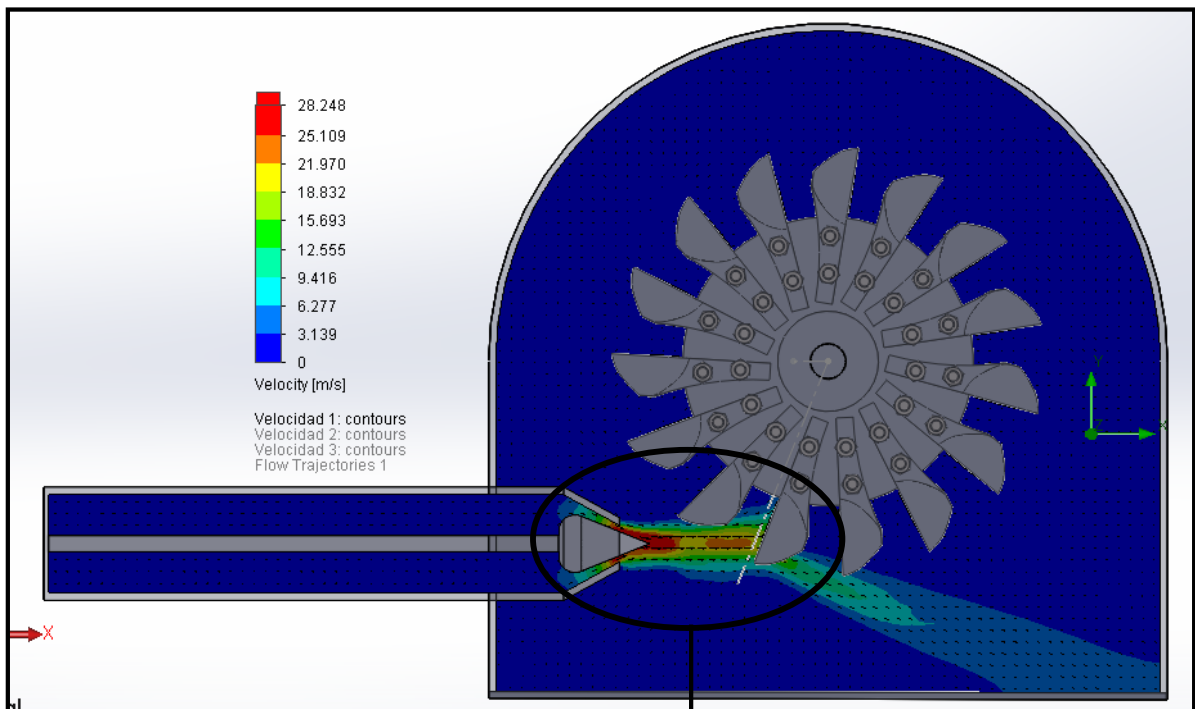




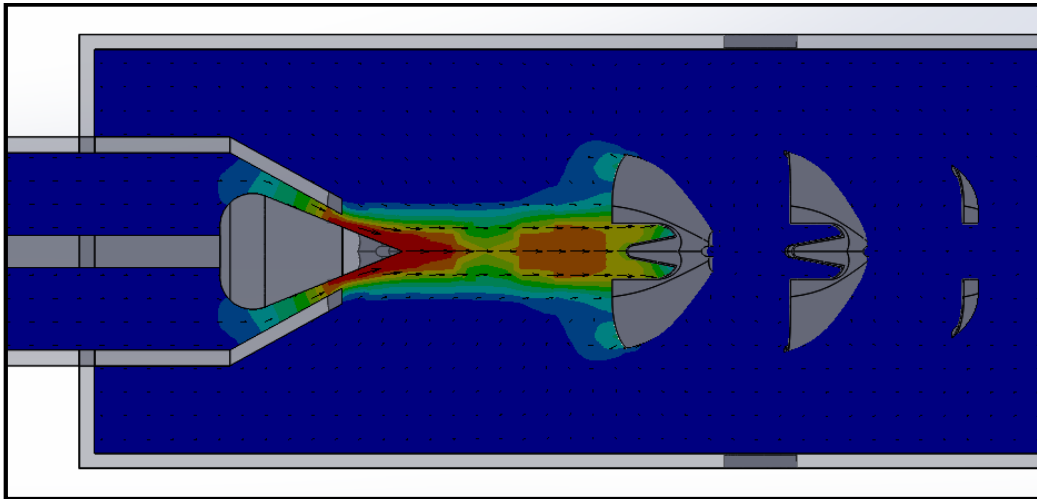
Análisis con álabe posicionado a 68°



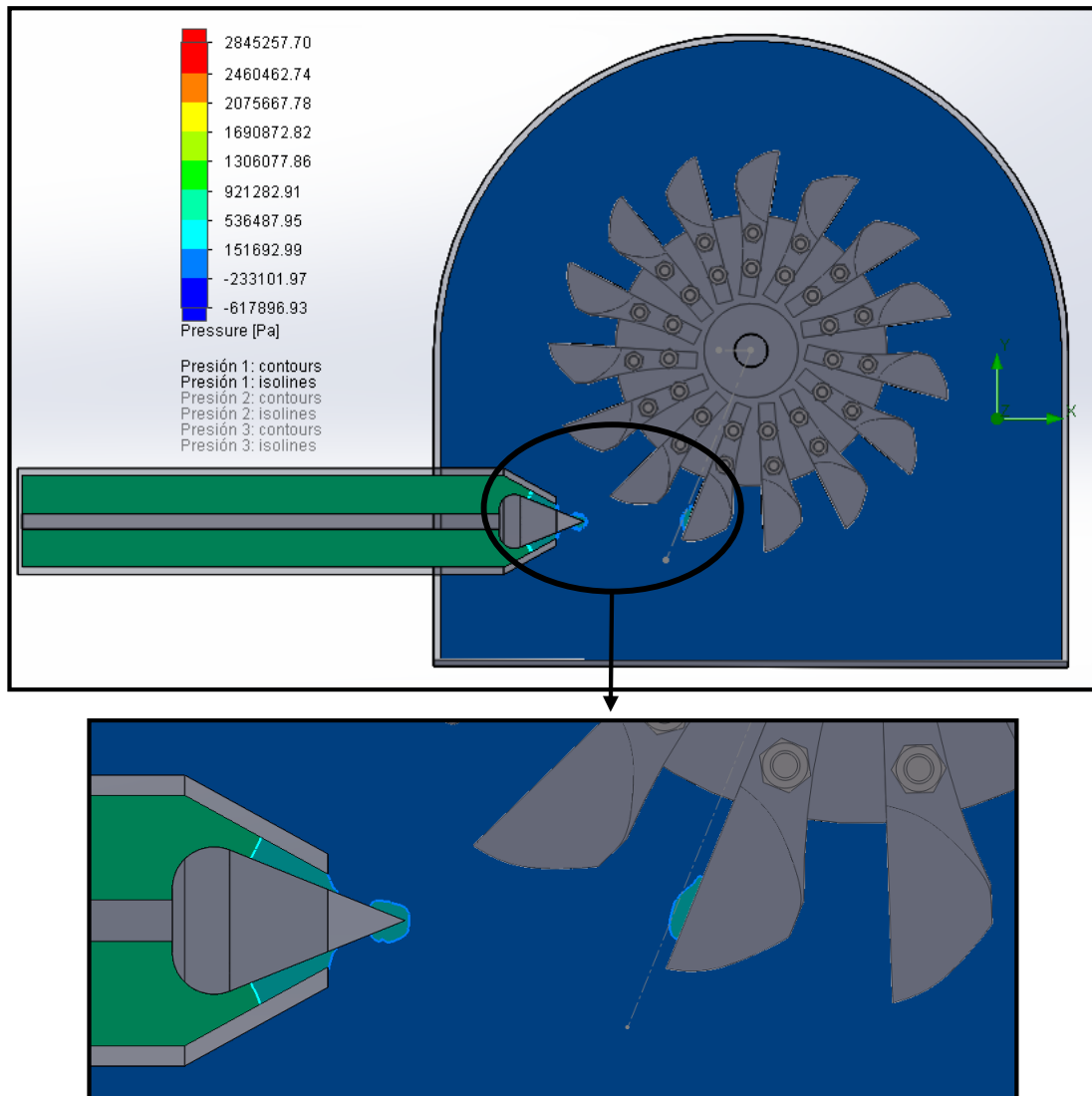
Velocidad en un diagrama de corte realizado en una vista alzada



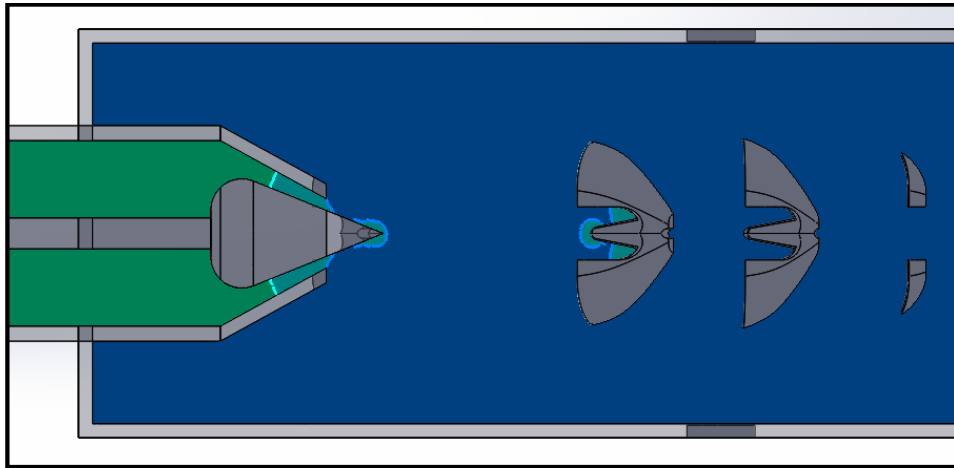
Velocidad en un diagrama de corte realizado en una vista en planta



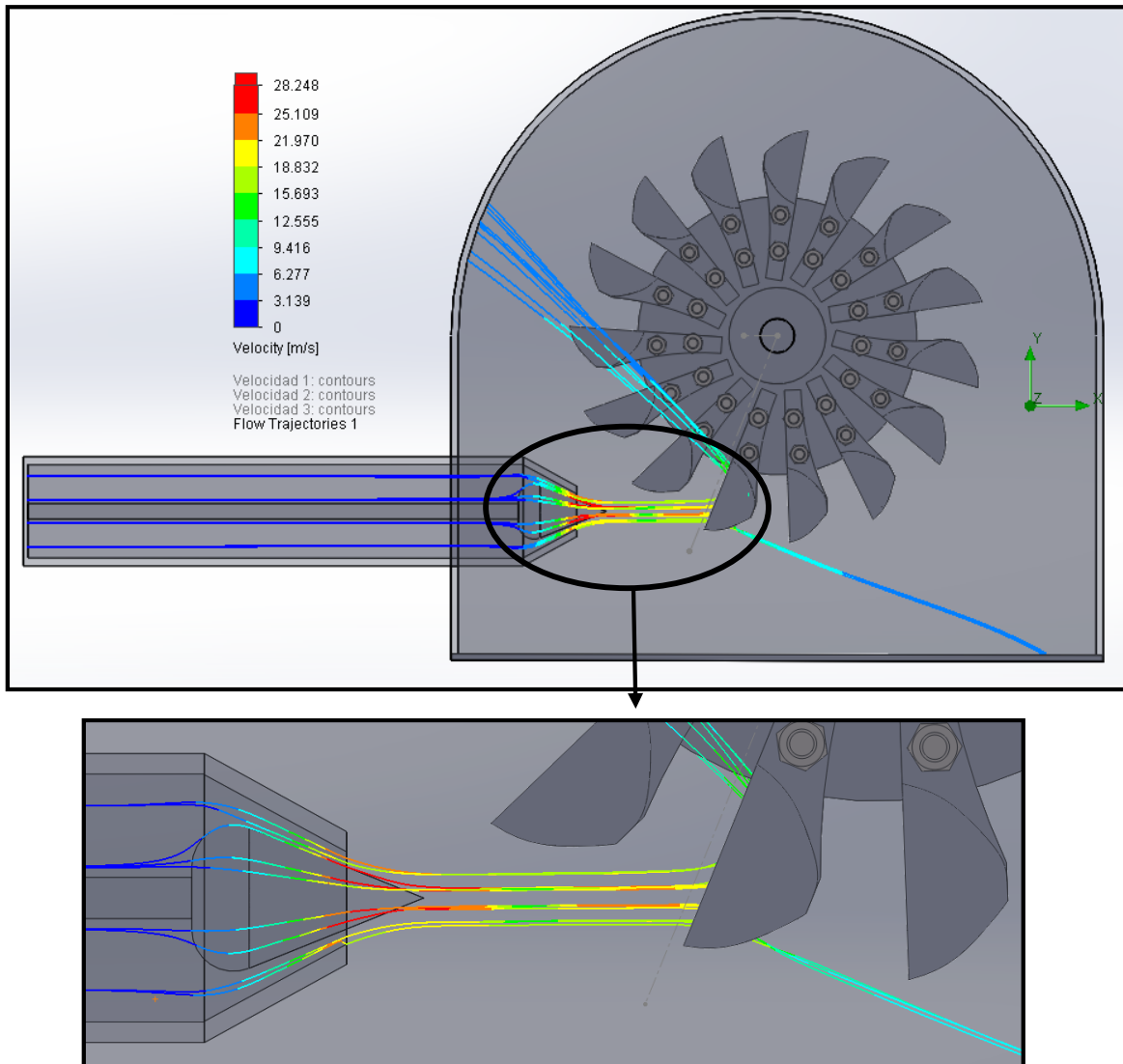
Presión en un diagrama de corte realizado en una vista alzada

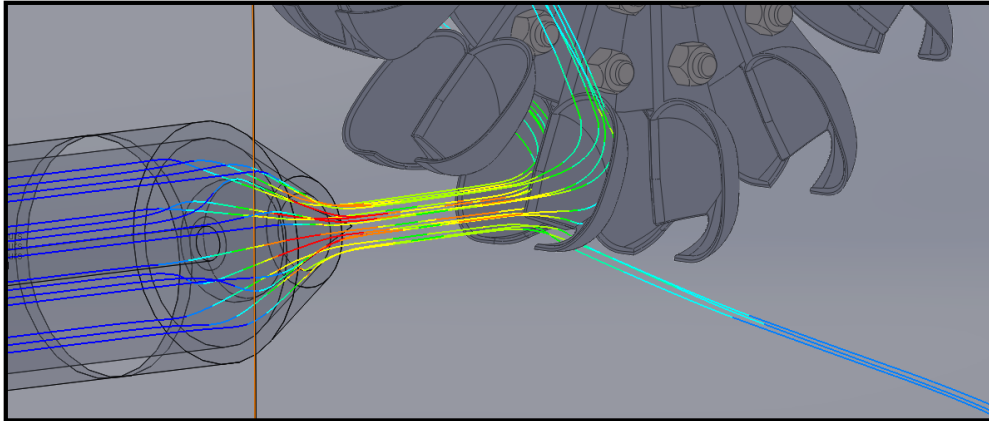


Presión en un diagrama de corte realizado en una vista en planta

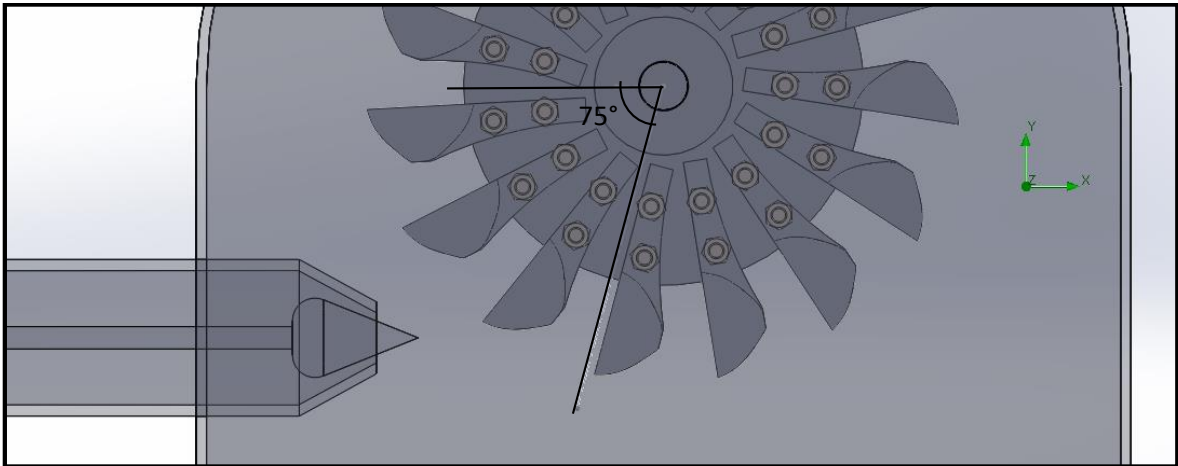


Trayectoria del flujo

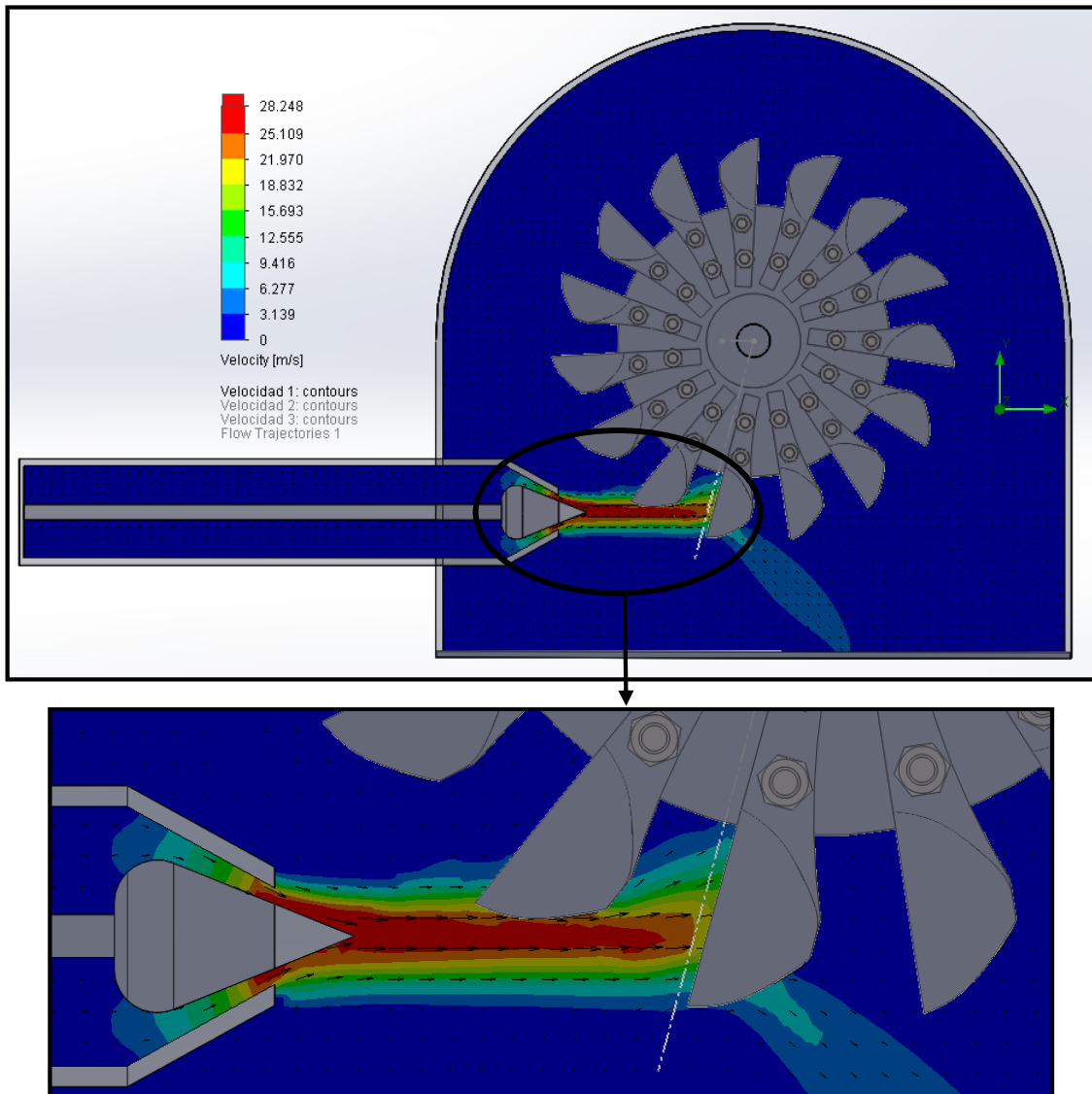




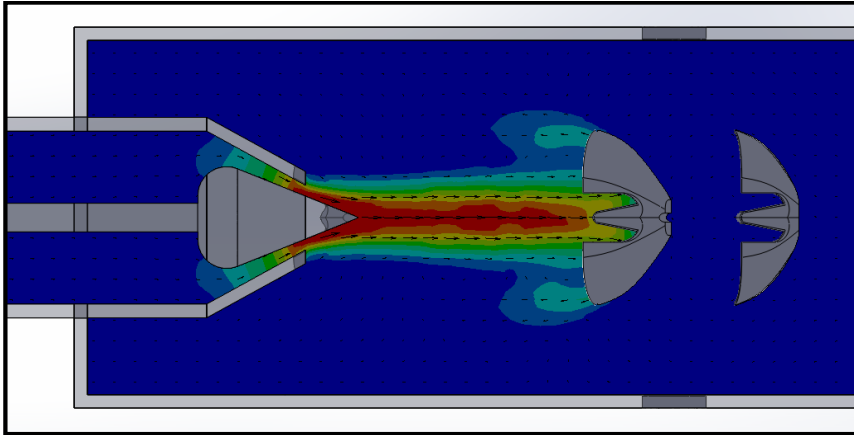
Análisis con álabe posicionado a 75°



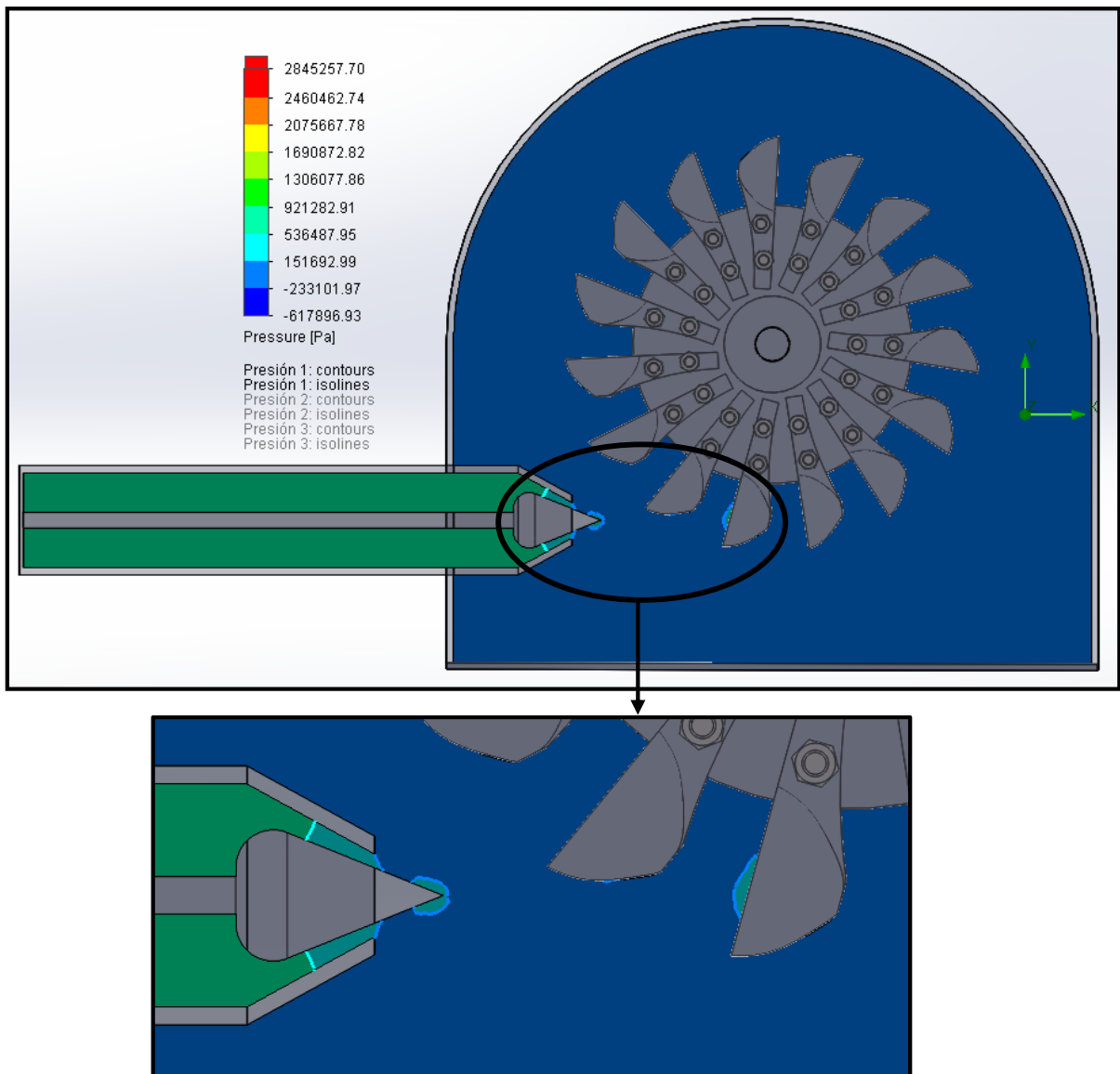
Velocidad en un diagrama de corte realizado en una vista alzada



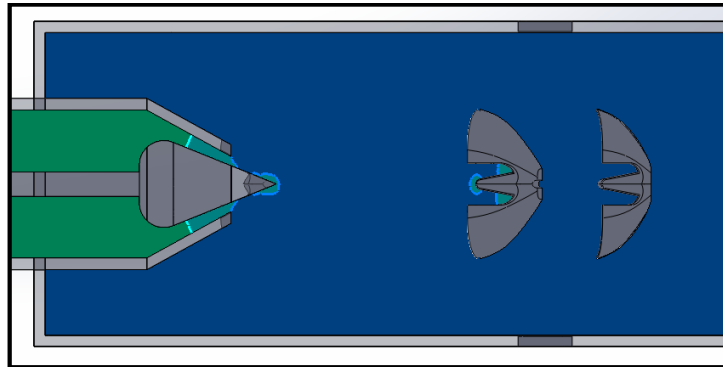
Velocidad en un diagrama de corte realizado en una vista en planta



Presión en un diagrama de corte realizado en una vista alzada



Presión en un diagrama de corte realizado en una vista en planta



Trayectoria del flujo

