



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN

**“APLICACIÓN DE TURBINA TIPO BULBO PARA LA GENERACIÓN DE
ENERGÍA ELÉCTRICA EN PUERTO PEÑASCO, SONORA”**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICISTA

PRESENTAN:

AKETZALLI LÓPEZ HERNÁNDEZ
MIGUEL ANGEL OCELOTL GUERRERO

ASESOR:

ING. GILBERTO CHAVARRÍA ORTIZ

CUAUTITLAN IZCALLI, ESTADO DE MÉXICO 2017



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
UNIDAD DE ADMINISTRACIÓN ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXÁMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLÁN
ASUNTO: VOTO APROBATORIO

M. en C. JORGE ALFREDO CUÉLLAR ORDAZ
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN
PRESENTE

ATN: I.A. LAURA MARGARITA CORTAZAR FIGUEROA
Jefa del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán.

Con base en el Reglamento General de Exámenes, y la Dirección de la Facultad, nos permitimos comunicar a usted que revisamos La Tesis:

“APLICACIÓN DE TURBINA TIPO BULBO PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN PUERTO PEÑASCO, SONORA”

Que presenta el pasante: **MIGUEL ANGEL OCELOTL GUERRERO**
Con número de cuenta: **41205501-2** para obtener el Título de: **Ingeniero Mecánico Electricista**

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE
“POR MI RAZA HABLARA EL ESPÍRITU”
Cuautitlán Izcalli, Méx. a 14 de diciembre de 2016.

PROFESORES QUE INTEGRAN EL JURADO

	NOMBRE	FIRMA
PRESIDENTE	M. en E. María Teresa Pacheco Escalona	
VOCAL	Ing. Bernardo Gabriel Muñoz Martínez	
SECRETARIO	Ing. Gilberto Chavarría Ortiz	
1er SUPLENTE	Dr. Victor Hugo Hernández Gómez	
2do SUPLENTE	Ing. Luis Raul Flores Coronel	

NOTA: Los sinodales suplentes están obligados a presentarse el día y hora del Examen Profesional (art. 127).
En caso de que algún miembro del jurado no pueda asistir al examen profesional deberá dar aviso por anticipado al departamento.
(Art 127 REP)
LMCF/ntm*

AGRADECIMIENTOS

OCELOTL GUERRERO MIGUEL ANGEL.

Quiero agradecer a la Universidad Nacional Autónoma de México y a la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán por abrirme las puertas y brindarme la oportunidad de estudiar dentro de ella la carrera de Ingeniero Mecánico Eléctrico.

A mi asesor de tesis el Ing. Gilberto Chavarría Ortiz por brindarme su apoyo durante proceso de titulación que aparte de haber sido mi profesor también es un gran amigo al cual le tengo una gran estima y respeto.

Agradezco eternamente a uno de mis motores ósea a mi madre Esperanza Guerrero Sánchez por su apoyo incondicional y por la gran comprensión que me tuvo en las diferentes situaciones que viví durante la carrera, te amo. También agradezco demasiado a mi padre Tony Aguilar Martínez quien es mi modelo a seguir y mi superhéroe sin capa que desde niño me enseñó con valores como enfrentarme a la vida y a no dejarme influenciar por el mal camino así como el luchar día a día por mis ideales.

También agradezco a mis abuelos Ignacio y Pascuala, a mi hermana Tania Maricruz Aguilar Guerrero porque siempre he tenido esa sensación de que su energía siempre está a mi lado dándome un empujón cada vez que me atoro y a la cual en especial dedico este trabajo que es la tesis, a mi abuelita Guadalupe Martínez Aguilar porque le prometí que cumpliría dichas metas que hasta hoy he logrado y a todas las demás personas que han estado cerca de mi apoyándome (amigos, familiares).

“Si vas a luchar que sea para ganar, si no a que vas”

INDICE

Objetivos	i
Resumen	ii
Introducción	iii
Capítulo 1. Antecedentes de centrales mareomotrices	
1.1. Introducción.	1
1.2. Sihwa Lake, Corea del Sur.	1
1.3. La Rance, Francia.	2
1.4. Tidal Lagoon, Reino Unido.	3
1.6. Annapolis Royal, Canadá.	4
Capítulo 2.	
Presentación de algunas zonas en donde se puede aplicar una central mareomotriz de turbina Bulbo por medio de mapas Mareografico en las regiones del océano pacifico y mar de cortés.	
2.1 Puerto Peñasco como zona idónea para la colocación de una central mareomotriz en México.	6
Capítulo 3. Generalidades de la Turbina Bulbo	
3.1. Introducción.	19
3.2. Tipos de turbinas bulbo.	21
3.2.1. Alternador en el exterior.	21
3.2.2. Alternador en la periferia.	21
3.2.3. Alternador en el interior.	22
3.3. Principio de funcionamiento de la turbina de bulbo.	23
3.4. Componentes de la turbina de bulbo.	24
3.5. Descripción de los componentes de la turbina de bulbo.	26
3.5.1. Cono fijo.	26
3.5.2. Cámara del rodete y cono del tubo de aspiración.	27
3.5.3. Escotilla del generador.	28
3.5.4. Protectores fijos.	29

3.5.5.	Partes rotatorias.	30
3.5.5.1.	Rodete.	30
3.5.5.2.	Flecha de la turbina.	31
3.5.5.3.	Caja de sellos de la flecha.	31
3.5.5.4	Chumacera de la turbina.	33
3.5.5.5.	Mecanismo de retroalimentación y tubería de aceite.	35
3.5.5.6.	Unidad de transferencia de aceite.	35
3.5.5.7.	Mecanismo de los alabes motrices o paletas reguladoras	36
3.5.6.	Generador eléctrico.	38

Capítulo 4. Fórmulas generales para la aplicación de la Turbina Bulbo.

4.1.	Criterios de selección de turbina.	40
4.1.1.	Calculo del caudal de la turbina axial.	43
4.1.2.	Energía cinética a la salida del rotor.	43
4.1.3.	Potencia mecánica.	46
4.1.4.	Potencia hidráulica teórica.	47
4.1.5.	Potencia absorbida por la turbina.	48
4.1.6.	Rendimiento hidráulico para una turbina de reacción.	48
4.1.7.	Dimensiones básica del rodete.	51
4.1.8.	Orientación de alabes del rotor para una turbina de reacción.	51
4.1.9.	Volumen del alabe del rotor.	52
4.1.10.	Fuerza dinámica de los alabes.	53
4.1.11.	Ecuación de Euler para turbinas de flujo axial.	53
4.1.12.	Cavitación.	54
4.1.12.1.	Coefficiente de cavitación.	55
4.2.	Análisis eléctrico de la turbina bulbo generación eléctrica.	55
4.2.1.	Generación eléctrica.	55
4.2.2.	Potencia eléctrica del rotor.	57
4.2.3.	Potencia del alternador de una turbina bulbo.	58
4.2.4.	Coefficiente de utilización de la potencia nominal del estator.	59
4.2.5.	Potencia máxima del generador eléctrico.	60

4.2.6.	Potencia en los bornes del generador.	61
4.2.7.	Potencia transmitida al generador.	62
4.2.8.	Potencia al freno de la turbina.	62

Capítulo 5. Aplicación de la turbina bulbo

5.1.	Introducción.	63
5.2.	Calculo del caudal de la turbina axial.	63
5.3.	Relación entre el caudal y la potencia hidráulica.	65
5.4.	Relación entre Potencia Hidráulica y Energía Motriz para la obtención de Potencia Mecánica.	66
5.5.	Rendimiento hidráulico para una turbina de Reacción.	67
5.6.	Potencia Absorbida por la turbina.	69
5.7.	Dimensiones básica del rodete.	71
5.8.	Fuerza dinámica de los alabes.	71
5.9.	Atura de Euler.	72
5.10.	Coefficiente de cavitación.	73
5.11.	Potencia eléctrica del rotor.	73
5.12.	Coefficiente de utilización de la potencia nominal del estator.	74
5.13.	Potencia del alternador de una turbina Bulbo	74
5.14.	Potencia máxima del generador eléctrico.	75
5.15.	Potencia en los bornes del generador.	75
5.16.	Potencia transmitida al generador.	75
5.17.	Potencia al freno de la turbina.	76
	Resultados	77
	Análisis de resultados	78
	Conclusiones	79
	Glosario	80
	Bibliografía	82

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Demostrar la aplicación de una Turbina Bulbo en la costa de Puerto Peñasco ubicado en el Estado de Sonora.

OBJETIVOS PARTICULARES

- Mencionar el antecedente de la turbina Bulbo.
- Presentar su función de la turbina Bulbo y sus componentes.
- Demostrar la aplicación de la turbina Bulbo con base a los cálculos generados.
- Concluir la aplicación de la turbina Bulbo en costa de Puerto Peñasco.

RESUMEN

Esta investigación se desarrolló con el propósito de promover la iniciativa de generar energía eléctrica por medio de la diferencia de mareas, utilizando un equipo de turbina tipo bulbo como fuente de generación de energía eléctrica en la cual desea instalar en la zona de Puerto Peñasco, Sonora.

Tomando en cuenta la problemática existente en el país, como son la alta demanda en el consumo de energía y la escasez de hidrocarburos, que son los que trabajan en las industrias para poder suministrar energía eléctrica con una desventaja muy grande que es la liberación de producto tóxico como es el dióxido de carbono (CO_2) siendo un gas de efecto invernadero que afecta el ecosistema.

Se investigó dicha información en donde mencionan la eficiencia mecánica – eléctrica existente de la aplicación de la turbina bulbo en otras partes del mundo tras su construcción. También se obtuvo información de cartas mareo graficas del Océano Pacífico mexicano, como son la ubicación de una región para la aplicación de la turbina con base en su altura al nivel del mar de dicha zona, así como su composición de material con el cual está construido el equipo de la turbina bulbo, cálculos técnicos de la turbina.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad México es un país en donde la demanda de generación de energía eléctrica se ha incrementado, buscando así sus alternativas de generación eléctrica por medio de las energías renovables (son aquellas energías que se renuevan cíclicamente o que son inagotables, como es el sol, el agua y el aire) para su producción, así mismo reducir el índice de contaminación ecológica.

Las turbinas bulbo son turbinas de reacción que permiten transformar la energía de las mareas en energía mecánica y esta a su vez en energía eléctrica, utilizando como componentes principales:

- Un cono fijo donde circulará el agua sobre una pared concéntrica.
- Un alternador que se encuentra dentro de la carcasa de la turbina.
- Aletas de guía fijas para soportar la turbina.
- Rodete tipo Kaplan que esta será quien active la energía mecánica del eje haciendo funcionar el alternador.

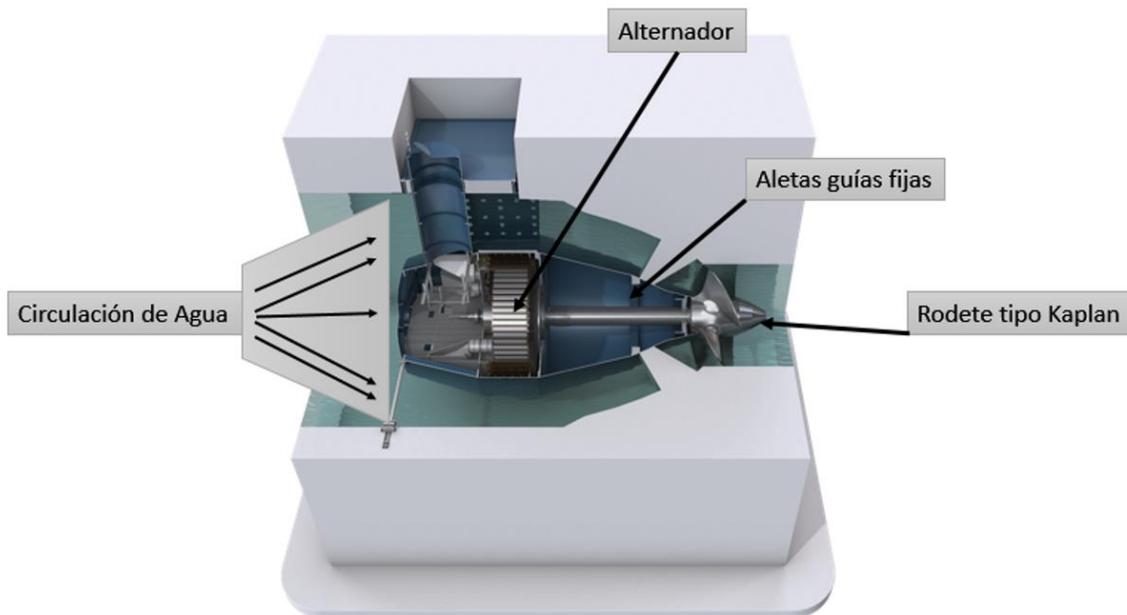


Figura 1.2 Turbina Bulbo (Tomada de <https://www.gerenewableenergy.com>)

La ventaja de este sistema es que la turbina bulbo utiliza el mismo procedimiento de una turbina Kaplan pero con la diferencia de que sus dimensiones son pequeñas y se pueden acondicionar en alturas reducidas siendo así con una eficiencia teórica mayor que la eficiencia de una turbina Kaplan.

México cuenta con una extensa hidrografía como se muestra en la figura 1.1, y que están localizados en tres vertientes como son:

- Océano Pacífico (Color Azul Rey)
- Golfo de California (Color Rojo)
- Golfo de México (Color Verde)
- Mar Caribe (Color Gris)

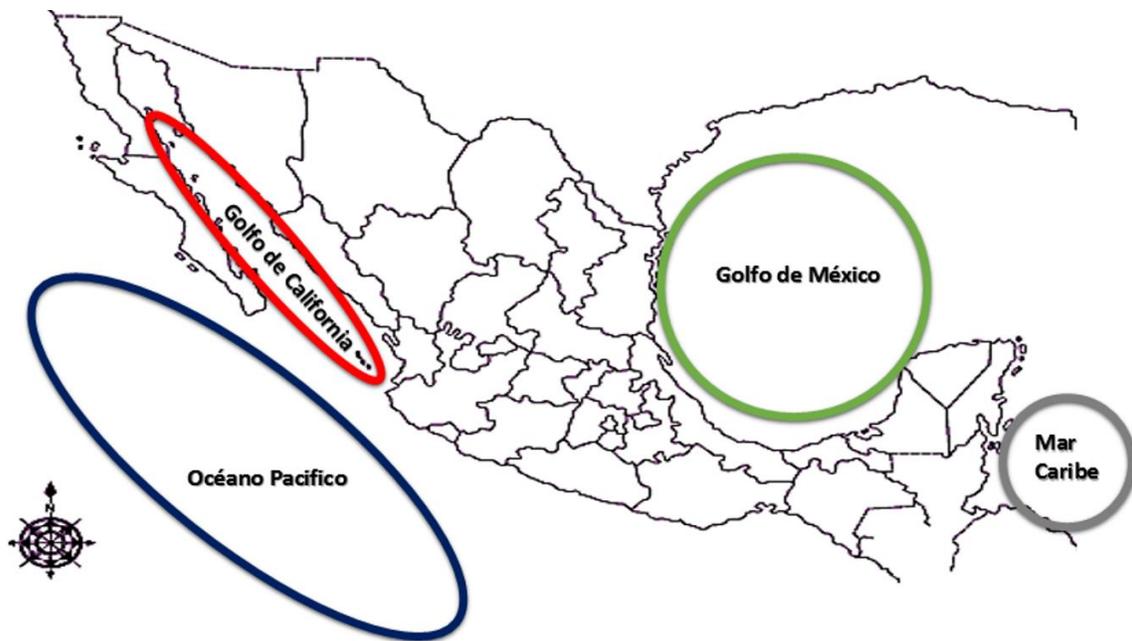


Figura 1.1 Hidrografía de México. (Imagen tomada de <http://www.grupoeditorialraf.com>).

Existen documentos de información sobre la aplicación de la turbina bulbo en otras regiones del mundo, es por eso que el presente trabajo está enfocado principalmente en establecer con base a cálculos teóricos en donde se espera concluir si se puede aplicar la turbina bulbo en la costa de Puerto Peñasco, Estado de Sonora.

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES DE CENTRALES MAREOMOTRICES

1. INTRODUCCIÓN.

La Energía Mareomotriz es en particular un medio de energía renovable completamente libre de emisiones y subproductos contaminantes, que es obtenida del aprovechamiento de las mareas. Sin embargo, la relación entre la cantidad de energía que se puede obtener y su costo de construcción, no han sido un impedimento hasta ahora para el uso de este tipo de energía ya que tienden a mejorar la rentabilidad de las micro centrales y las centrales mareomotrices, esto condujo a la puesta a punto de los grupos Bulbo que requieren conductos hidráulicos de formas simples y dimensiones reducidas, y que permiten un aumento de la potencia específica, y una reducción del costo de la obra civil.

En el capítulo 1, se describen algunas centrales mareomotrices que se construyeron hace algunos años alrededor del mundo, mostrando el precio de la construcción de cada central mareomotriz, así como sus resultados de capacidad de generación de potencia de cada planta.

1.1 LAGO SIHWA, COREA DEL SUR.

El lago Sihwa, es un lago artificial que cuenta con un área de 43.8 km^2 . Fue construido como un proyecto de recuperación de tierras por parte del gobierno de Corea del Sur en el año de 1994, ubicado en la costa Oeste de Corea del Sur cerca de la ciudad Gyeonggi. Utilizando únicamente 12.7 km de longitud en el malecón de la bahía Gyeonggi, el cual es utilizado para practicar diferentes actividades una de ellas deportivas.

La planta de energía de las mareas Sihwa genera una energía unidireccional dos veces al día. Cierra sus compuertas cuando la marea se encuentra en su nivel más bajo permitiendo el paso del agua hacia el depósito; Abre sus compuertas cuando la marea está alta, el agua fluye desde el lago del Oeste del mar a través del Lago Sihwa.

La central durante el proyecto de su construcción tuvo un costo de USD 560 millones. Contiene 10 generadores de Turbina Bulbo los cuales generan una capacidad de potencia de 254 MW (cada turbina genera una potencia de 25.4 MW), teniendo una generación anual de 552.7 GWh lo que es equivalente a 862.000 Barriles de petróleo o 315.000 toneladas de CO_2 .

Aproximadamente viajan dentro y fuera de la compuerta y de la turbina, 160 millones de toneladas de agua.

Su impacto más notable en el ecosistema ha sido la recuperación de la calidad de agua y la reducción de contaminantes en el nivel de oxígeno desde 17 ppm (partes por millón) a 2 ppm, como resultado fue el mejoramiento del hábitat de las especies. (Ver figura 1.1)



Figura 1.1 Planta Mareomotriz Lago Sihwa. (Tomada de <http://www.hydropower.org>)

1.2. LA RANCE, FRANCIA

La planta La Rance cuenta con 330 metros de largo. Se ubica en el estuario del río La Rance, Francia. Fue construida entre el año de 1961 y 1966, durante el proyecto de construcción tuvo un costo de 580 millones de euros.

Contiene 24 turbinas Bulbo generando una capacidad de potencia de 240 MW (cada turbina genera una potencia de 10 MW), teniendo una generación anual de 540 GWh. Se encuentra en una zona donde la marea tiene un promedio entre 8.2 metros a 13.5 metros, con un gran depósito de $184,000,000m^3$. (Ver figura 1.2)

Actualmente se encuentra bajo el control de operaciones por la empresa Electricité de France (EDF). Una presa de 330 metros de largo, fue construido en frente de una cuenca de 22 kilómetros cuadrados.



Figura 1.2. Planta Mareomotriz La Rance, Francia (Tomada de <http://www.british-hydro.org>)

La electricidad producida se envía a la red nacional de transmisión de 225kV, cubriendo las necesidades de aproximadamente 130.000 hogares cada año.

1.3. PROYECTO TIDAL LAGOON, REINO UNIDO

La planta Tidal Lagoon se planea construir en la bahía de Swansea, Reino Unido, Siendo uno de los proyectos de Energía Mareomotriz más grandes del mundo. Su objetivo es superar la capacidad de potencia de la planta La Rance de 240 MW cuando quede completado.

Con un presupuesto de construcción de 850 millones de libras (1.028 millones de euros), la planificación para su construcción fue aprobada en marzo de 2013. La planta estará ubicada en un área con un rango de marea media de 8.5 metros, construyéndose un dique de 9.5 km de longitud para crear una laguna con una superficie de 11,5 km² de mar. (Ver figura 1.3.)

La planta utilizará Turbinas de Bulbo reversibles para generar energía cuando el agua entre y salga de la laguna a través de la subida y bajada de las mareas.

La planta cuenta con una capacidad de generación de energía estimada en 400 GWh anuales, proveerá de energía a más de 120.000 hogares durante un período de 120 años.

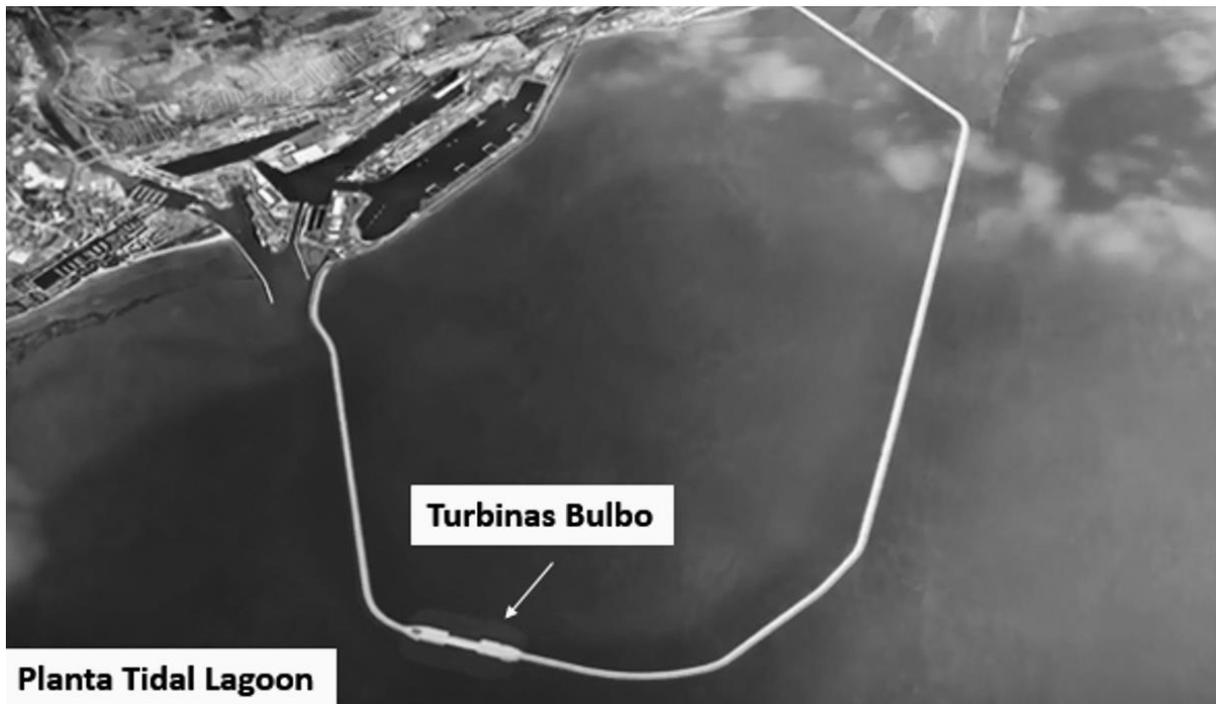


Figura 1.3. Planta Mareomotriz Tidal Lagoon, Reino Unido. (Imagen tomada de <http://www.structuralia.com>)

1.4. ANNAPOLIS ROYAL, CANADÁ

La planta de Energía Mareomotriz Annapolis Royal se ubica en la Cuenca de Annapolis, en la Bahía de Fundy en Canadá. (Ver figura 1.4.) Fue construida en el año de 1984.

La planta se encuentra bajo la operación de Nova Scotia Power, después de cuatro años de construcción. La central consta de turbinas de cuatro palas y compuertas de esclusa, las cuales permanecen cerradas con las mareas entrantes para crear un estanque en la parte baja del río Annapolis.

Cuando las compuertas se abren el agua se desplaza hacia el mar impulsando la turbina para generar energía, siempre que la diferencia de altura se sitúe en 1,6 m o más entre el estanque y el mar con la bajada de la marea. Tiene una extensión de 46.5 metros de longitud con una marea en promedio de 17 metros. Cuenta con una generación de capacidad de potencia de 20 MW, corriendo dentro de la planta una capacidad de 104 mil millones de toneladas métricas de agua.

Con una generación anual de 50GWh. Cubriendo las necesidades de energía de unos 4.000 hogares.



Figura 1.4. Localización de la Bahía Fundy. (Imagen tomada de <http://media.maps101.com>)

CAPÍTULO 2

PRESENTACIÓN DE ALGUNAS ZONAS EN DONDE SE PUEDE APLICAR UNA CENTRAL MAREOMOTRIZ DE TURBINAS BULBO POR MEDIO DE MAPAS MAREOGRAFICO DENTRO DE LAS REGIONES DEL OCÉANO PACIFICO Y MAR DE CORTÉS.

2.1 PUERTO PEÑASCO COMO ZONA IDÓNEA PARA LA COLOCACIÓN DE UNA CENTRAL MAREOMOTRIZ EN MÉXICO

La instalación de una central mareomotriz es posible siempre y cuando sea en lugares con una diferencia de 5 metros entre la marea alta y la marea baja. Mostrando a continuación una tabla en donde contiene una información acerca de la amplitud de marea que existe por el momento en algunas partes del mundo. (Ver tabla 2.1)

Lugar	País	Amplitud de la marea (m)
Bahía de Fundy	Canadá	19.5
Rio Gallegos	Argentina	18.0
Bahía Frobisher	Canadá	16.3
Mont Saint Michel	Francia	15.0
Severn	Gran Bretaña	14.1
Bahía de Collier	Australia	14.0
La Rance	Francia	13.5
Isla Rambler	China	13.2
Braunagar	India	12.5
Delta del Amazonas	Brasil	11.7
Santa Cruz	Argentina	11.0
Bristol	Gran Bretaña	10.0
Liverpool	Gran Bretaña	9.0
Puerto Peñasco	México	8.0

Tabla 2.1. Amplitudes de marea para Centrales Mareomotrices. (Tabla tomada de

[Http://www.tablademareas.com/](http://www.tablademareas.com/))

“Grandes coeficientes conllevan grandes pleamares y bajamares; se suelen producir grandes corrientes y movimientos de fondos marinos.”

Puerto Peñasco es considerado para generar una planta mareomotriz en nuestro país por su altura. En la figura 2.2 muestra la baja mar y pleamar teórica que presentan las zonas idóneas con una profundidad considerable. Durante El mes de agosto y septiembre se hizo una estima de altura que llegarían a presentar las olas en la parte norte del país y los datos se muestran en la Figura 2.3 Comparando esta tabla con la teórica vemos que la zona norte es idónea para colocar una central mareomotriz.

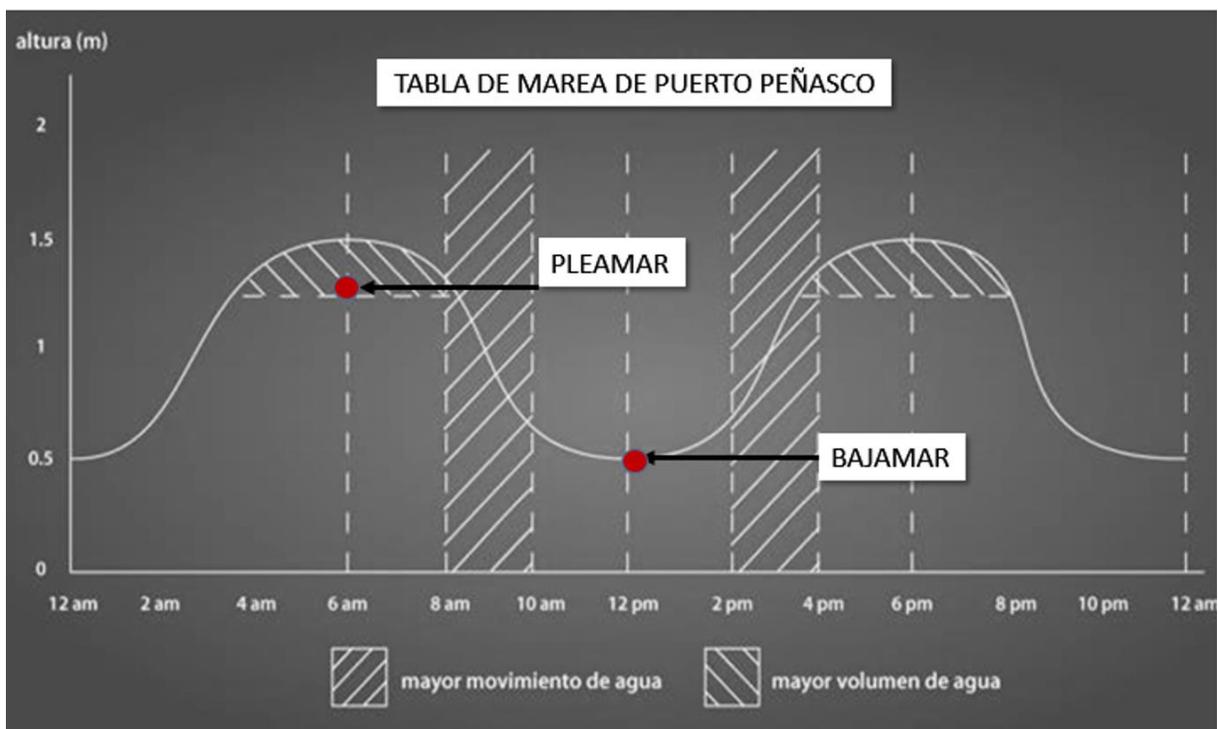


Figura 2.2. Pleamar y Bajamar teórico (Imagen tomada de Álvarez Martínez, Febrero 2014)

En resumen, una marea alta o pleamar es cuando el agua alcanza su altura máxima dentro del ciclo de mareas; Una marea baja o bajamar es cuando el agua del mar está en su nivel más bajo dentro del ciclo de las mareas. (ver figura 2.3)

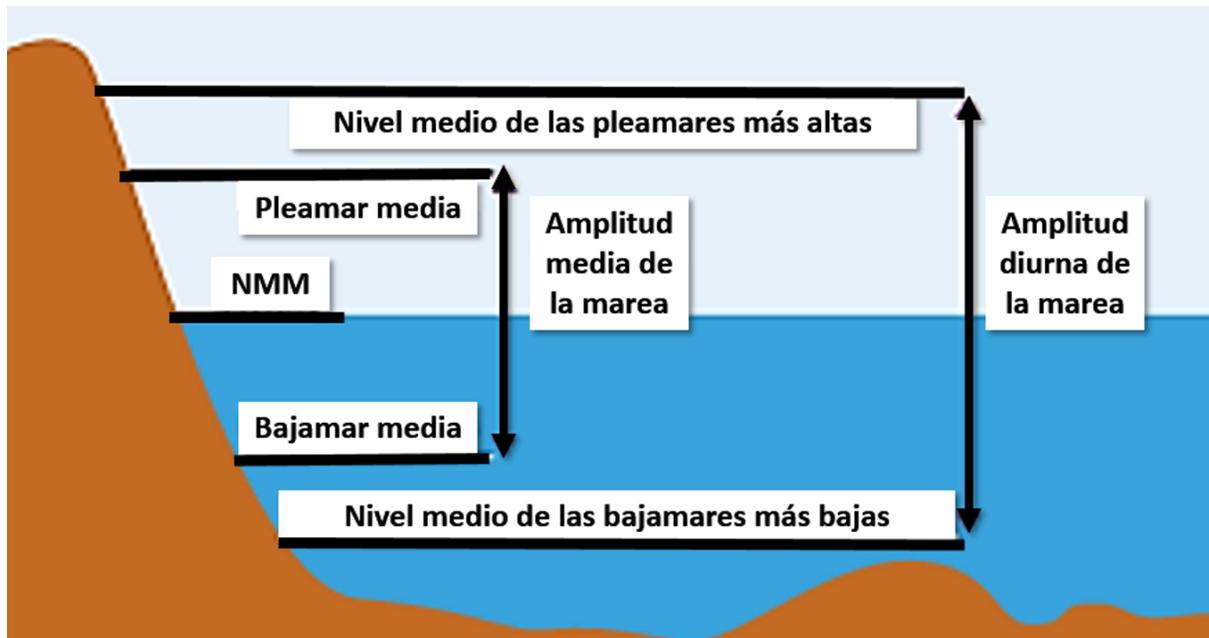


Figura 2.3 Pleamar y Bajamar (Imagen tomada de <http://www.tablademareas.com/>)

En la siguiente tabla se muestra los siguientes datos sobre la amplitud de las mareas de algunas regiones de la costa del Océano Pacífico y Mar Cortez.

NOMBRE	BAJAMAR	PLEAMAR	FIGURA
Baja california (Costa del pacifico)	-0.2 metros	1.8 metros	2.4.
Baja california Sur (Costa de México)	-0.1 metros	1.9 metros	2.5.
Costa de Jalisco	0.0 metros	1.2 metros	2.6.
Puerto Peñasco	-0.4 metros	5.2 metros	2.7.
Guaymas	0.2 metros	0.5 metros	2.8.

Enseguida se muestran datos gráficos sobre cada región.

BAJA CALIFORNIA (COSTA DEL PACIFICO)

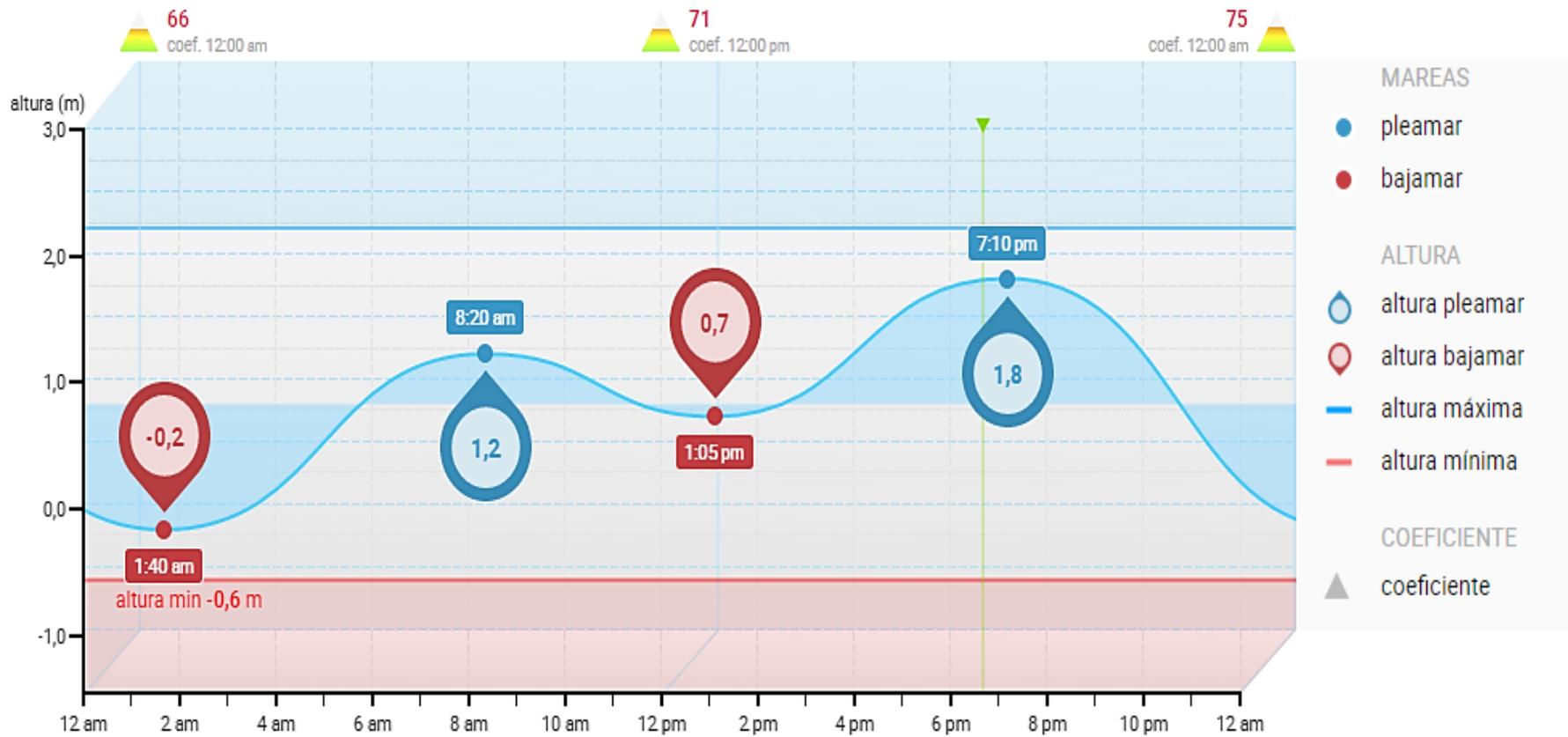


Figura 2.4. Pleamar y Bajamar de Baja california. (Imagen tomada de <http://www.tablademareas.com/>)

BAJA CALIFORNIA SUR (COSTA DE MÉXICO)

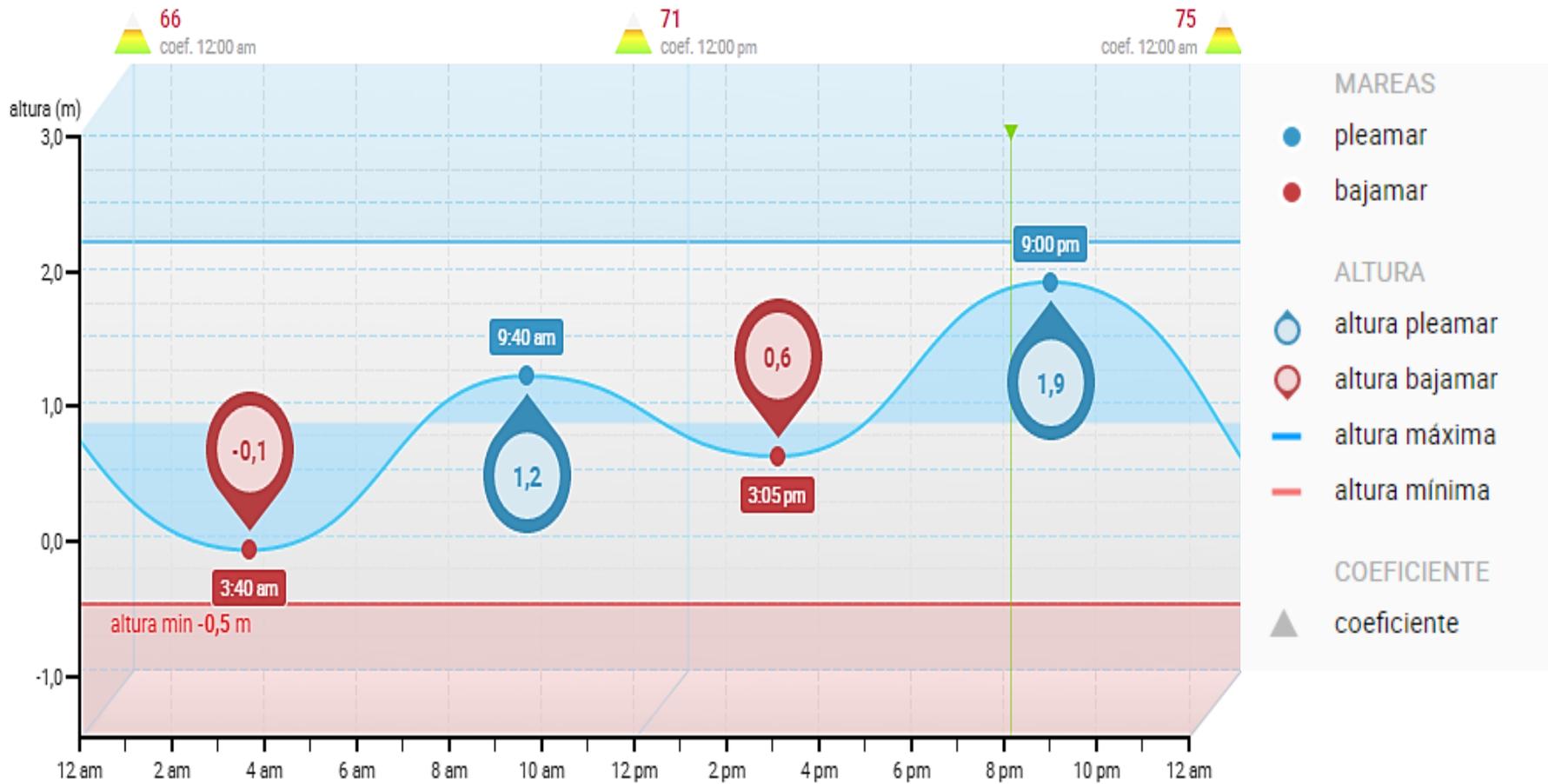


Figura 2.5. Pleamar y Bajamar de Baja california Sur. (Imagen tomada de <http://www.tablademareas.com/>)

COSTA DE JALISCO.

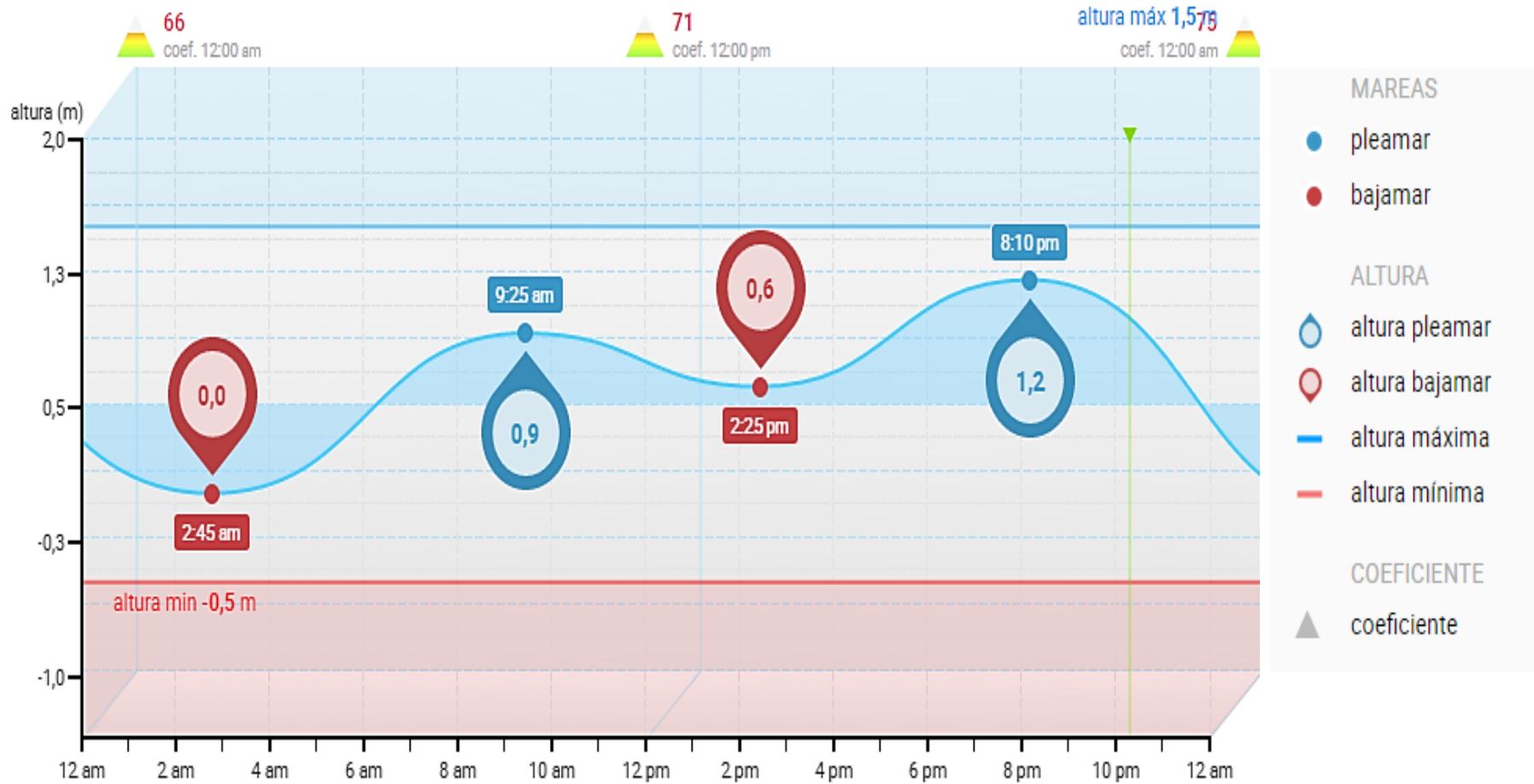


Figura 2.6. Pleamar y Bajamar de Jalisco. (Imagen tomada de <http://www.tablademareas.com/>)

PUERTO PEÑASCO

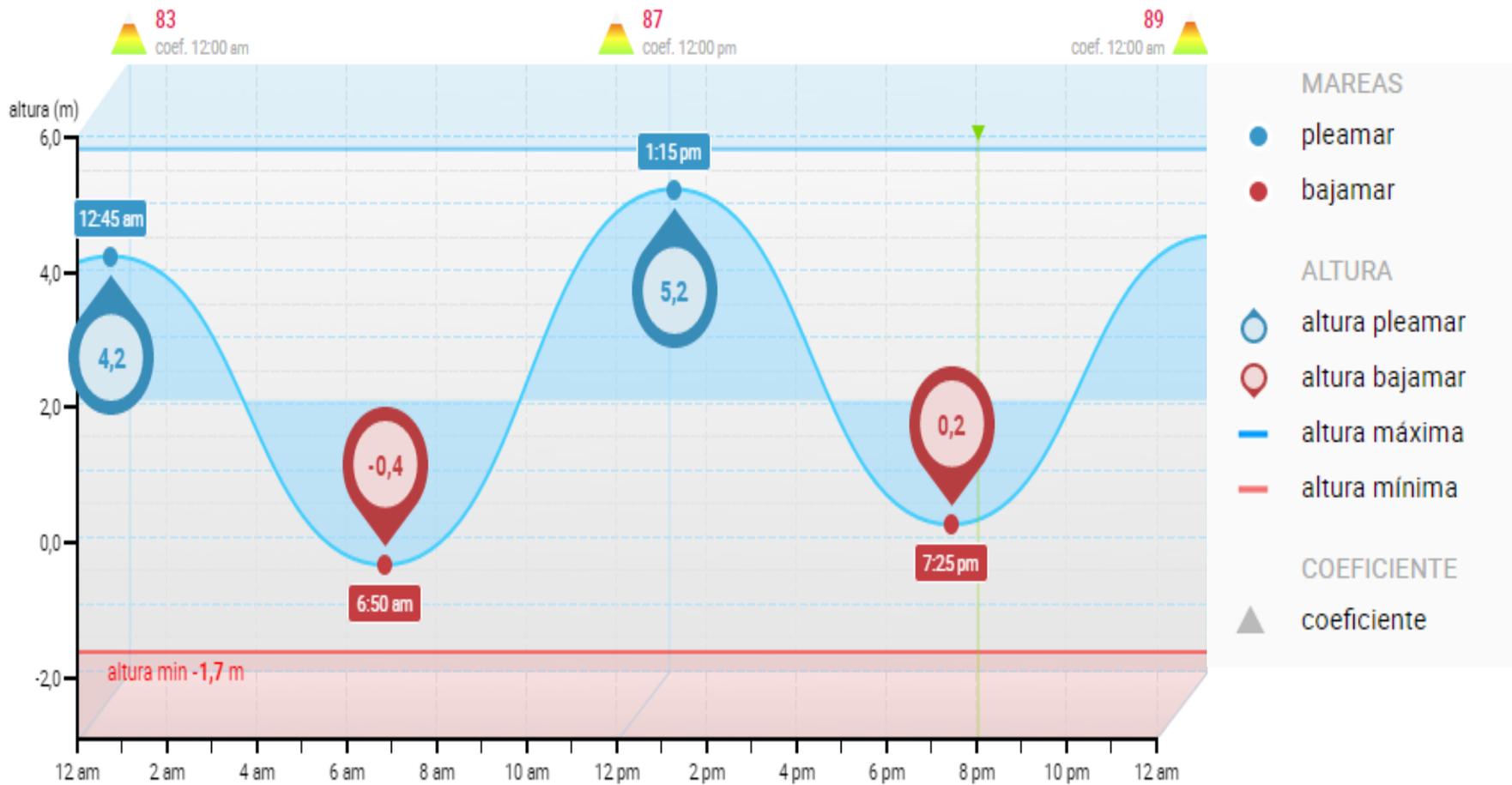


Figura 2.7. Pleamar y Bajamar de Puerto Peñasco. (Imagen tomada de <http://www.tablademareas.com/>)

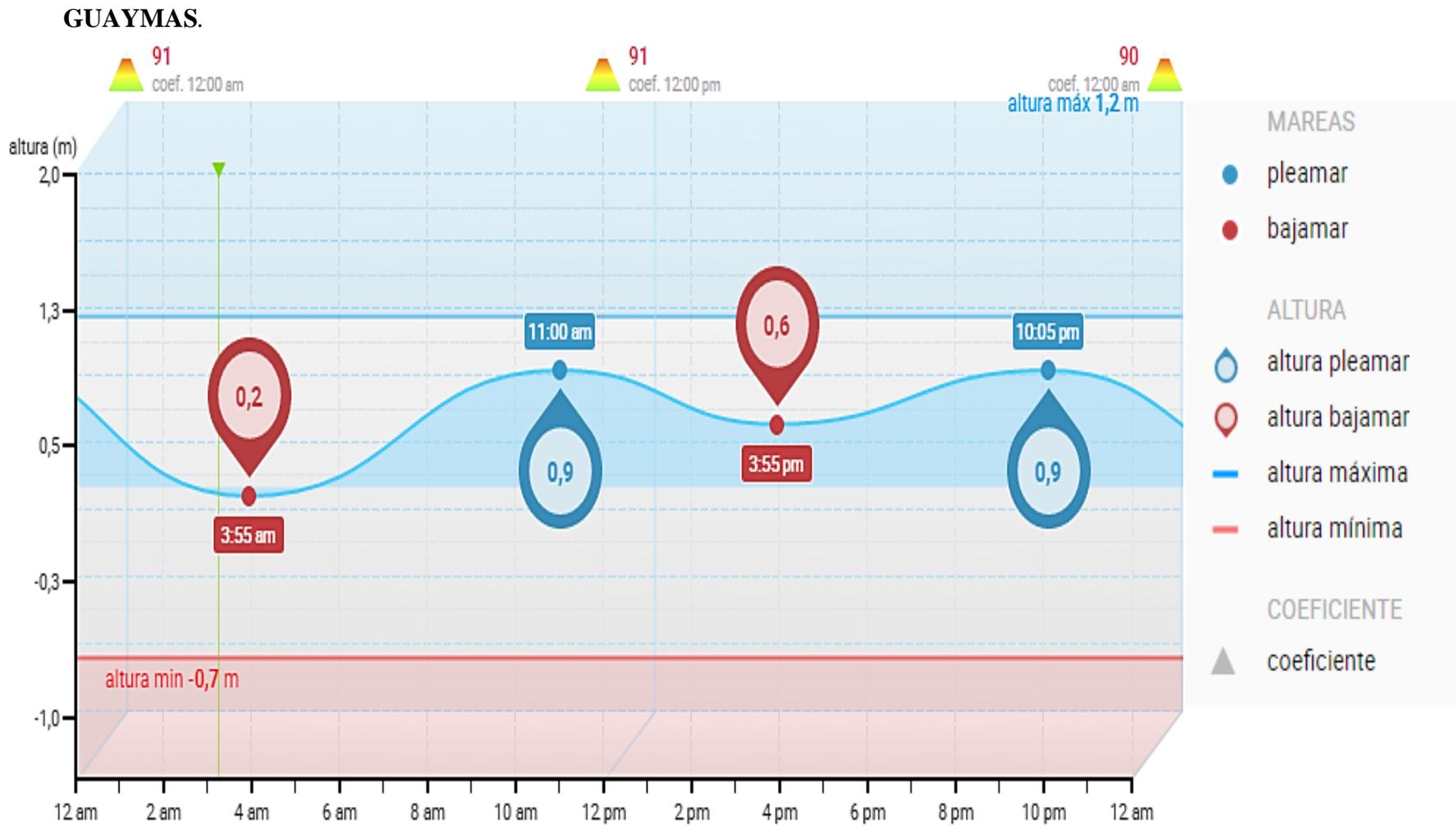


Figura 2.8. Pleamar y Bajamar de Guaymas. (Imagen tomada de <http://www.tablademareas.com/>)

Como se puede observar el lugar donde es posible colocar una central mareomotriz es en la parte alta del golfo de california, y es en Puerto Peñasco donde es más posible colocarla, pues sus alturas abarcan las mayor altitudes (de 6 metros a 7 metros). Estas altitudes son posibles gracias a que el tiempo en que tarda en subir la marea es el mismo que toma la onda de marea en ir y regresar hasta el fondo del Golfo, lo que se conoce como resonancia hidráulica.

Anteriormente vimos que Puerto Peñasco maneja alturas de 8 metros, pero debe considerarse que los cambios climáticos llegan a afectar las mareas, sin embargo 7 metros aún son considerables para generar energía.

La manera de calcular la predicción de mareas en Puerto Peñasco es de acuerdo a la ecuación 2.1:

$$(\tau) = a_0 + \sum_{n=1}^k a_n \cos(\omega_n t + \alpha_n) \quad (2.1)$$

$a_0 =$ Nivel medio de referencia establecido
 $a_n =$ Amplitud
 $\alpha_n =$ Fase
 $k =$ Componentes armónicas consideradas
 $\omega_n =$ Frecuencias angulares correspondientes

La instalación y toma de datos con mareógrafos son procesos complejos, y dado que normalmente existen pocas variaciones de mareas para localizaciones relativamente cercanas, es posible predecir la marea de los puertos secundarios (una vez que tenemos las estadísticas y datos arrojados de la tabla de mareas).

Cabe mencionar que la UNAM ha desarrollado un estudio teórico de la potencia que puede entregar una central mareomotriz y el resultado arrojó una potencia entre 15 MW/km² y la energía específica, de 8.4 GWh/km².

Se estudiaron, por ejemplo, lagunas costeras, donde arreglos de doble embalse que aprovechan la topografía del lugar, así permitirían, mediante compuertas y bordos razonablemente pequeños, crear una mitad de laguna de nivel siempre alto y la otra de nivel siempre bajo, sin considerar todavía los aspectos ambientales y económicos.

Y regresando a la posibilidad de instalar una planta en Puerto Peñasco se está analizando el arreglo de una isla (o corral de cría de peces), donde el impacto ambiental sea mínimo, en un

área de 1 km^2 . Su construcción sería con tablestacas de 12 metros de alto, clavadas en el lecho marino, donde el fondo sea apropiado. La isla estaría dividida en dos estanques mediante una pared con turbinas, y se podría combinar la piscicultura con la generación de energía eléctrica, suministrándose 5 MW casi continuos al puerto. Y los datos que arrojaron la investigación por parte de la UNAM son los que se encuentran en la Figura 2.9.¹

La isla estaría dividida en dos estanques mediante una pared con turbinas, y se podría combinar la piscicultura con la generación de energía eléctrica, suministrándose 5 MW casi continuos al puerto.

¹ Álvarez Martínez, Estévez Cabrera, González Moreno, Jiménez Delgadillo. (1° de Febrero 2014). Memorias del Tercer Concurso de Investigación Desarrollo e Innovación Cidit 2014. Energía mareomotriz, gran oportunidad para México. pp. 15-18. Recuperado por

1. Área del embalse de 2,590 km²

Longitud cortina 74 km

Potencia instalada 38,828 MW (FP 6%)

Energía total 21,657 GWh/año

Pot/A = 15 MWh/km²

E/A = 8.4 GWh/año/km²

1. Área del embalse de 630 km²

Longitud cortina 47 km

Potencia instalada 9,451 MW (FP 6%)

Energía total 5,260 GWh/año

Pot/A = 15 MWh/km²

E/A = 8.4 GWh/año/km²

2. Área del embalse de 130 km²

Longitud cortina 16 km

Potencia instalada 1,979 MW (FP 6%)

Energía total 1,090 GWh/año

Pot/A = 15 MWh/km²

E/A = 8.4 GWh/año/km²

3. Doble embalse 1km²

Longitud cortina 1km

Potencia instalada 5 MW

Energía despachable

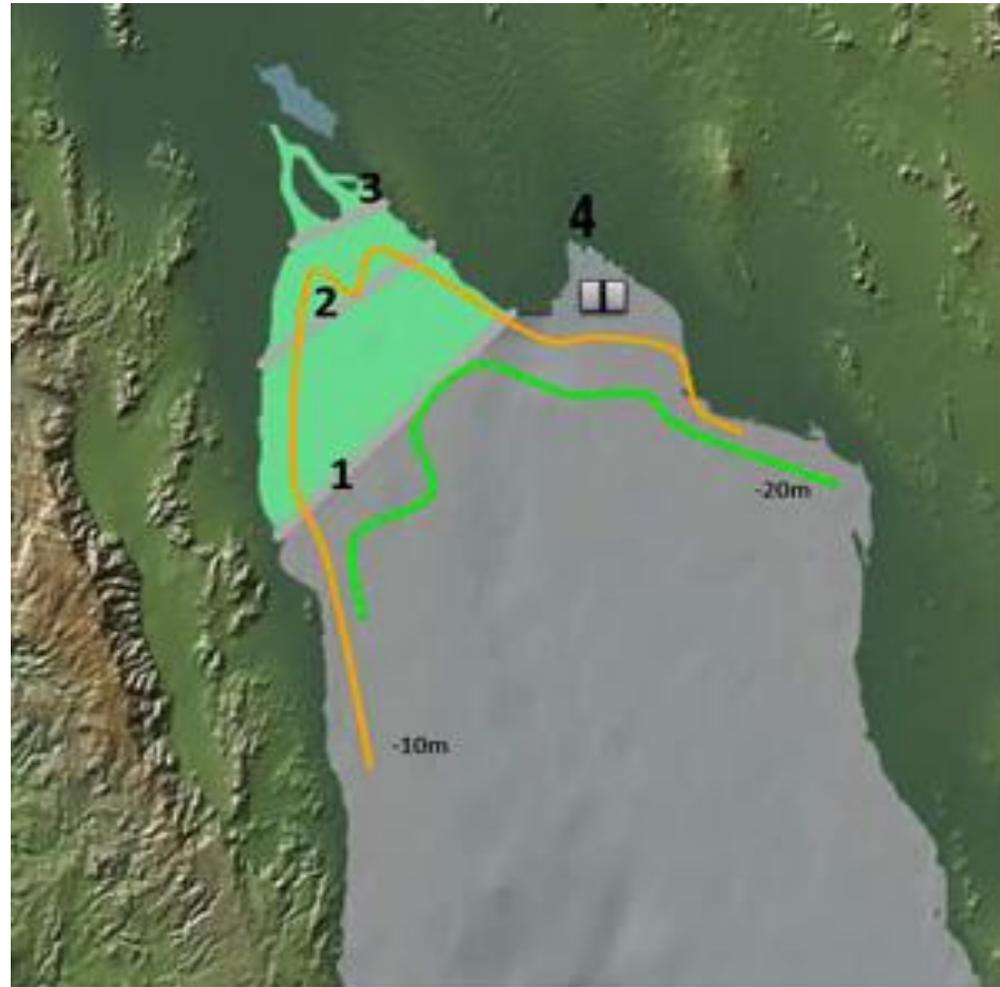


Figura 2.9. Isla de Puerto Peñasco. (Imagen tomada de <http://zeus.lci.ulsu.mx>)

Para evaluar una zona geográfica se debe hacer un análisis económico y ambiental, y este estudio requiere de un análisis a fondo. Los costos dependen del método o la instalación que se ocupe, la más económica es el generador de la corriente de marea, la más cara la presa mareomotriz y en un intermedio la Energía Mareomotriz dinámica.

La pesca es algo que comprende ambos factores, por un lado alterar la actividad pesquera puede afectar al ecosistema y económica. La pesca es una actividad de sustento económico para los sonorenses, sin embargo la marea baja es la que permite tener una mejor pesca, por lo que cuando la marea es alta no hay mucha actividad pesquera. Siendo de gran ventaja, ya que la planta mareomotriz necesita de altitudes altas en marea, por lo que la situación pesquera sería exactamente la misma. En la figura 2.10. Se puede observar la actividad pesquera que presenta Puerto Peñasco, y cuando altitud está en su punto idóneo la actividad pesquera es baja.

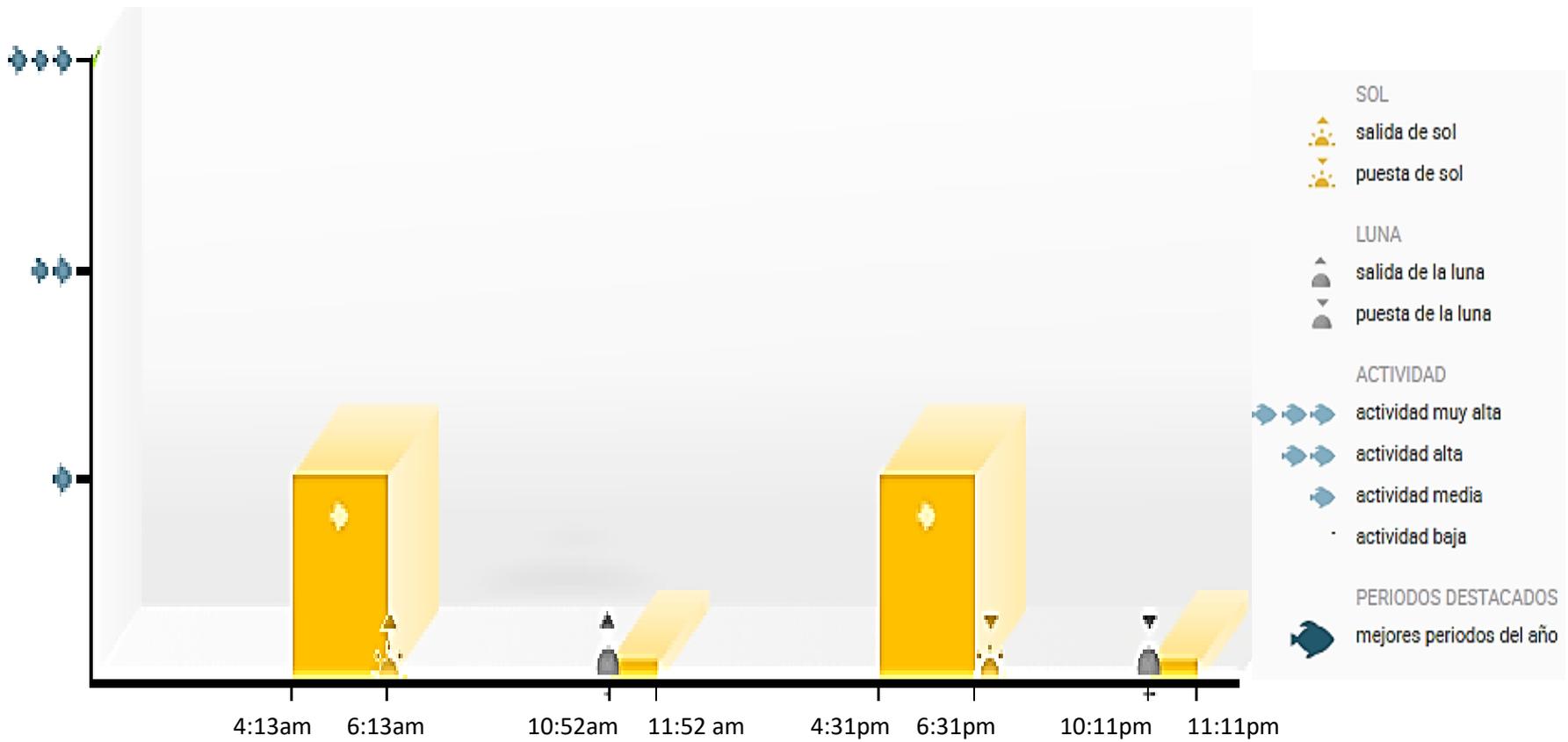


Figura 2.10. Actividad pesquera de Puerto Peñasco (Imagen tomada de <http://www.tablademareas.com/>)

CAPÍTULO 3

GENERALIDADES DE LA TURBINA DE BULBO

3.1. INTRODUCCIÓN.

La Turbina Bulbo (ver figura 3.1), es una Turbina de Reacción, esto quiere decir que transfieren potencia del fluido al eje del rotor. Siendo una *Turbina de Reacción*, en donde hay un descenso en la presión estática a medida que el fluido pasa por la región entre un par de alabes; en esta región se presenta una expansión y cada par de alabes se comporta como si fueran una “boquilla móvil”.

Considerando que las máquinas que transmiten potencia desde un eje hasta el fluido, la potencia que se transmite al fluido mejor conocido como *rotor* o *impulsor*, en el que hay alabes

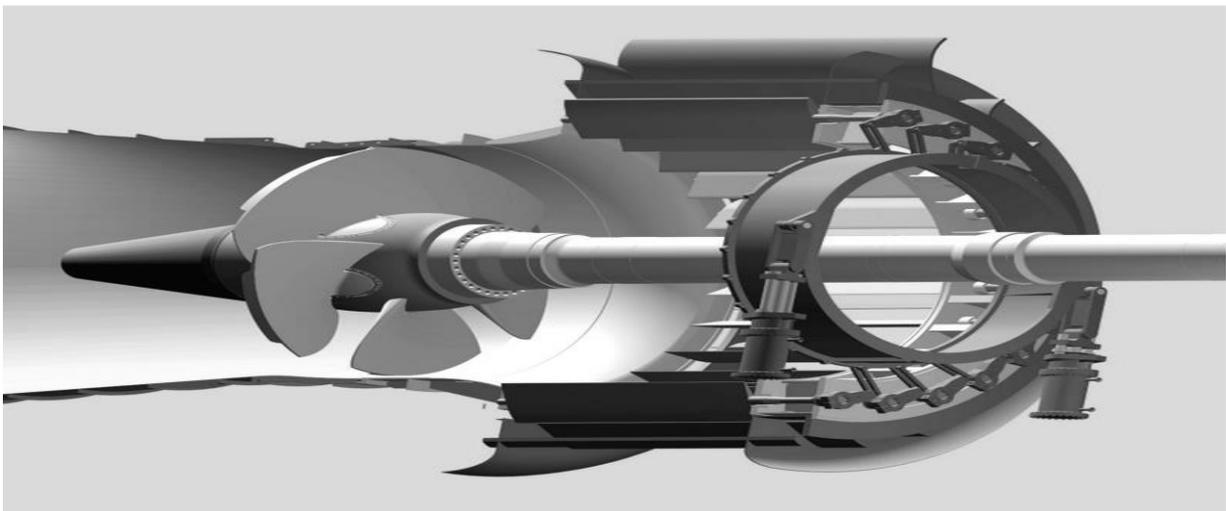


Figura 3.1. Imagen del rotor – propulsor. (Imagen tomada de <http://fuentes-ahorros.blogspot.mx/2011/11/01/archive.html>)

Las Turbinas de Bulbo tienen las palas orientables y sus turbinas funcionan en los dos sentidos de rotación (Turbinas Reversibles), son un modelo especial de las Turbina Hélice que son capaces de aprovechar saltos de pequeños desniveles, los cuales posteriormente han sido empleados como parte fundamental por las centrales mareomotrices e hidroeléctricas con cargas muy bajas que van de 2 metros a los 20 metros.

En la figura 3.2. Se muestra una Turbina Bulbo cuya altura es de 3.75 metros. Llevando un arreglo horizontal de la flecha la cual permite estar a baja altura de la casa de máquinas.

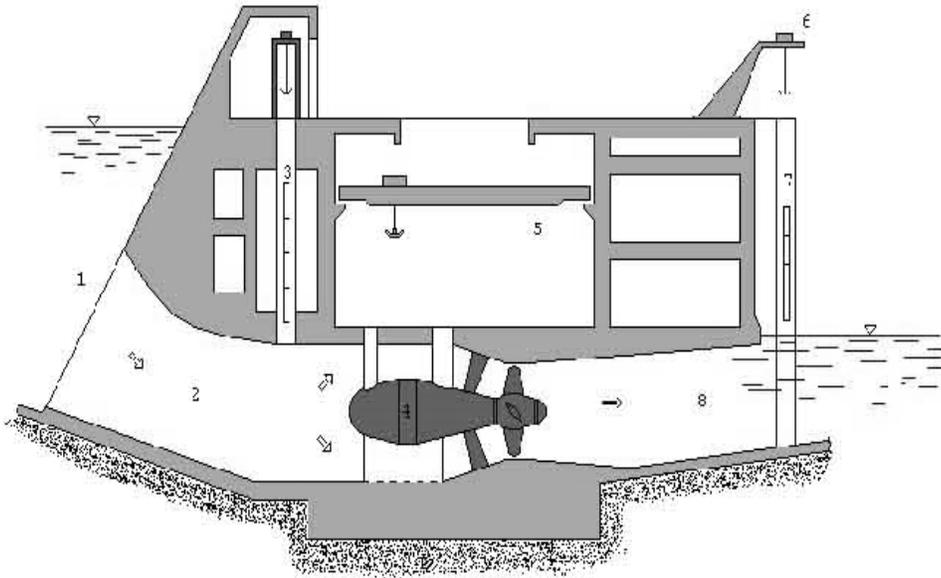


Figura 3.2. Visualización de la Posición de Turbina Bulbo dentro de la cámara de operaciones. (Imagen tomada de <https://thales.cica.es/>)

La diferencia de esta turbina con respecto a otras como son de tipo Kaplan, Francis y Pelton es que posee sus componentes principales como es la turbina y el generador dentro del envolvente de la turbina.

La turbina Bulbo, no solo acelera el flujo de agua hacia el distribuidor sino que también nos proporciona el enfriamiento necesario del generador a través de su pared cónica sobre la cual el flujo de agua pasa teniendo un movimiento axial y radial en el distribuidor, el cual no fluye a través de una carcasa envolvente. Por otro lado tomando en cuenta que los Husillos de los alabes motrices tienen una inclinación normalmente de 60° con relación a la flecha de la turbina. Su diferencia hacia las otras turbinas es que tienen un distribuidor de forma cónica.

En cuanto al rodete de la Turbina de Bulbo es el mismo diseño de las Turbinas Kaplan y puede tener diferente número de alabes dependiendo de la carga y el flujo de agua, pero con la ventaja de que tendrá una eficiencia más alta girando a las velocidades específicas.

En capítulo 3 se mostraran el grupo de turbinas bulbo que existen, así como sus componentes y la descripción de cada uno.

3.2. TIPOS DE TURBINAS BULBO

Existen 3 tipos de diseños de las Turbinas Bulbo las cuales depende de la forma del alternador, y son:

3.2.1. GRUPOS BULBO CON EL ALTERNADOR EN EL EXTERIOR

Este grupo es el modelo de turbina tipo Kaplan, donde el alternador se localiza fuera de la carcasa de la turbina mareomotriz, siendo conectada en una cámara externa. La idea data de la construcción de la primera presa de Asuán en 1927, pero nunca se han conseguido grandes resultados a causa de la aparición de vibraciones.

3.2.2. GRUPOS BULBO CON EL ALTERNADOR EN LA PERIFERIA.

Las palas hélice fungen como los brazos del rotor lo cual hace que cuando éstas se construyen orientables, los problemas mecánicos son insalvables. Los polos magnéticos inductores del alternador se encuentran unidos solidariamente a la periferia del rodete de la turbina y giran con él, como se muestra en la figura 3.2.1.

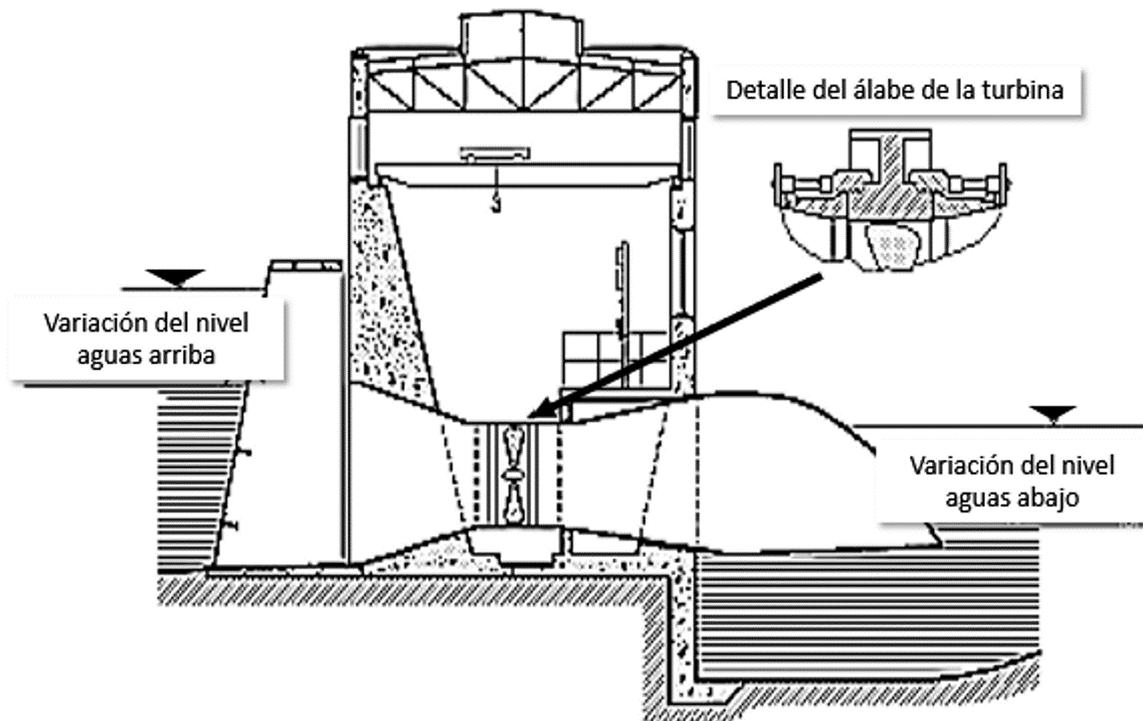


Figura 3.2.1 Orientación de una Turbina Kaplan. (<http://manager.redsauce.net/>)

3.2.3. GRUPOS BULBO CON EL ALTERNADOR EN EL INTERIOR

Los Bulbos de la figura 3.2.2 son básicamente los que se emplean actualmente en las centrales mareomotrices se debe fundamentalmente a las condiciones de doble sentido tanto de funcionamiento, como a la necesidad de emplear los propios grupos Bulbo en funciones de bombeo para provocar el llenado del embalse. Este tipo de funcionamiento originó problemas en los sistemas eléctricos que implicaron una disminución del tamaño del alternador, y en el sistema de refrigeración por aceite a presión, para evacuar el calor y evitar las entradas de agua en el recinto sumergido del alternador, lo que indujo a construir un grupo único (turbina-alternador) siendo en este momento cuando nacen los auténticos grupos Bulbo de aplicación exclusiva en las centrales mareomotrices, que tienen como características principales:

- Paso del agua axialmente.
- Funcionamiento en los dos sentidos y posibilidad de actuar como bomba para el llenado del embalse

Entre otros tipos de grupos Bulbos hay que señalar aquellos que por su concepción están dedicados a aprovechar saltos pequeños con caudales relativamente pequeños; entre estos son de destacar los grupos en sifón de la figura 3.2.3, que se emplean para saltos de 1,5 m a 3 m con caudales del orden de 15 m³/seg, siendo sus potencias del orden de 50 a 300 kw. Otro tipo lo constituyen los grupos en depósito de agua, para consumos del orden de 10 a 15 m³/seg, aunque excepcionalmente pueden alcanzar consumos de 28 m³/seg, siendo las alturas del salto generalmente superiores a las de sifón. Otro modelo de características parecidas, aunque todavía de mayor caída, lo constituye los Bulbos en conducción, cuya principal característica es su sencillez, pues se confunden la presa y la central en una única obra.

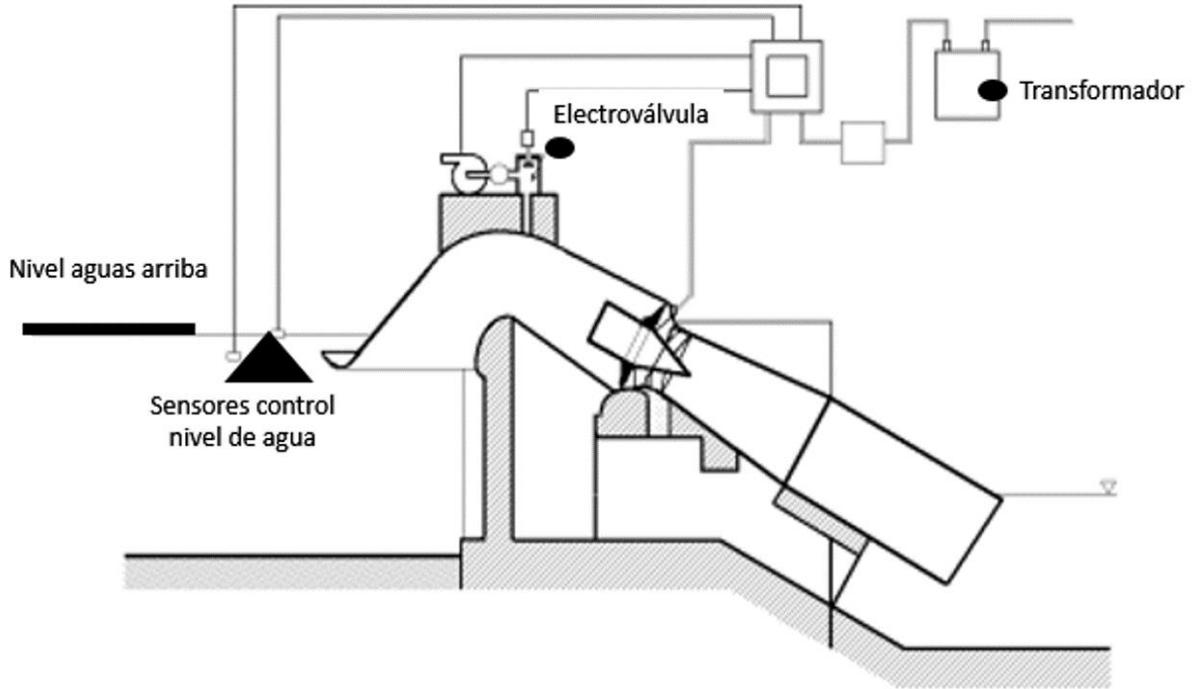


Figura 3.2.3 Grupos en sifón.

3.3. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE BULBO

Lo que se trata de conseguir con los grupos de Turbinas de Bulbo es aumentar la potencia específica, mediante un aumento de la velocidad específica η_s . Los ensayos sobre la distribución de velocidades, muestran que las pérdidas de carga más importantes se producen a la entrada y a la salida, cuando las potencias específicas son elevadas, por lo que se pueden conseguir con los grupos Bulbo mayores potencias específicas, para un salto hidráulico dado el cual tienen un diámetro de rueda inferior al de las Turbinas Kaplan de la misma potencia; para caídas más pequeñas que el salto de diseño, las potencias generadas por la Turbina Axial (Turbinas de Bulbo) son superiores a las desarrolladas por las Turbinas Kaplan.

3.4.1 COMPONENTES DE LA TURBINA DE BULBO

Los componentes de la Turbina de Bulbo para estos dispositivos son mostrados en la figura 3.4.

Y están compuestos por:

1. Cono fijo
2. Cámara del rodete y cono del tubo de aspiración.
3. Escotilla del generador.
4. Protectores fijos.
5. Partes rotatorias.
6. Caja de sello de la flecha.
7. Chumacera de la turbina.
8. Mecanismo de los alabes motrices.

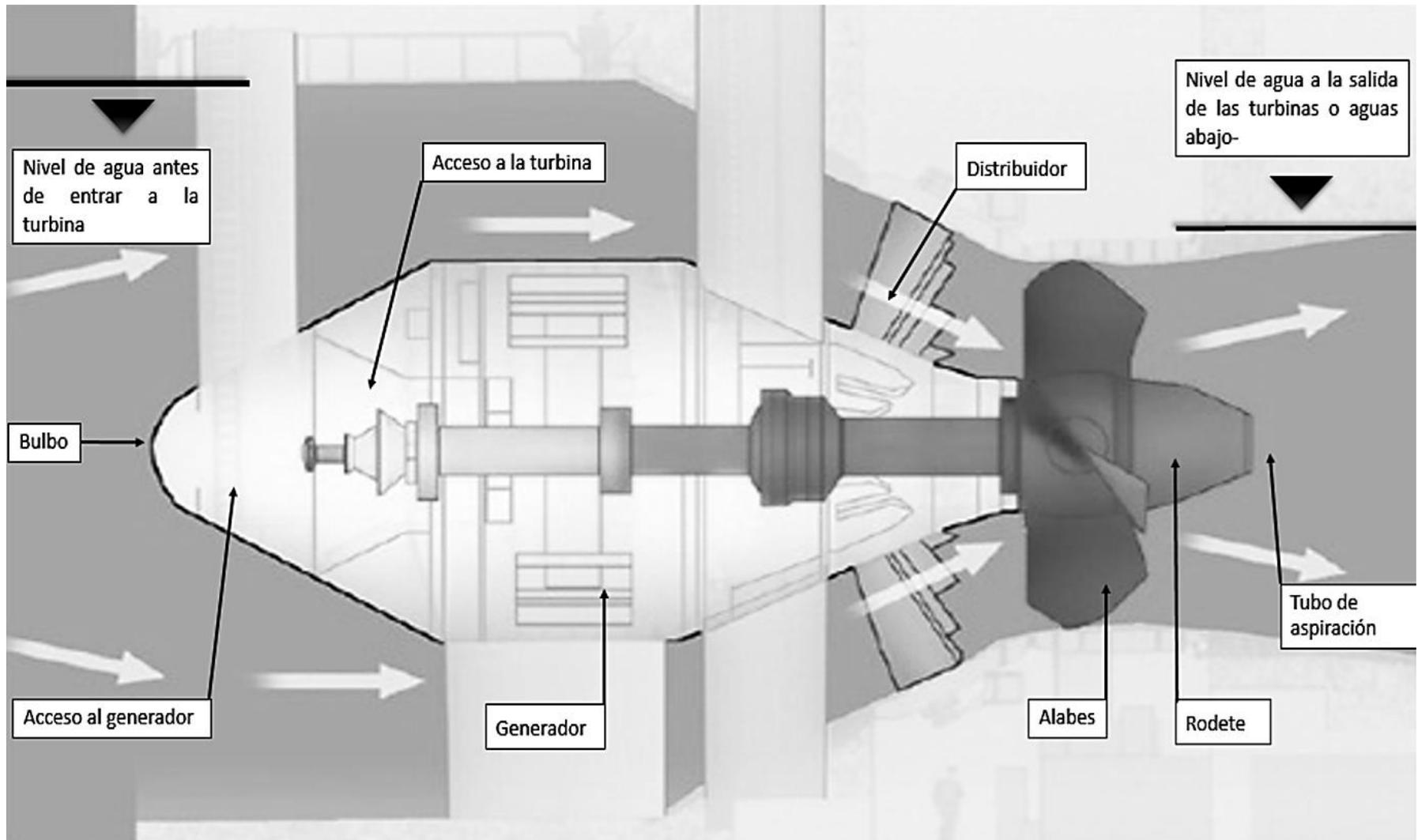


Figura 3.4.1. Corte transversal de una Turbina de Bulbo. (Imagen tomada de <https://equipo2fae.wordpress.com>)

3.5. DESCRIPCION DE LOS COMPONENTES DE LA TURBINA DE BULBO.

A continuación se muestran en detalle cada componente de la Turbina de Bulbo.

3.5.1. CONO FIJO.

Es formado por cuatro elementos, que son constituidos por una columna principal superior y una columna inferior, un cono fijo interno y otro externo, las cuales se encuentran soldadas a las columnas principales por lo tanto el distribuidor quien se encuentra en la parte interna de la turbina se encuentra sujeta sincronamente al cono fijo interno mejor conocido como aguas abajo. En la siguiente figura 3.5.1. se muestra que el cono fijo externo parte desde el paso exterior de agua y esta se encuentra fraguando en concreto con las partes externas de las columnas principales, siendo así que el conjunto Bulbo-Generador se encuentre sujeto en aguas arriba la cual se localiza del lado del cono fijo interno.

Todos estos componentes se ubican en el centro del flujo de agua y forma el paso interior de agua junto con el cubo del rodete. Dos partes fijas laterales a cada lado del Bulbo aguas arriba de las columnas principales con la intención de rigidizarlo y evitar así las vibraciones y resonancias. Tomando en cuenta el peso total y las fuerzas hidráulicas que se transfieren al concreto a través del cono fijo vía las dos estructura principales.

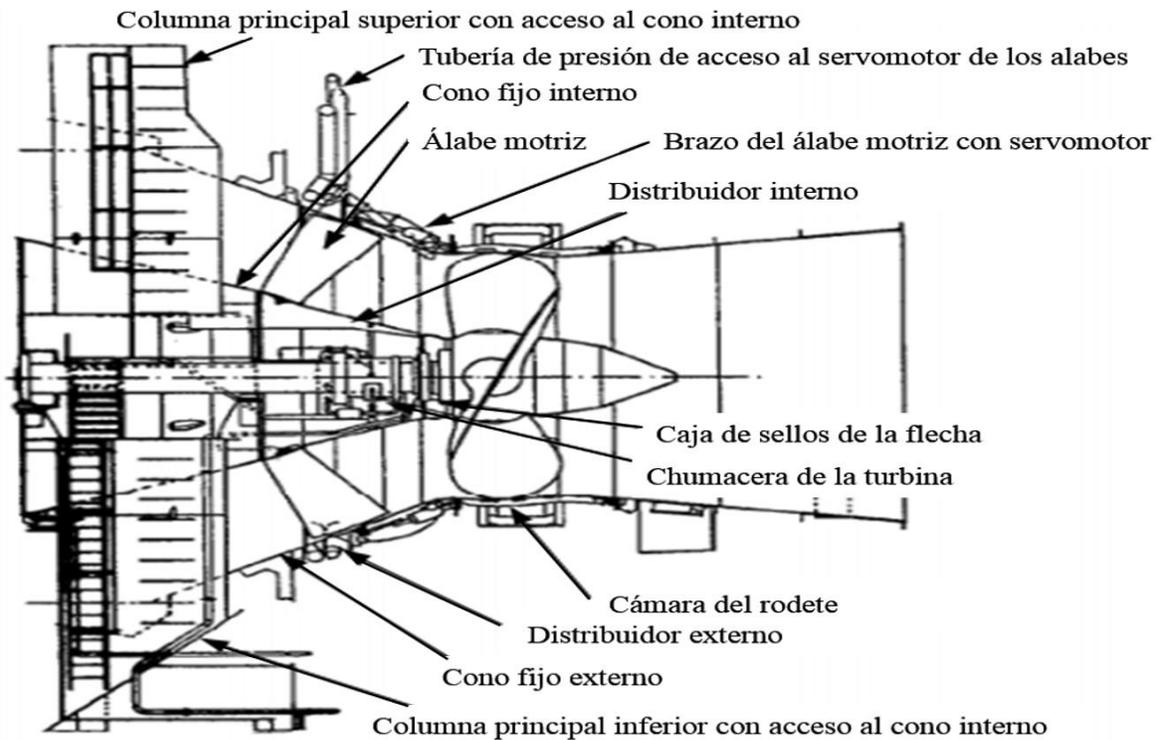


Figura 3.5.1. Cono fijo de la Turbina de Bulbo.(Maldonado, 2015)

3.5.2. CÁMARA DEL RODETE Y CONO DEL TUBO DE ASPIRACIÓN.

La cámara del rodete es el conjunto que une hacia el cono fijo externo y el cono del tubo de aspiración. El lado aguas abajo del cono externo es soportado con una brida (Elemento que une dos componentes de un sistema de tuberías) a la cual se sujeta la cámara del rodete mientras que el tubo de aspiración consiste de dos o más conos de acero soldado quien se encuentra fraguado en concreto, como se muestra en la figura 3.5.2. Para las aguas arriba se conecta a la cámara del rodete a través de una conexión telescópica flexible. Este tipo de conexión es necesaria para permitir ciertos movimientos axiales de la cámara del rodete y la parte exterior del distribuidor debido a las elongaciones que se registran por cambio de temperatura.

La velocidad máxima del agua a la salida determina la longitud del recubrimiento en el cono de acero con el fin de evitar daño en el concreto.

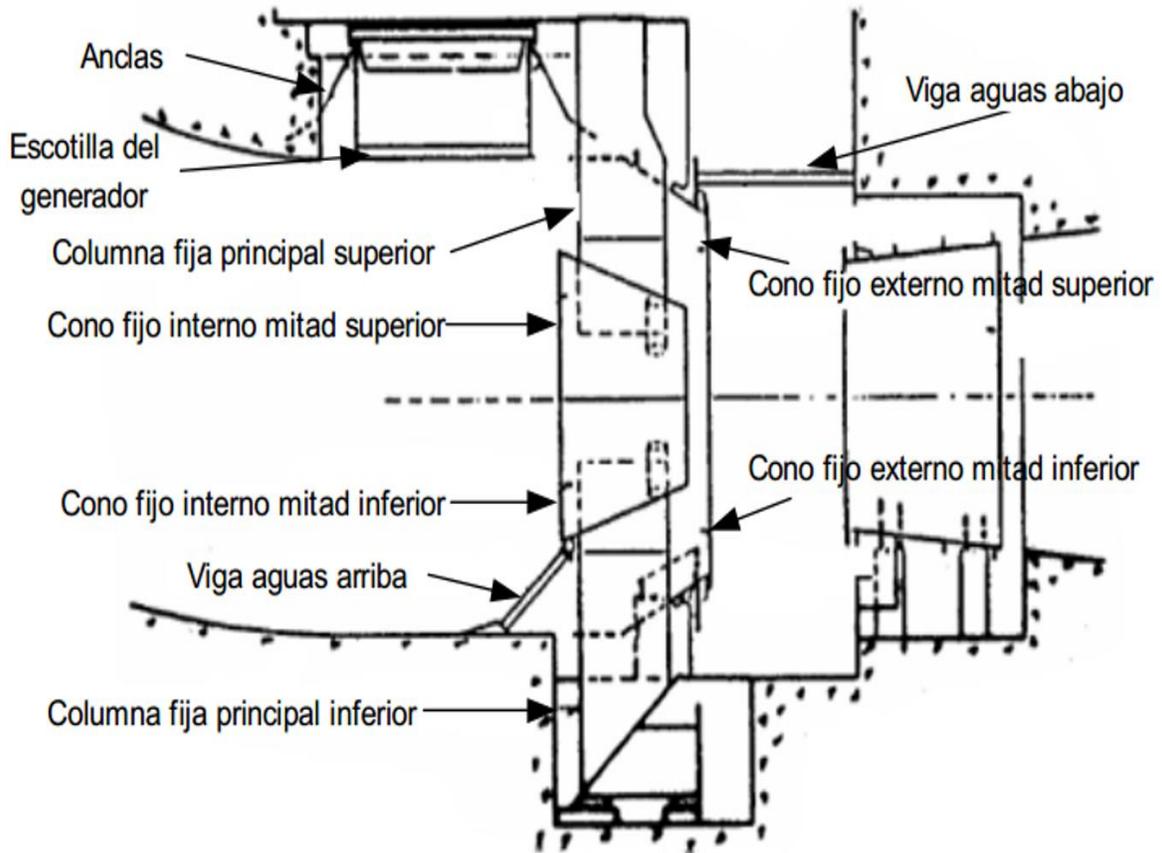


Figura 3.5.2 Cono fijo y tubo de aspiración en elevación. (Imagen tomada de <ftp://ftp.ehu.es/>)

3.5.3. ESCOTILLA DEL GENERADOR.

La escotilla del generador es parte del conjunto de la turbina Bulbo, se localiza arriba del generador y se tiene el acceso al mismo para las actividades de mantenimiento, la escotilla se encuentra perforada y este conforma el paso exterior del agua al abrirse la misma.

Se tiene la forma de un elemento cilíndrico de acero con una brida en la parte superior para cubrirla así como para alojar su sello, como se muestra en la figura 3.5.3. El Bulbo de la unidad sube y baja al llenar y desaguar las turbinas, la junta del sello entre el elemento cilíndrico y la cubierta de la escotilla debe permitir el movimiento vertical de ese componente. (Ver figura 3.5.3)

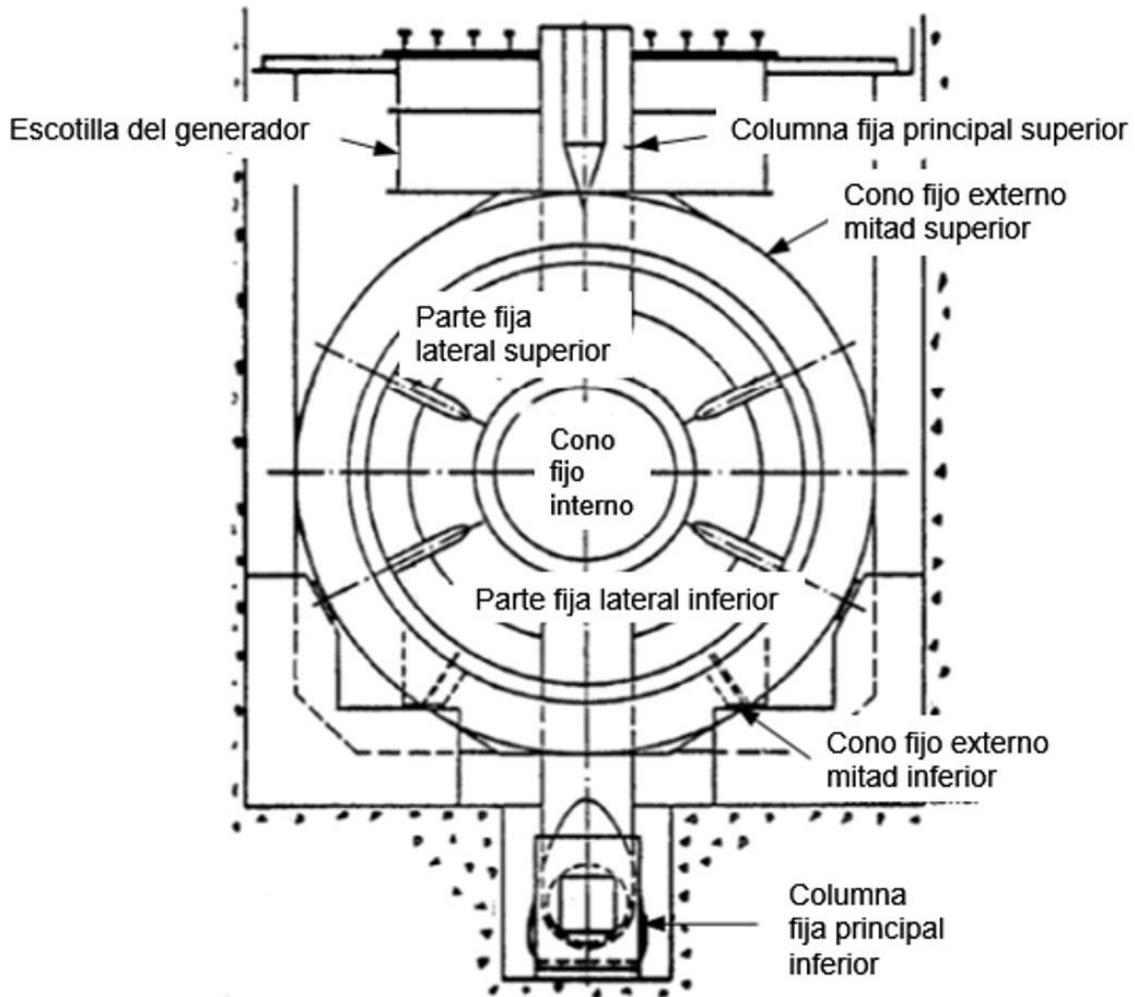


Figura 3.5.3 Corte seccional del cono fijo. (Imagen tomada de <ftp://ftp.ehu.es/>)

3.5.4. PROTECTORES FIJOS.

Los protectores fijos están ubicados entre la flecha de acceso al generador y las columnas fijas principales de la turbina. Forman una pared homogénea para que fluya el agua hidrodinámicamente en la estructura fija en el lado aguas arriba para evitar formación de vórtices indeseables. Los protectores están sujetos al Bulbo y así mismos por tornillos de fijación para hacerlo rígido. Están libremente apoyados contra el paso de acceso y columnas principales para poder emitir los movimientos axiales. Por lo tanto en los protectores existe una entrada para que el personal ingrese para hacer labores de inspección y mantenimiento.

PARTES ROTATORIAS.

En la figura 3.5.4 se muestran las siguientes partes rotatorias:

- Rodete.
- Flecha de la turbina.
- Leva para sellar la flecha, anillo de sujeción, anillo de desgaste y anillo para contener el aceite.
- Anillo para contener el aceite para la chumacera de la turbina.
- Mecanismos de retroalimentación y tubería de aceite.
- Unidad para transferencia de aceite de las partes rotatorias a las estacionarias.

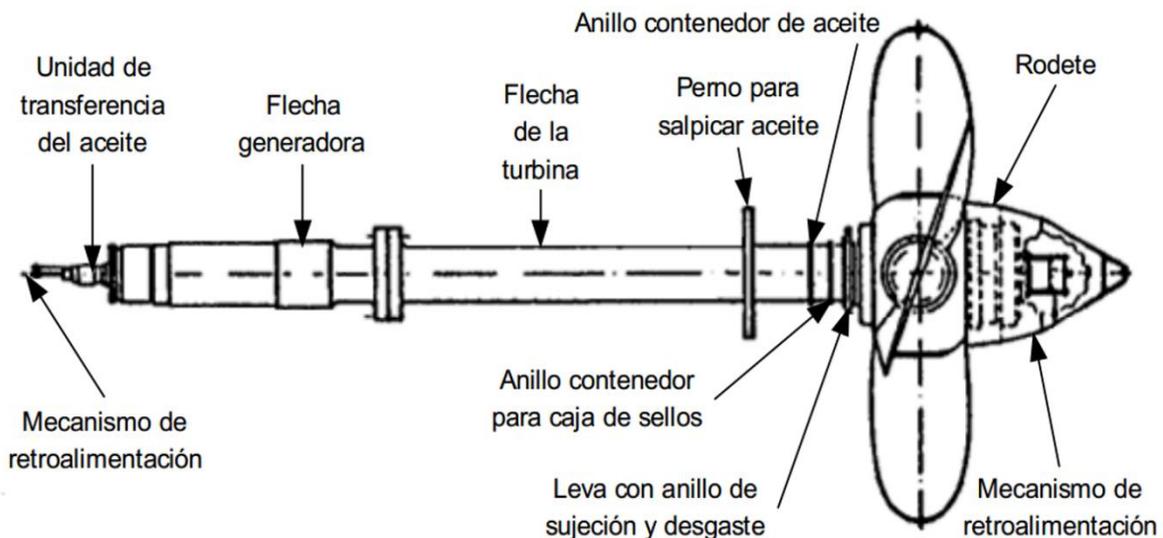


Figura 3.5.4. Partes rotatorias de la Turbina de Bulbo (Imagen tomada de <ftp://ftp.ehu.es/>)

3.5.5.1. RODETE

- Es similar al rodete Kaplan ya que tiene normalmente de tres a cinco álabes hechos de acero inoxidable los cuales estos álabes se diseñan con bridas y están sujetos a pernos escalonados y palancas. Su servomotor para operar los alabes está normalmente ubicado en el interior del cubo ya que tiene un pistón fijo con movimiento axial y apoyos adecuados para las palancas de los álabes que están dentro del cubo, como se muestra en la figura 3.5.5.

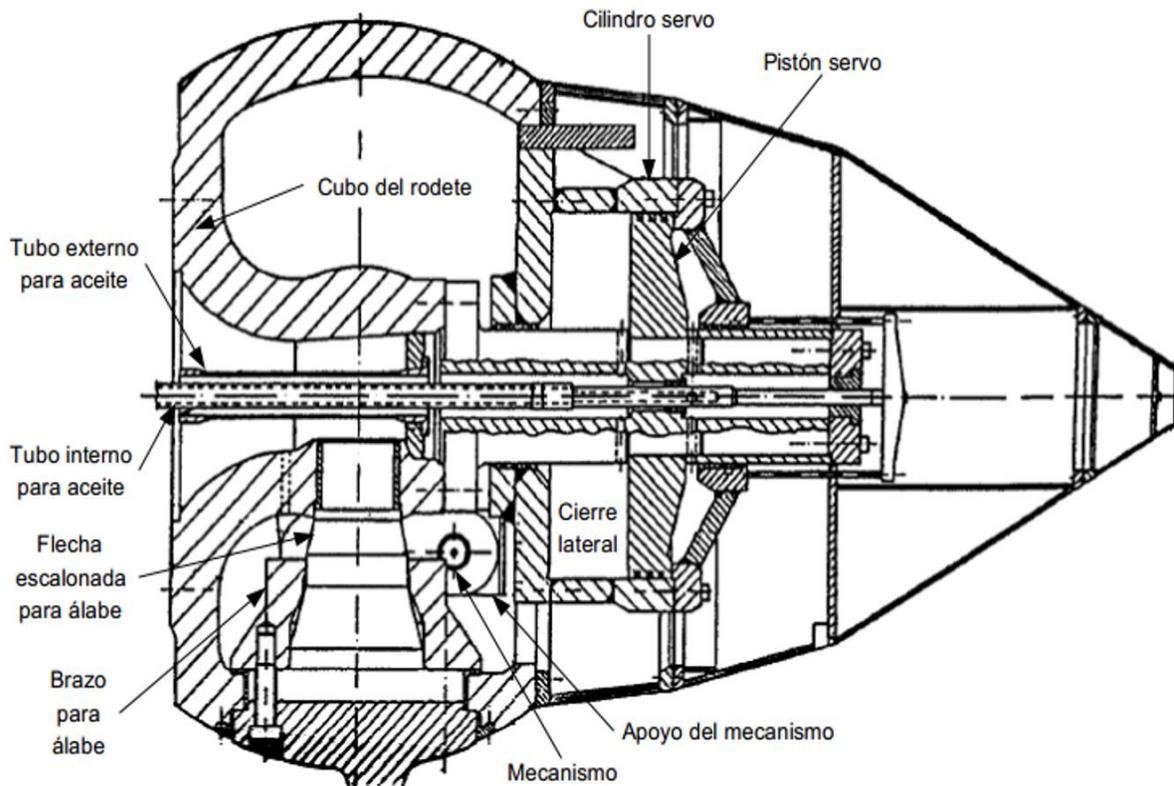


Figura 3.5.5 Cubo del rodete (Imagen tomada de <http://ftp.demec.ufpr.br/>)

3.5.5.2. FLECHA DE LA TURBINA

La flecha de la turbina es de acero forjado y tiene bridas en ambos lados. Un extremo está conectado al cubo del rodete y el otro a la flecha del generador.

3.5.5.3 CAJA DE SELLOS DE LA FLECHA

Se usan varias cajas de sellos para la flecha. Un tipo, especial para Turbinas tipo Bulbo, tiene superficies de sello radiales hechas de un disco de desgaste endurecido de acero inoxidable y dos anillos de desgaste hechos de fibras de tipo teflón. El disco de desgaste se sujeta a la leva que esta fija a la flecha.

Los anillos de desgaste se adhieren al anillo del sello por lo tanto este es móvil y se aloja dentro del anillo de ajuste por medio de una membrana la cual permite el anillo de sello moverse

axialmente de 5 a 6 mm dentro de la flecha en la dirección aguas abajo cuando la unidad está con carga. Tomando en cuenta que se debe mantener una tolerancia para el desgaste de las superficies del sello.

Para el anillo de ajuste esta se sujeta al anillo de soporte de forma axial por medio de un sistema de gatos hidráulicos de doble acción, para el desgaste de los anillos el rango de ajuste de la caja de sellos debe ser de 8 – 10 mm.

Este puede acercarse o retirarse de la leva por medio de los gatos hidráulicos. Cuando este anillo está en contacto con la leva los anillos de desgaste y sello pueden quitarse sin drenar la unidad.

Para evitar la fuga de agua en la caja de sellos se evita desaguando en la tubería del cárcamo de la bomba, tomando en cuenta estos procedimientos.

- Se coloca un anillo de contenedor en la flecha para evitar que el agua se fugue a lo largo de ella luego se coloca un anillo de hule en la posición de aguas arriba de la flecha y se sellara en contra de la cubierta de la caja de sellos.

La caja de sellos se suministra con cuatro resortes que presionan los anillos de sello y desgaste contra la superficie de sello para evitar fugas cuando el sistema de balanceo este fuera de operación, por ejemplo, al llenar la turbina, como se muestra en la figura 3.5.6.

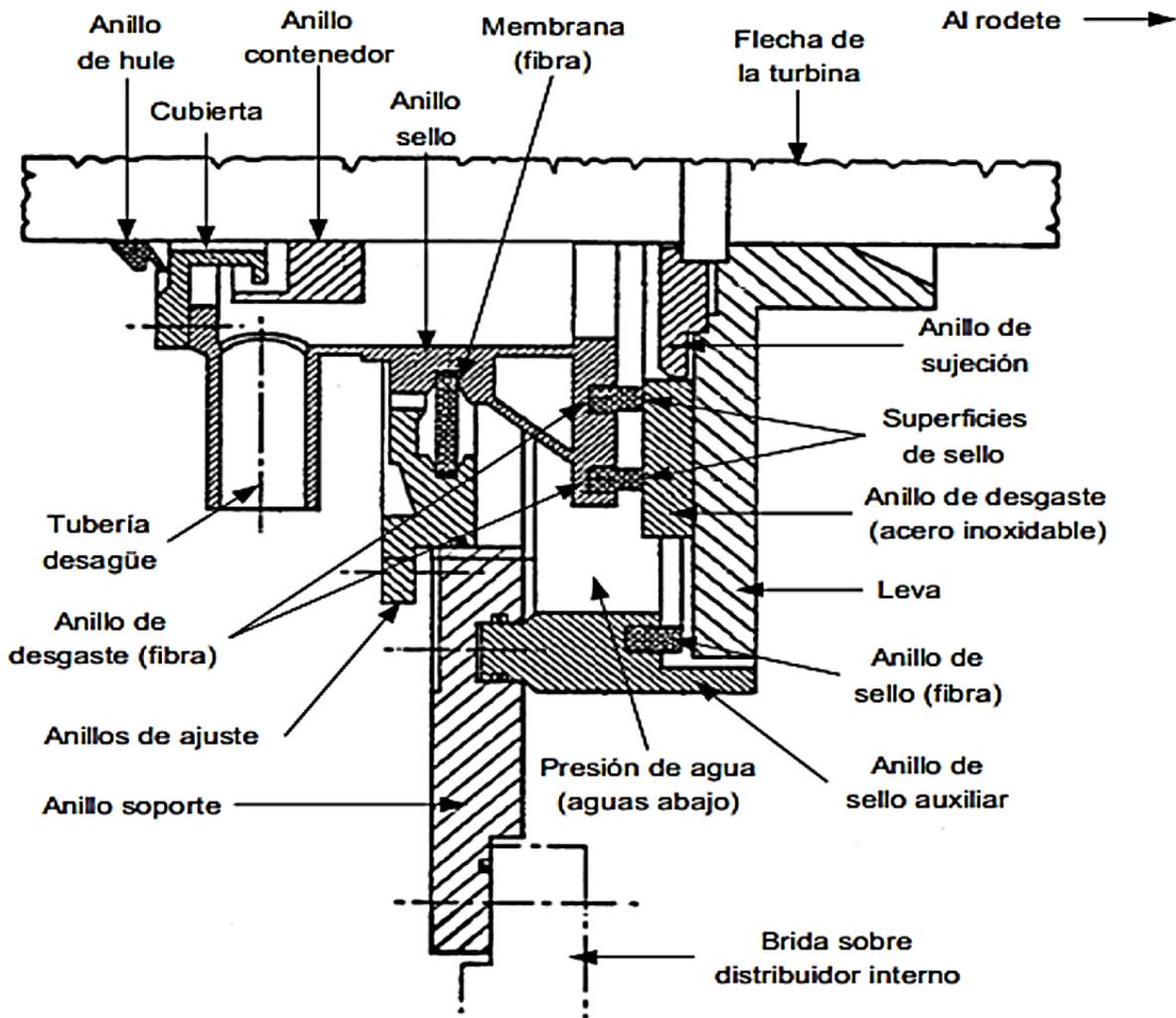


Figura 3.5.6 Caja de sello de la flecha. (Imagen tomada de <http://ftp.demec.ufpr.br/>)

3.5.5.4 CHUMACERA DE LA TURBINA

El alojamiento de la chumacera tiene su apoyo en la parte interior del distribuidor por medio de dos yugos y dos apoyos y descansa normalmente en seis cuñas. Al mover estas cuñas axialmente el alojamiento de la chumacera puede ajustarse verticalmente.

El alojamiento de la chumacera se abre horizontalmente.

Las cubiertas de la chumacera tienen una parte superior y una inferior. Son flotantes en el alojamiento de la chumacera y por medio de un perno de sujeción radial se evita que giren. La superficie de la cubierta inferior de apoyo y la de cada extremo de la cubierta superior de la

chumacera están recubiertas con material Babbit (es una de las distintas aleaciones utilizadas para la superficie de apoyo en un cojinete de fricción).

El depósito de aceite está sujeto aguas arriba del alojamiento de la chumacera, como se muestra en la figura 3.5.7. El recipiente del aceite se fija a la flecha. El surtidor de aceite y la caja están en el interior del depósito. La caja dónde se aloja el flotador tiene una mirilla para observar el movimiento de aceite mientras trabaja la turbina.

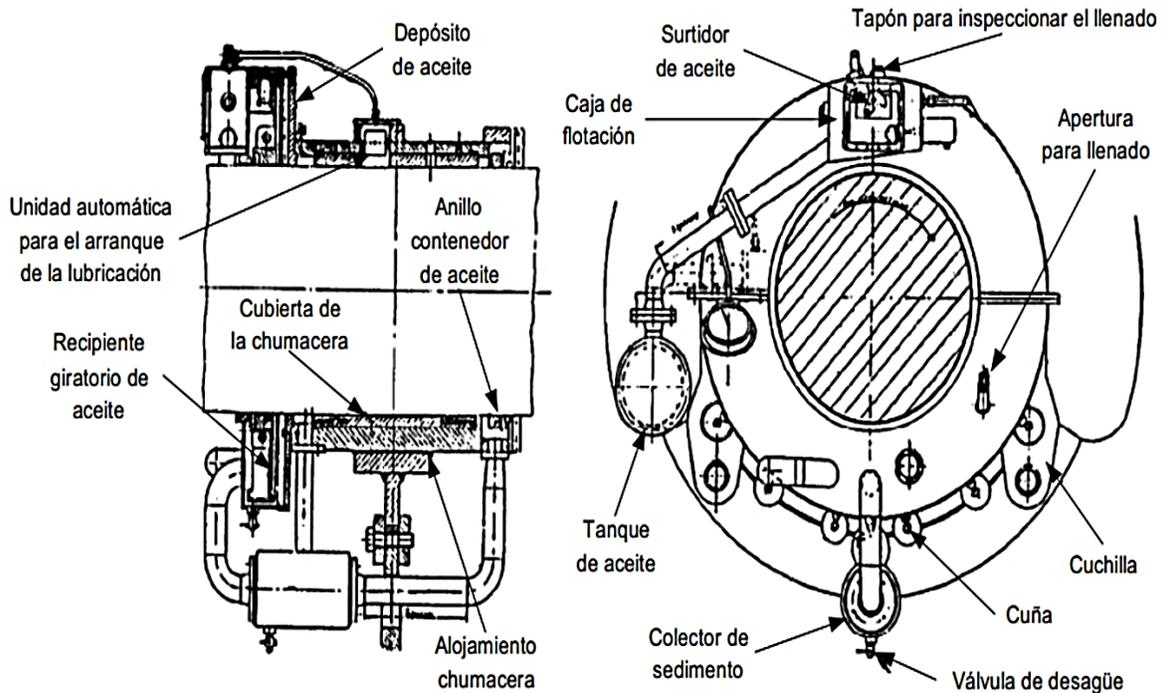


Figura 3.5.7. Chumacera de la Turbina (Imagen tomada de <http://ftp.demec.ufpr.br/>)

Para evitar fugas de aceite de la chumacera en la flecha se coloca un anillo contenedor en ella, aguas abajo.

La unidad de arranque automático de lubricación está en la parte superior del alojamiento de la chumacera. Es un contenedor lleno de aceite al trabajar la Turbina.

Cuándo la flecha detiene su marcha el aceite se mantiene en el contenedor por medio de un dispositivo de apoyo en la flecha. Tan pronto como la flecha reanuda su marcha se bota el dispositivo y el aceite del contenedor se distribuye entonces a la superficie de la chumacera.

Cuándo la flecha empieza a girar, el recipiente succiona aceite de la parte inferior del depósito. Tan pronto como la capa de aceite es lo suficientemente espesa, el surtidor de aceite lo recoge y lo entrega a la caja dónde está el flotador, de ahí al tanque de aceite y a la cubierta de la chumacera. La flecha gira y transporta este aceite más allá de la superficie de la chumacera. Normalmente circula más aceite del que se requiere para lubricación en el tanque.

Por lo tanto, se desvía el aceite excedente a la parte superior del depósito de aceite. La tubería que desvía el flujo de aceite está controlada por un flotador en el interior de la caja.

Para aumentar la capacidad del depósito de aceite se pone un tanque a un lado de la chumacera.

El colector de sedimentos se ubica abajo del alojamiento de la chumacera. Las impurezas se atrapan en el aceite al circular por la chumacera, separándose antes de regresar a su depósito.

La chumacera presenta diferentes opciones para ser llenada, indicadores, flotador y sensores de temperatura en el nivel de aceite.

3.5.5.5 MECANISMO DE RETROALIMENTACION Y TUBERIA DE ACEITE.

El mecanismo de retroalimentación y tubería de transferencia de aceite se ubica en el centro de la flecha.

La tubería de transferencia está formada por un tubo de aceite concéntrico interior y exterior que va a todo lo largo de la flecha. El tubo interior sigue hasta la unidad de transferencia de aceite en el lado aguas arriba, y se apoya en el tubo exterior conectándose al servomotor del rodete por medio de un yugo. El tubo interior se desplaza axialmente siguiendo el movimiento del servomotor.

Aguas arriba, un indicador se mueve a lo largo de una regla y mide mecánicamente la posición del servomotor en todo momento. La tubería exterior de aceite se instala al cubo del rodete, a la flecha de la turbina y del generador respectivamente.

3.5.5.6 UNIDAD DE TRANSFERENCIA DE ACEITE

La unidad de transferencia de aceite se localiza aguas arriba de la flecha del generador y tiene una parte rotatoria y una fija consistente en una manga y perno escalonado de distribución respectivamente.

La manga de distribución se fija a la capsula alrededor del generador y se suministra con conexiones de tubería para el suministro y regreso de aceite así como fuga del mismo.

La manga de distribución se suministra con una base que tiene una escala de medición dónde se lee la posición del servomotor del rodete.

3.5.5.7 MECANISMO DE LOS ÁLABES MOTRICES O PALETAS REGULADORAS.

Dos diferentes sistemas se pueden utilizar para la operación de los álabes motrices o paletas reguladoras.

Con un anillo a base de eslabones que mueve simultáneamente las válvulas piloto de los servomotores de los álabes motrices. El movimiento se controla al abrir y cerrar las válvulas piloto que controlan los álabes motrices o paletas reguladoras, como se muestra en la figura 3.5.8.

Las mangueras de alta presión se conectan al sistema de presión de aceite de la unidad.

Las ventajas del sistema es que aunque se atorara un álabe motriz, los álabes restantes pueden moverse sin causar daño alguno. Lo mismo sucede si se atrapa un objeto extraño al cerrarse dos álabes, los álabes restantes se cerrarán sin causar ningún daño. Si así se requiere, solamente ciertos álabes pueden operarse por separado y así desatascar los objetos atrapados en el sistema de álabes motrices.

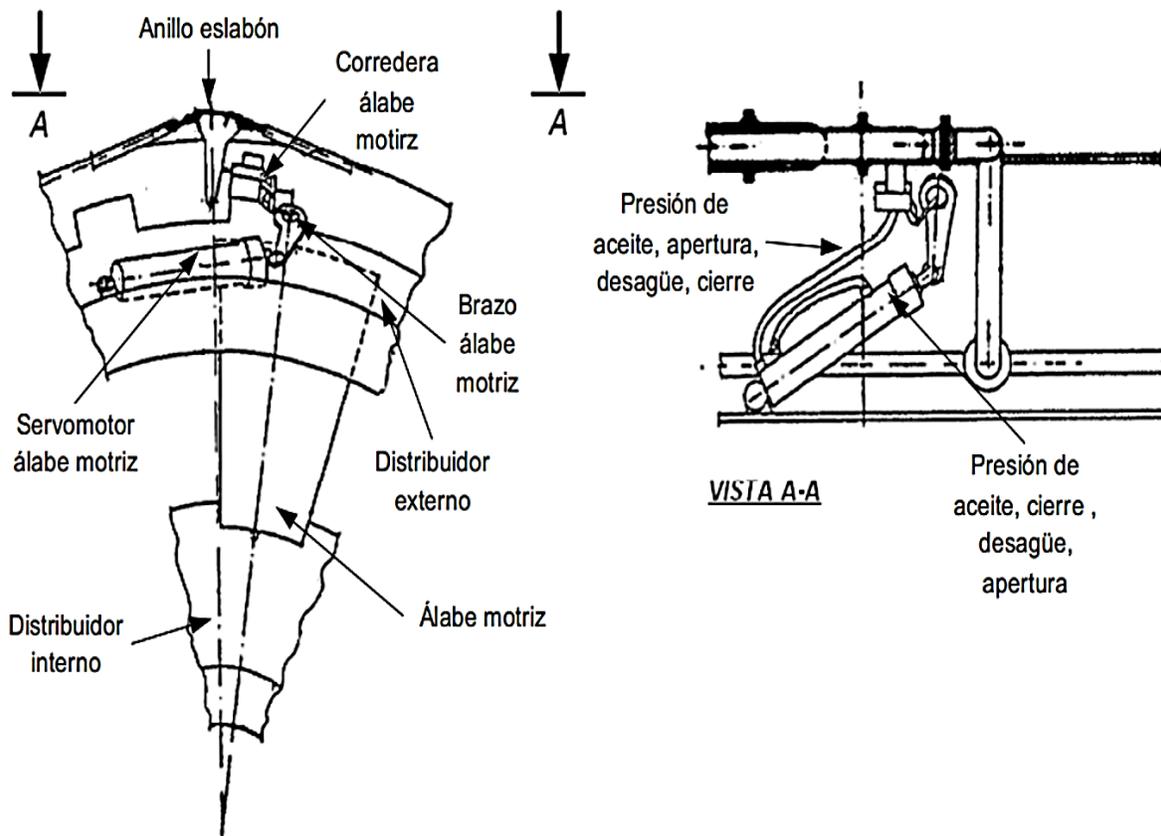


Figura 3.5.8 Mecanismo de alabe con servomotor individual. (Imagen tomada de <http://ftp.demec.ufpr.br/>)

Otro sistema cuenta con un anillo de regulación con tres servomotores principales. Debido al arreglo cónico del distribuidor, el sistema es por medio de rodamientos esféricos con amplio movimiento angular, como se muestra en la figura 3.5.9.

La interconexión entre palancas y álabes se diseña como juntas de fricción realizándose así para evitar dañar los componentes si uno o varios álabes se atascan o si objetos extraños quedan atrapados entre ellos.

La junta de fricción hace posible mover la palanca del álabe con las partes restantes de los álabes que está conectado al anillo de regulación aunque se atasque el álabe más cercano.

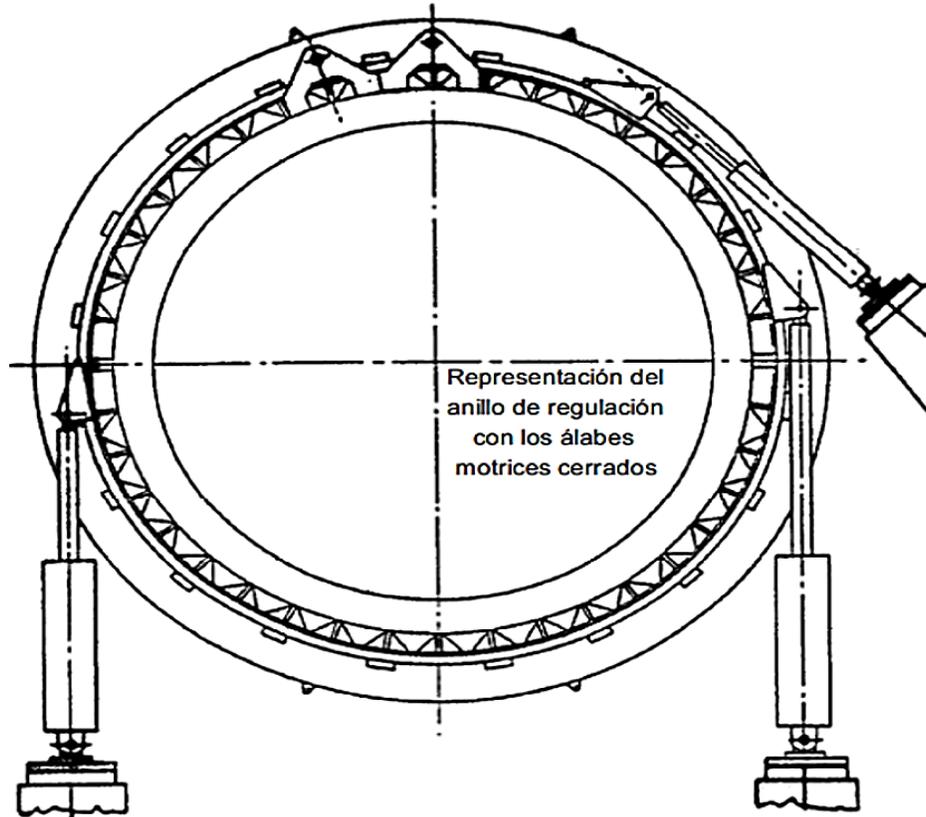


Figura 3.5.9 Anillo de regulación (Imagen tomada de <http://ftp.demec.ufpr.br/>)

3.5.6 GENERADOR ELECTRICO.

El generador para la Turbina Tubular Bulbosa está instalado hermético en una caja bulbosa del metal en la parte superior de la turbina, como se muestra en la figura 3.5.6, y el eje principal del generador está conectado con el corredor de la turbina horizontalmente. La corriente del agua atraviesa el canal de flujo axialmente, y la paleta del corredor en simetría axial, y después fluye hacia fuera del tubo de bosquejo recto de la forma cónica. La estructura que se encuentra en el cuerpo del Bulbo es el portante del eje, el cojinete y el cojinete de empuje.

Debido a corriente recta, la alta eficacia hidráulica, un flujo más grande de la unidad y/o la velocidad giratoria de una unidad más alta de la Turbina Tubular, y las ventajas prominentes de la cabeza grande del agua se extienden, eficacia alta de la bulbosa que compara a los otros tipos de Turbina Tubular, la Turbina Tubular Bulbosa tiene ampliamente utilizado en el país y a

bordo, el modo de uso se emplea en el lugar donde se va aplicar que es a partir de los 2 metros a los 25 metros la cabeza del agua.



Figura 3.5.6 Generador Interno de la Turbina Bulbo (Imagen tomada de <http://www.aboutgenerator.com/>)

El generador esta hecho de:

- Eje de la turbina: Acero de molde, acero forjado, acero de carbón
- Lámina: Acero inoxidable
- Cojinete: Acero inoxidable, acero de molde
- Paleta de guía: Acero de aleación

CAPÍTULO 4

CÁLCULOS PARA LA TURBINA BULBO.

4.1 CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE TURBINA

La *velocidad específica* revoluciones (N_s), es la principal forma de seleccionar una turbina en donde se toman en cuenta las alturas de salto (neto) generadas por las turbinas que se construyen dentro de las centrales en la actualidad.

Tomando en cuenta los tamaños y las potencias de las turbinas actuales que oscilan entre amplios límites, tal como se muestra en el siguiente cuadro de datos lo que es un ejemplo en donde se marca la diferencia de distintos tipo de turbinas y su velocidad específica de revoluciones. Cuyo valor exacto se obtiene a partir de la ecuación 4.1.²

$$N_s = \frac{n P_a^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (4.1)$$

n = Numero de revoluciones por minuto [rpm]
 P_a = Potencia del eje o potencia útil [Hp]
 H = Altura neta [m]

En la siguiente tabla se muestra la comparación de la velocidad de revoluciones específicas que se han obtenido en proyectos anteriores de implementación de la Turbina Pelton, Turbina Kaplan, Turbina Hélice y Turbina Bulbo.

N_s	TURBINA
450-750	Pelton
300-1000	Kaplan, Hélice
600-1200	Bulbo

Tabla 4.1. Comparación de velocidades específicas de cada turbina

[\(http://www.ingenieria.unam.mx/\)](http://www.ingenieria.unam.mx/)

² Criterios de Selección. (s.f) Recuperado por http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/selector_turbinas/fondos/criterios.htm

La velocidad específica será la velocidad a la que debe girar una turbina para suministrar la unidad de potencia, trabajando bajo la unidad de carga.³

Para una Turbina Tubular la constante **K** es de 3.65, con un valor adimensional. Para las centrales mareomotrices se necesita un valor alto en N_s , y la Turbina Bulbo tiene valor de N_s hasta 1150.⁴ También podemos determinar la velocidad específica considerando la energía hidráulica. Como se muestra en la ecuación 4.2.⁵

$$n_{QE} = \frac{n\sqrt{Q}}{E^{1/4}} \quad \begin{array}{l} Q = \text{Caudal [m}^3/\text{s]} \\ n = \text{Numero de revoluciones por minuto [rpm]} \\ E = \text{Energía hidráulica específica de la maquina [J/Kg]} \end{array} \quad (4.2)$$

³ López Galarza, J.L. (2010). Elaboración e Implementación de un Software para el Diseño de Turbina Axial Tipo Bulbo De Hasta 10mw. (Tesis de Licenciatura, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Facultad de Mecánica Escuela de Ingeniería Mecánica). Recuperado de <http://dspace.esoch.edu.ec/bitstream/123456789/1678/1/15T00441.pdf>

⁴ Agüera Soriano, J. (2011). Turbinas Hidráulicas. Recuperado de <http://www.uco.es/termodinamica/ppt/pdf/fluidos%2013.pdf>

⁵ Rojas Flores, A. Mg. (s. f). Equipos Electromecánicos. Recuperado de http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/energia_hidro.2014_u3_1.pdf

Existe varios factores en los cuales se depende la eficiencia de la velocidad específica como lo es la potencia (P_a), caudal Q y la altura (H) del salto.

Estos factores se tiene Fijada la potencia y el caudal aprovechable, por lo tanto el valor de la velocidad específica indica el tipo de turbina más adecuado.

“La altura (H) está determinada principalmente por la topografía, y el flujo del caudal (Q) por la hidrología de la cuenca y las características del embalse. Por otra parte debe tenerse en cuenta que al seleccionar una turbina para una instalación dada, se debe verificar la inmunidad contra la cavitación”.

Eligiendo una velocidad alta de operación, y por lo tanto una turbina de velocidad específica elevada, se reducirán el tamaño del rodete y el coste inicial”. Sin embargo, se produce alguna pérdida de rendimiento a velocidades específicas altas y es importante tener presente que las ruedas de impulso tienen velocidades específicas bajas; ya que mientras que las Turbinas Francis tienen valores medios de (N_s), las Turbinas Axiales obtienen valores altos.⁶

Las turbinas de reacción como Kaplan, Francis y Bulbo nos indica que $P_1 > P_2$, en la salida de la turbina se encuentra en el nivel de aguas abajo, pero gracias al tubo de aspiración que realiza obtenemos una succión en donde: $P_2 < P_{amb}$. Lo cual finalmente la salida $P_S = P_{amb}$.

Mientras que en las turbinas de acción como es Pelton el rodete trabaja a presión constante, mostrando que $P_1 = P_2$, además que esta turbina no tiene tubo de aspiración a la salida del rodete coincidiendo con la salida de la turbina $P_1 = P_2 = P_S = P_{amb}$

P_{amb} = Presión atmosférica.

S = Salida de la turbina.

⁶ Criterios de Selección. (s.f) Recuperado por http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulosos/maquinashidraulicas/sel_turbinas/fondos/criterios.htm

4.1.1. CÁLCULO DEL CAUDAL DE LA TURBINA AXIAL.

El diseño del caudal depende de la potencia necesaria para obtener un buen funcionamiento, además del peso específico del líquido, agua, y la altura neta que será aprovechada:

$$Q = \frac{75P}{\gamma * H * \eta_T} \quad Q = \text{Caudal [m}^3/\text{s]} \quad (4.3)$$

γ = Peso específico del agua [1000 kgf/m³]

H = Salto neto [m]

η_T = Rendimiento total de la turbina

4.1.2. ENERGÍA CINÉTICA A LA SALIDA DEL ROTOR.

El tubo de aspiración de una Turbina de Reacción tiene como objetivo recuperar la energía cinética del agua que sale del rodete. Como esta energía es proporcional al cuadrado de la velocidad, uno de los objetivos del tubo de aspiración es reducir la velocidad de salida, para lo cual se emplea un perfil cónico. Sin embargo el ángulo del cono tiene un límite, pasado el cual se produce la separación del flujo del agua.

El ángulo óptimo del perfil cónico es $\alpha = 7^\circ$, pero para reducir la longitud del tubo como se muestra en la Figura 4.1.1. Para éste ángulo es ideal la longitud del tubo de aspiración el cual tiende a aumentar y para que al final llegue a alcanzar valores económicamente inaceptables, por lo que la ingeniería hidráulica se vería obligada a elegir una sección de salida igual a casi cuatro veces la sección de la rueda, lo que implicaría el riesgo de desprendimiento de la capa límite, con la consiguiente erosión del conducto.

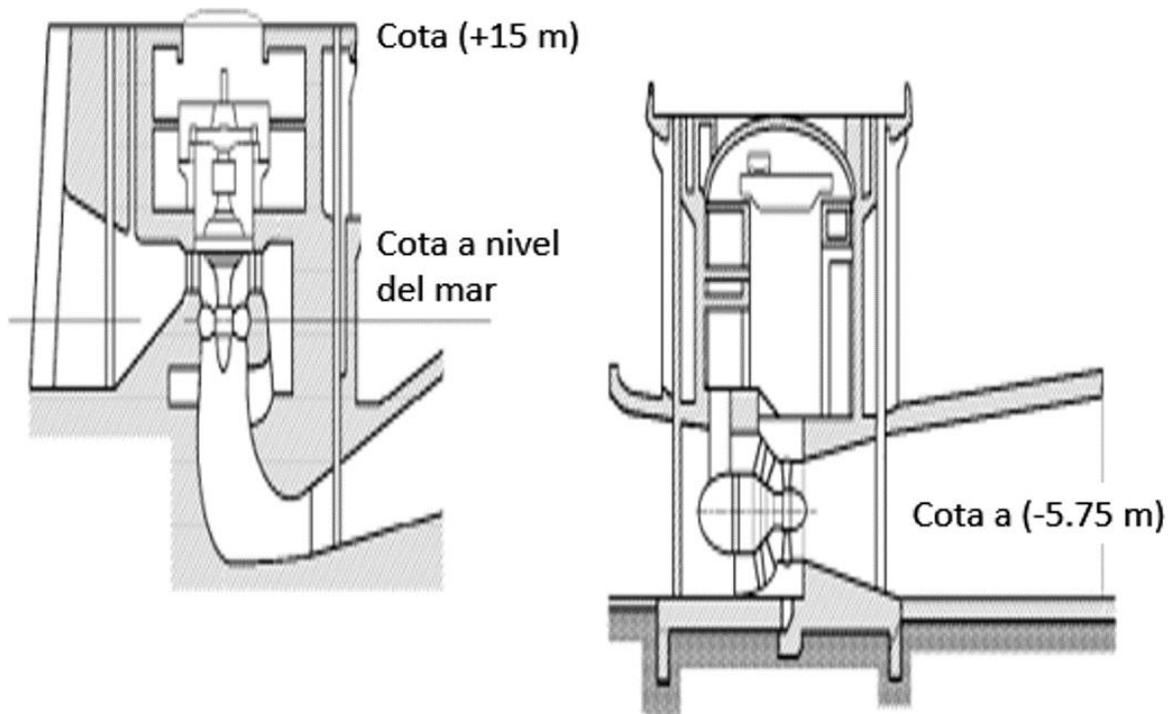


Figura 4.1.1 Conductos hidráulicos requeridos por una Turbina Bulbo. (Imagen tomada de <http://manager.redsauce.net/>)

La elección de un momento cinético residual y de una ley de reparto de velocidades tangenciales a lo largo de la sección, algo que resulta difícil debido a las pérdidas en el tubo de aspiración no provienen únicamente del desprendimiento de la capa límite, sino también de corrientes de retorno en la parte central.

Cuando el momento cinético a la entrada del aspirador llega a ser demasiado grande, las pérdidas por estas corrientes de retorno, crecen también muy rápidamente, como se muestra en la figura 4.1.2.

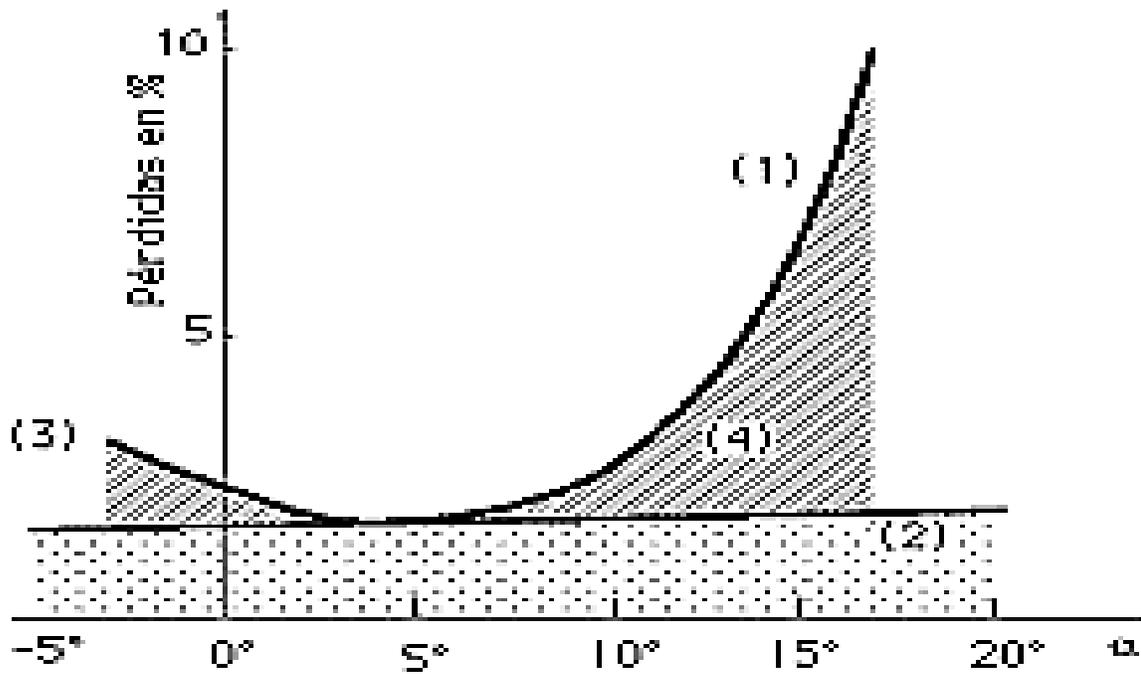


Figura 4.1.2. Relación de pérdidas en porcentaje con respecto al Ángulo de perfil cónico.

(Imagen tomada de <http://manager.redsauce.net/>)

Breve análisis para la Pérdida de carga en algunos tipos de tubo de aspiración de Turbinas Bulbo.

(ver figura 4.1.3.)

Aspirador troncocónico; $\alpha = 5^\circ$	
Grupo Bulbo ; $Q_1 = 2770 \left(\frac{L}{seg} \right)$	
Curvas	(1) Pérdida total en el aspirador (2) Pérdidas por rozamiento para $\Delta h = kc^2$
Zonas	(3) Pérdidas por desprendimiento de la pared (4) Pérdidas por recirculación

Tabla 4.1.3. Relación de pérdidas en porcentaje con respecto al Ángulo de perfil cónico.

Observe en la figura que las pérdidas crecen más rápidamente para valores superiores al ángulo óptimo que para valores inferiores. En suma el flujo en el tubo aspirador depende del trazado del conjunto de los conductos hidráulicos y de la rueda.

Las pérdidas en el aspirador troncocónico provienen casi únicamente de los desprendimientos de la capa límite, de las turbulencias, y de los grandes remolinos que originan tales desprendimientos.

La energía cinética a la salida del tubo aspirador de un grupo Bulbo es del orden de (1-4 entre 1-5) veces la energía cinética a la salida del rodete $(\frac{c^2 m}{2g})$.⁷

Cuanto menor sea el salto más importante será el papel del tubo de aspiración, aumenta el caudal nominal y por tanto las pérdidas cinéticas correspondientes. Es fácilmente comprensible que, para un mismo diámetro del rotor, su velocidad aumenta si aumenta el caudal.

4.1.3. POTENCIA MECÁNICA

La energía potencial que se desarrolla en el agua se convierte en Energía Motriz por medio de la Turbina Hidráulica transformándose en energía cinética, esto mediante la presión del agua que actúa directamente sobre los alabes del rodete disminuyendo de valor a medida que avanza en su recorrido. Al estar el rodete completamente sumergido y sometido a la presión del agua, la carcasa que lo envuelve tiene que ser suficientemente robusta para poder resistirla. La energía que se desarrolla por medio de la Energía Motriz viene dada por dicha ecuación 4.4.⁸

$$P_m = P_h * \eta \quad P_h = \text{Potencia hidráulica [W]} \quad (4.4)$$

$$\eta = \text{Eficiencia total}$$

La energía hidráulica específica de la turbina viene dada por la ecuación 4.5:

$$gE = \frac{1}{\rho} (p_1 - p_2) + \frac{1}{2} (v_1^2 - v_2^2) + g(z_1 - z_2) \quad (4.5)$$

⁷ Fernández Díez, P. (s.f). Turbinas Hidráulicas. Recuperado de <http://files.pfernandezdiez.es/Turbinas/Hidraulicas/PDFs/03Turb.Hidr.pdf>

⁸ Rojas Flores, A. Mg. (s. f). Equipos Electromecánicos. Recuperado de http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/energia_hidro.2014_u3_1.pdf

gE = Energía hidráulica específica de la máquina [J/Kg]

p_x = Presión en la sección x [Pa]

v_x = Velocidad del agua en la sección x [m/s]

z_x = Altura de la sección x [m]

g = Gravedad

4.1.4. POTENCIA HIDRAULICA TEORICA.

La potencia hidráulica a disposición de la turbina viene dada por la ecuación 4.6:

$$P_h = \rho Q g H \quad \rho Q = \text{Flujo Másico [Kg/s]} \quad (4.6)$$

ρ = Densidad del agua [Kg/m³]
 Q = Caudal [m³/s]
 H = Salto neto [m]
 gH = Energía hidráulica específica de la maquina [J/Kg]

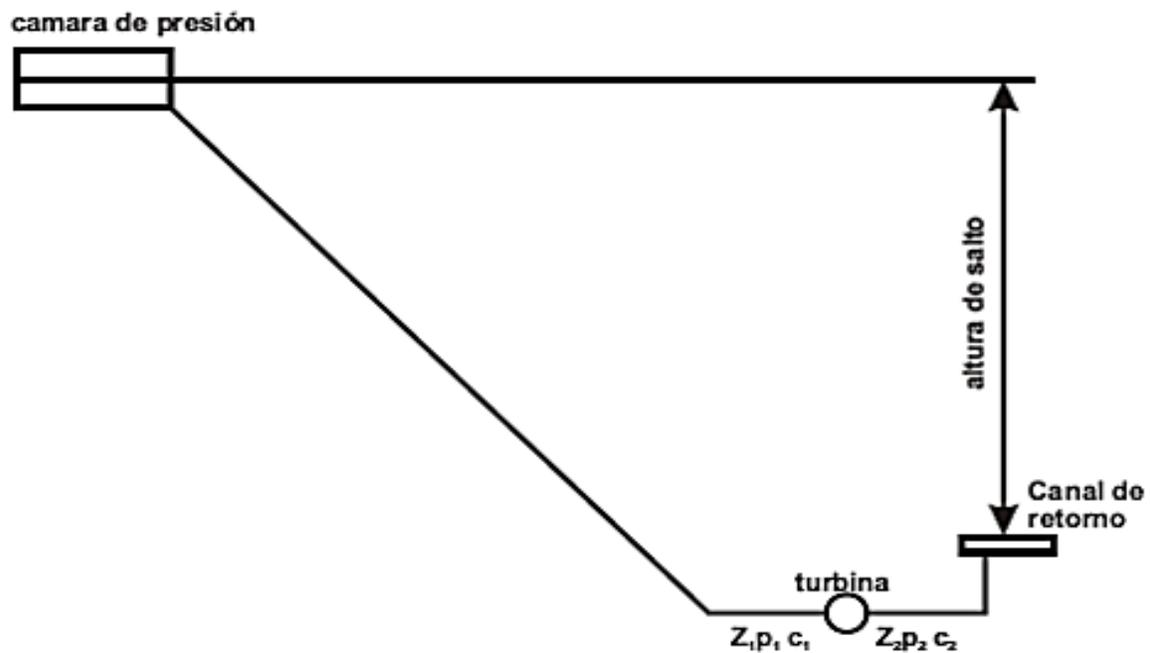


Figura 4.1.4 Aprovechamiento hidroeléctrico y secciones de medida. (Imagen tomada de

<http://www.uca.edu.sv/>)

4.1.5. POTENCIA ABSORBIDA POR LA TURBINA.

La potencia absorbida depende de la eficiencia hidráulica de la turbina dada por las características hidrodinámicas de la máquina y la eficiencia volumétrica causada por las pérdidas de agua que no circula por el rodete.

$$P_a = \frac{P_h}{\eta_h * \eta_v} \quad \begin{array}{l} P_a = \text{Potencia absorbida por la turbina [W]} \\ P_h = \text{Potencia hidráulica de la turbina [W]} \\ \eta_h = \text{Eficiencia hidráulica} \\ \eta_v = \text{Eficiencia volumétrica} \end{array} \quad (4.7)$$

Ambas eficiencias son nominales, en la actualidad se contempla en el orden de 0.87 a 0.97, estos valores difieren según el año de los generadores, en el caso de generadores antiguos [1980-1992], tienen eficiencias bajas debido a su configuración rústica, mientras que en los generadores modernos se tiene eficiencias altas de orden de [0.92-0.98]

4.1.6. RENDIMIENTO HIDRÁULICO PARA UNA TURBINA DE REACCIÓN.

El rendimiento se puede definir como la relación entre la potencia mecánica transmitida al eje de la turbina y la potencia hidráulica correspondiente al caudal y salto nominales.

$$\eta_H = \frac{P_m}{P_h} \quad \begin{array}{l} P_m = \text{Potencia Mecánica} \\ P_h = \text{Potencia hidráulica} \end{array} \quad (4.8)$$

Dadas las pérdidas de fricción que se tienen lugar en la cámara espiral, en los alabes directores y del rodete, y sobre todo en el tubo de aspiración o difusor que tienen lugar en el conjunto de la Turbina de Reacción, el rodete solo utiliza una altura H_u que es inferior al salto neto H_n , como se muestra en la Figura 4.1.6.

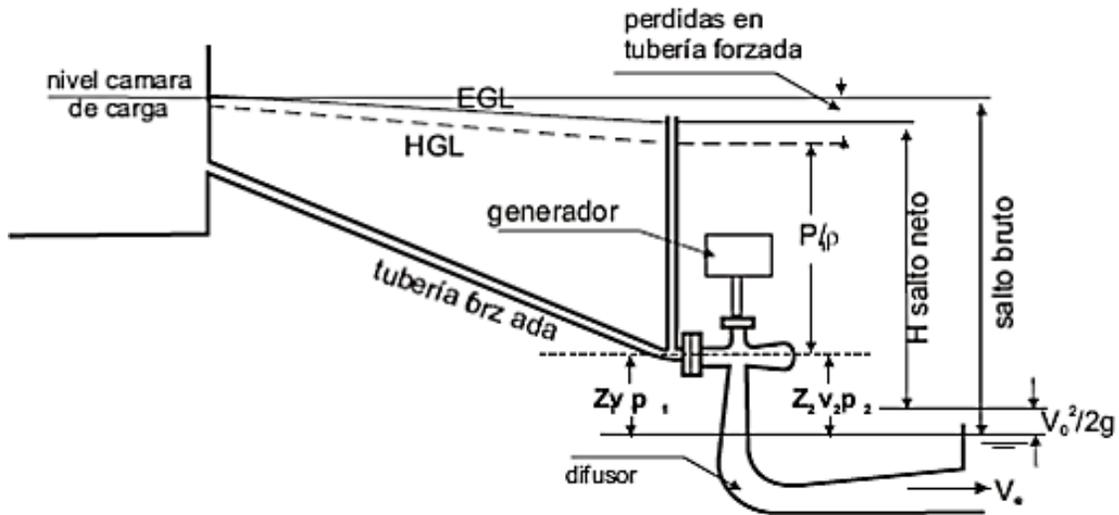


Figura. 4.1.6 Vista esquemática de pérdidas en un aprovechamiento. (Imagen tomada de <http://www.uca.edu.sv/>)

El difusor tiene como misión recuperar el mayor porcentaje posible de la pérdida de energía cinética correspondiente a la velocidad del agua al salir del rodete. Su función es especialmente crítica en los rodetes de alta velocidad específica, en los que las pérdidas por este concepto podrían llegar a alcanzar el 50% del salto (%).

En la figura 4.1.7 se puede observar el rendimiento de una turbina con diferentes caudales, al variar este en relación con el de diseño da el rendimiento, típico máximo. La Turbina Bulbo aplica de un 67% al 75%, aunque no es tan alto como las Turbinas de Hélice su rendimiento es idóneo para centrales mareomotrices.⁹

⁹ Equipos Electromecánicos.(s.f) Recuperado por http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/equipos_electromecanicos.pdf

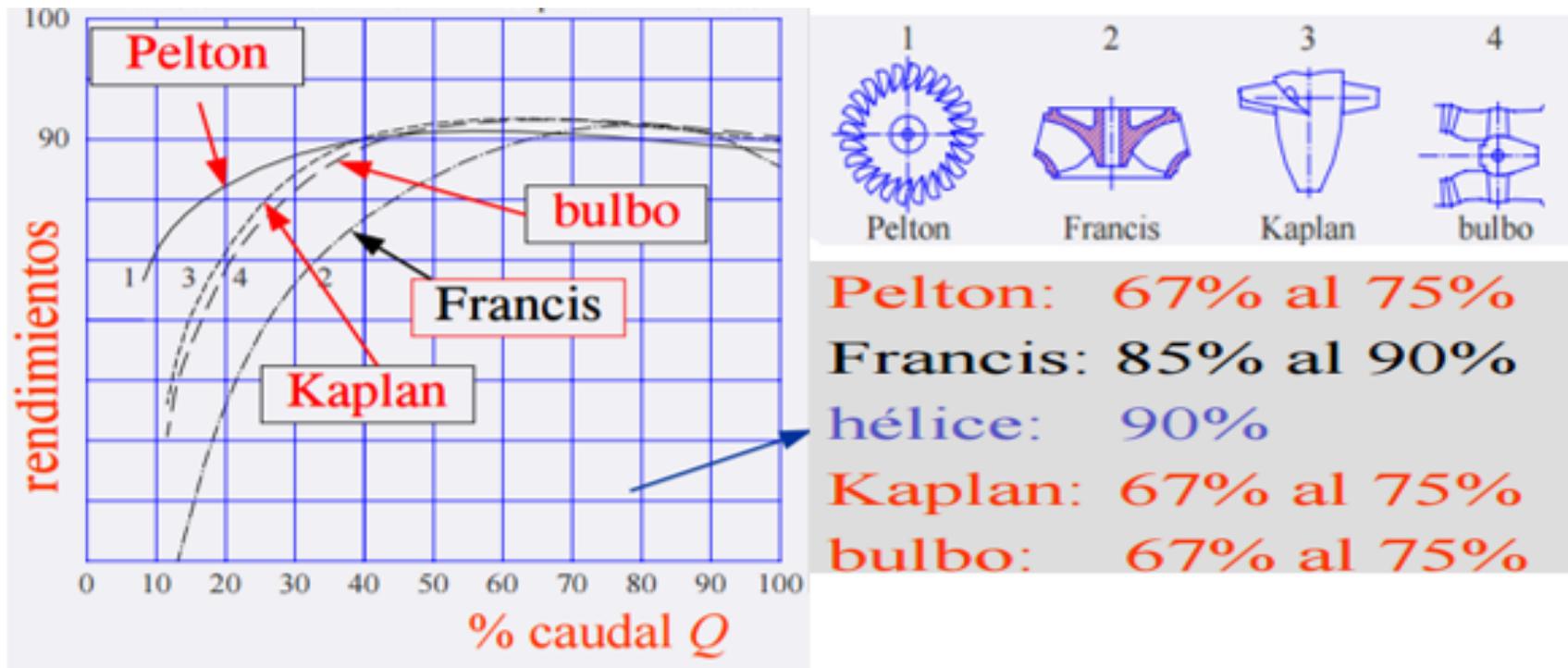


Fig. 4.1.7 Visualización del rendimiento de la Turbina Bulbo (Imagen tomada de <http://www.ing.una.py/>)

Con base a la Figura 4.1.7. Se indica lo siguiente:

- La curva *a* es una Turbina Pelton de $n_s = 20$
- La curva *b* es una Turbina Kaplan o Bulbo $n_s = 500$
- La curva *c* es una Turbina Francis normal $n_s = 250$
- La curva *d* es una Turbina Francis rápido $n_s = 500$
- La curva *e* es una Turbina Hélice $n_s = 650$
- La curva *f* es una Turbina Hélice Rápida $n_s = 1050$

4.1.7. DIMENSIONES BÁSICAS DEL RODETE.

Las dimensiones del rodete se dividen entre la periferia del rotor (D_p), y la relación del cubo a la periferia ($\frac{D_c}{D_p}$):

$$D_p = \frac{60 * k_{up}}{\pi * n} \sqrt{2gH} \quad (4.9)$$

$$\left(\frac{D_c}{D_p}\right) = 0.25 + \frac{94.64}{n_s} \quad (4.10)$$

4.1.8. ORIENTACIÓN DE ALABES DEL ROTOR PARA UNA TURBINA DE REACCIÓN

Como la carga de un alternador varía según una curva de consumo, la turbina deberá proporcionar más o menos potencia y al no variar la altura de salto no funcionara siempre con la admisión máxima (Q_{max}). (Ver figura 4.1.8)

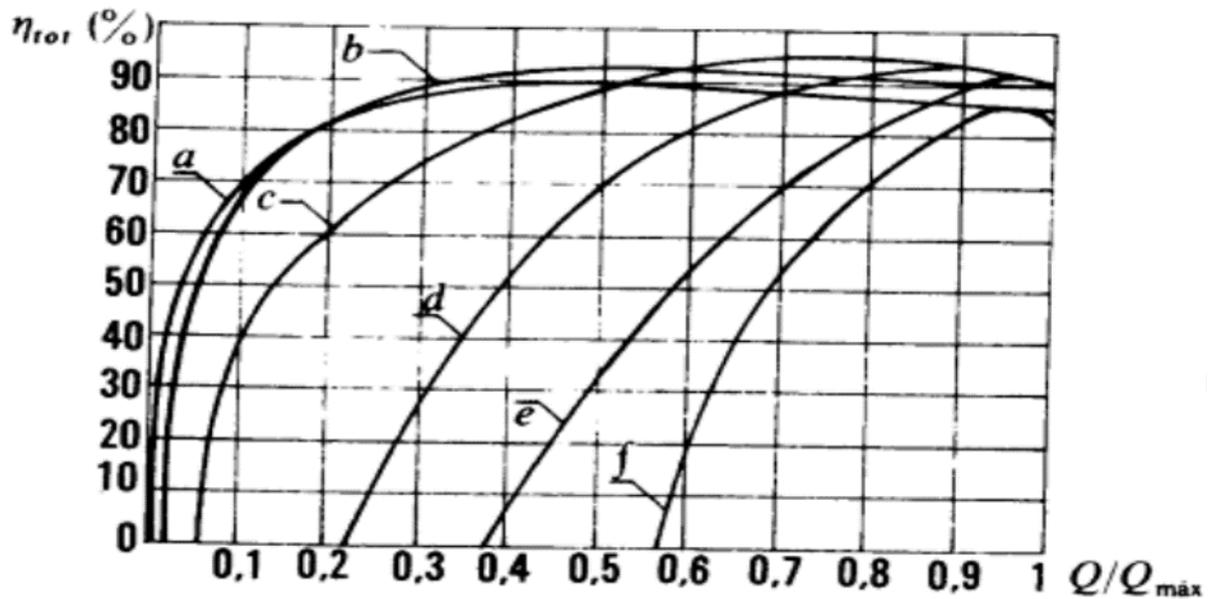


Figura 4.1.8 Curva característica de las turbinas. (Imagen tomada de <http://www.ing.una.py/>)

Las curvas de la Turbina Pelton se llaman curvas planas y las curvas como la Turbina Hélice son llamadas curvas en gancho, sin embargo en la curva de la Turbina Kaplan o Bulbo se han observado que en los últimos años la explotación de la turbina ha dado saltos de gran potencia tomando en cuenta de su poca altura, así mismo en las Turbina Bulbo los alabes del rodete giran en marcha ajustándose automáticamente según la carga y a las condiciones del óptimo rendimiento.

4.1.9. VOLUMEN DEL ALABE DEL ROTOR

El volumen parcial se obtiene conforme a las ecuaciones:

$$V_1 = \frac{A_c + A_l}{2} \left(\frac{D_1}{2} - \frac{D_c}{2} \right) \quad (4.11)$$

$$V_T = V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_n \quad (4.12)$$

Nota: el centro de gravedad (CG), está localizado a una distancia donde el volumen a ambos lados del alabe sea igual, es decir, a cada lado debe haber $\frac{V_T}{2}$

4.1.10 FUERZA DINÁMICA DE LOS ALABES.

La fuerza dinámica que actúa sobre los alanes queda definida por la ecuación 4.13:

$$P = 1.5kn * p * A = 1.5 * kn * \gamma * H * \frac{\pi}{4} \left(\frac{D_p^2 - D_c^2}{N^\circ \text{ alabes}} \right) \quad (4.13)$$

Donde:

kn - Coeficiente que depende del número de alabes:

N° de alabes	Valores de kn
3	0.83
4	0.85
5	0.87
6	0.90
7	0.93

p = Presión columna agua.

A = Área de la zona de acción de los alabes del rotor.

1.5 = Porcentaje de presión por cierre de alabes.

4.1.11. ECUACIÓN DE EULER PARA TURBINAS DE FLUJO AXIAL.

La ecuación de Euler deducida a partir de los diagramas de velocidades, movimiento relativo, movimiento circular uniforme, teorema de la cantidad de movimiento, teorema del momento cinético y teoría unidireccional o del número infinito de los alabes, queda expresada de la siguiente manera para el caso de Turbinas Hidráulicas. (Ecuación 4.14)

$$H_e = \left(\frac{u_1 * C_{1u} + u_2 * C_{2u}}{g} \right) \quad \begin{array}{l} u_1 = \text{Velocidad absoluta del alabe a la entrada} \\ c_1 = \text{Velocidad absoluta del fluido a la entrada} \\ \text{Signo } + = \text{ turbinas hidraulicas} \end{array} \quad (4.14)$$

En Turbinas de Flujo Axial, en general, se cumple las energías (U) son iguales ya que el diámetro prácticamente no cambia, por lo que la expresión siguiente de la ecuación 4.15 es sobre la altura de Euler.

$$H_e = \frac{u(C_{1u} - C_{2u})}{g} \quad \begin{array}{l} u_1 = \text{Velocidad absoluta del alabe a la entrada} \\ c_1 = \text{Velocidad absoluta del fluido a la entrada} \\ \text{Signo } + = \text{ turbinas hidraulicas} \end{array} \quad (4.15)$$

La altura de Euler, por otro lado, está relacionada con la ecuación 4.16 que habla se expresa para la eficiencia hidráulica.

$$H_e = \eta_h * H \quad \begin{array}{l} \eta_h = \text{Eficiencia Hidráulica} \\ H = \text{Altura Neta [m]} \end{array} \quad (4.16)$$

Estas expresiones son útiles en la determinación de los triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete.

4.1.12. CAVITACIÓN.

La cavitación es la formación de vacíos dentro de un cuerpo en movimiento líquido, cuando la presión local es menor a la presión de vapor y las partículas del líquido tienden a adherirse a los bordes de la trayectoria de paso del líquido.

Posteriormente se forman burbujas de vapor al llenarse los vacíos con vapor líquido. La inercia de una partícula en movimiento de un líquido, varía con el cuadrado de la velocidad y a mayor inercia, mayor será la presión requerida para forzar la partícula a tomar trayectoria curvada de una superficie.¹⁰

Los grupos Bulbo entran en la categoría de turbinas alimentadas por saltos fuertemente variables por lo que las condiciones que provocan la cavitación son más profundas, así como el diseño de las zonas que son propensas a su formación y desarrollo con la reducción de la tensión, estabilidad de los deslizamientos, vibraciones, etc.;

¹⁰ Centrales Hidraulicas. *Turbinas Hidráulicas*. Recuperado de <http://jaibana.udea.edu.co/grupos/centrales/files/capitulo%204.pdf>

4.1.12.1. COEFICIENTE DE CAVITACIÓN

El coeficiente de cavitación en las turbinas de reacción es σ y que se expresa conforme a la ecuación 4.17:

$$\sigma = \frac{H_{at} - H_s}{H_n} \quad \begin{array}{l} H_{at} = \text{Carga debida a la presión atmosférica} \\ H_s = \text{Altura de aspiración o carga de aspiración.} \\ H_n = \text{Carga Neta sobre la turbina} \end{array} \quad (4.17)$$

El numerador representa cuantitativamente el valor de la carga de velocidad más la carga de presión a la salida del rotor. El denominador es la carga neta sobre la turbina.

La posición de la turbina, respecto al nivel de agua abajo, lo fija la altura de aspiración, que se determina conforme a la ecuación 4.18:

$$H_s = H_{at} - \sigma H_n \quad (4.18)$$

El valor de la carga debida a la presión atmosférica (H_s) suele estar entre ± 5 metros que es la altura mínima que se debe de cumplir para una Turbina Bulbo, además que no puede sobrepasar la carga puesto que se llegan a crear problemas en la descarga.¹¹

4.2 ANÁLISIS ELÉCTRICO DE LA TURBINA BULBO

Se pretende entender el funcionamiento eléctrico de la Turbina Bulbo en términos de potencia dentro de la turbina.

4.2.1. GENERACIÓN ELÉCTRICA.

El siguiente esquema nos resume la manera en que se desarrolla la transformación de energía cinética a energía eléctrica. Figura 4.2.1¹²

¹¹ Capítulo VII Turbinas Hidráulicas de Reacción. (s.f). Recuperado de <http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/8854/Capitulo7.pdf>

¹² Maldonado Quispe, F. (2005). Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el Distrito de Mazán-Región Loreto. Lima-Perú. Recuperado de http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/monografias/basic/maldonado_qf/maldonado_qf.pdf

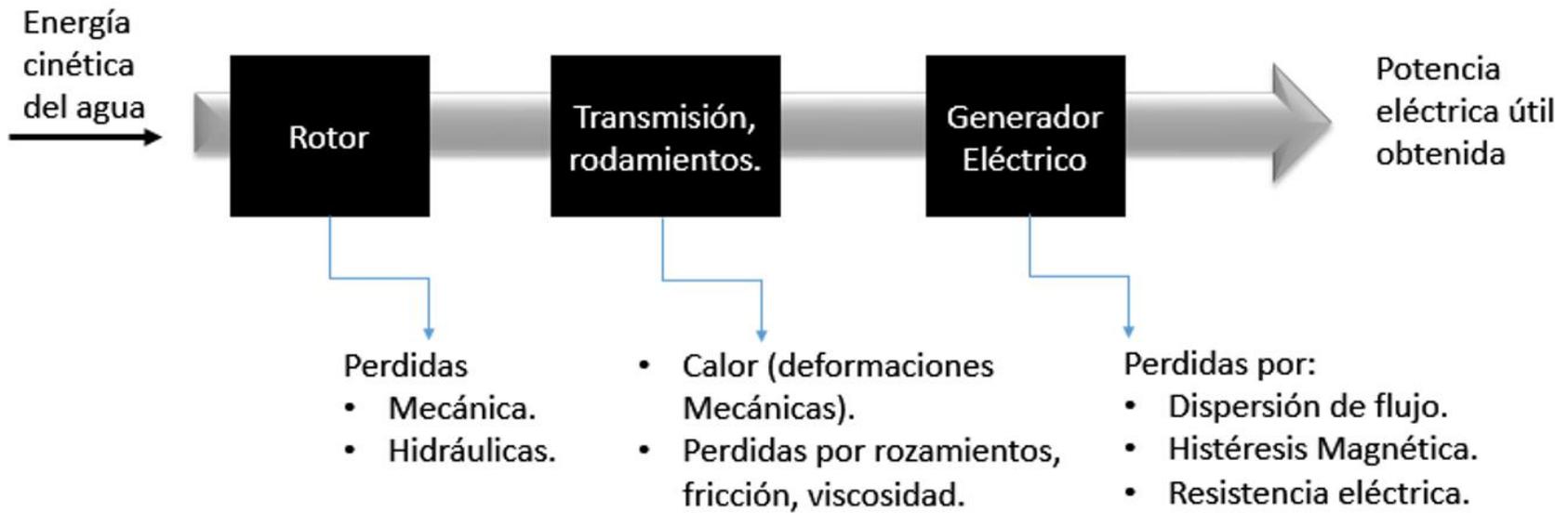


Figura 4.2.1 Alternador para Turbina Axial

4.2.2. POTENCIA ELÉCTRICA DEL ROTOR

La energía cinética que se produce por las corrientes de agua y convertirla en energía eléctrica con ayuda de un generador eléctrico. Primero pasa por el rotor constituido por dos o tres palas de *sección transversal*.

Por la dinámica elemental, aplicada a las partes rodantes del equipo turbogenerador, se puede escribir como que el *Trabajo realizado = Cambio de la energía cinética*.

$$\frac{\Delta t(\Delta P)}{2} = \frac{mu^2}{2} = \frac{R^2mw^2}{2} \quad \Delta P = \text{Cambio instantáneo de la potencia de la turbina} \quad (4.19)$$

Δt = Tiempo en que se realiza el cambio de potencia m
masa de las partes rodantes.
 m = Masa de las partes rodantes del equipo (rodete, rotor).
 u = Velocidad tangencial del rodete.

De acuerdo a la ecuación 4.19 es cómo se comporta el cambio de la energía cinética a la potencia que se genera en el rotor y puede desarrollarse de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} u &= wR; & w &= \frac{2\pi \cdot n}{60}; \\ \Delta t &= Tm; & m &= \frac{\varpi}{g} \end{aligned} \quad (4.20)$$

Donde:

n = Velocidad de rotación final [rpm]

n_0 = Velocidad de rotación inicial [rpm]

ΔP = Cambio de potencia [kW]

4.2.3. POTENCIA DEL ALTERNADOR DE UNA TURBINA BULBO

Los alternadores están acoplados a una máquina motriz que les genera la energía mecánica en forma de rotación.¹³

Anteriormente se clasificaron las Turbinas Bulbo de acuerdo al tipo de alternador que pueda presentar. La potencia nominal para cualquiera de estos tipos de alternadores viene dada por la ecuación 4.21:

$$P_{nom} = K_u D L n \text{ [kw]} \quad (4.21)$$

D =Diámetro del estator [m]
 L =Longitud axial del circuito magnético del estator [m]
 n =Velocidad de rotación [rpm]
 K_u =Coeficiente de utilización de la potencia

El valor del diámetro D del estator depende del valor dado por el diámetro D_e de la turbina, según la relación:

$$D \leq 2 D_e$$

Como se puede observar al disminuir el diámetro del estator D y mantener constante la potencia, hay que aumentar la velocidad de giro, la longitud del alternador y el valor del coeficiente K_u .

Esta posibilidad de aumentar en los grandes grupos la velocidad de rotación no es tan fácil como se plantea teóricamente, es por sus complicaciones técnicas, que solo se han alcanzado máximo velocidades del orden de 140 rpm. La modificación de la longitud axial (L) viene condicionada por la ventilación axial del alternador, no pudiéndose utilizar ventilación radial debido al bajo número de rpm del rotor.

¹³ Endesa Educa. (2014). Los Generadores Eléctricos. Recuperado de http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/conceptos-basicos/v.-funcionamiento-basico-de-generadores

4.2.4. COEFICIENTE DE UTILIZACIÓN DE LA POTENCIA NOMINAL DEL ESTATOR.

La expresión matemática K_u es de la forma:

$$K_u = K B_d A \quad \begin{array}{l} B_d = \text{Inducción en el entrehierro en vacío [T]} \\ A = \text{Corriente [A]} \\ K = \text{Factor de potencia} \end{array} \quad (4.22)$$

Como lo muestra la ecuación 4.22, para aumentar A es preciso aumentar la permeabilidad del medio, es decir aumentar el campo magnético en el entre hierro en vacío, y a su vez para aumentar B_d es necesario aumentar la corriente de excitación y la densidad de corriente en las bobinas del rotor.

Debido a la gran excitación y potencia que generan estos tipos de alternadores deben contar con un sistema de ventilación. La ventilación de estos alternadores se realiza mediante refrigeración axial que viene asistida por el efecto de refrigeración del fluido refrigerante (aire) con el medio exterior; para ello las carcasas exteriores del Bulbo se diseñan de forma que permitan evacuar el 30% del calor generado.

El fluido refrigerante suele ser aire comprimido entre dos y tres atmósferas, consiguiéndose de esta forma una perfecta refrigeración del grupo, al tiempo que permite una presión adecuada en su interior para contrarrestar el efecto de la presión exterior que el agua ejerce sobre el grupo.¹⁴

¹⁴ Fernández Díez, P. (s.f). Turbinas Hidráulicas. Recuperado de <http://files.pfernandezdiez.es/Turbinas/Hidraulicas/PDFs/01Turb.Hidr.pdf>

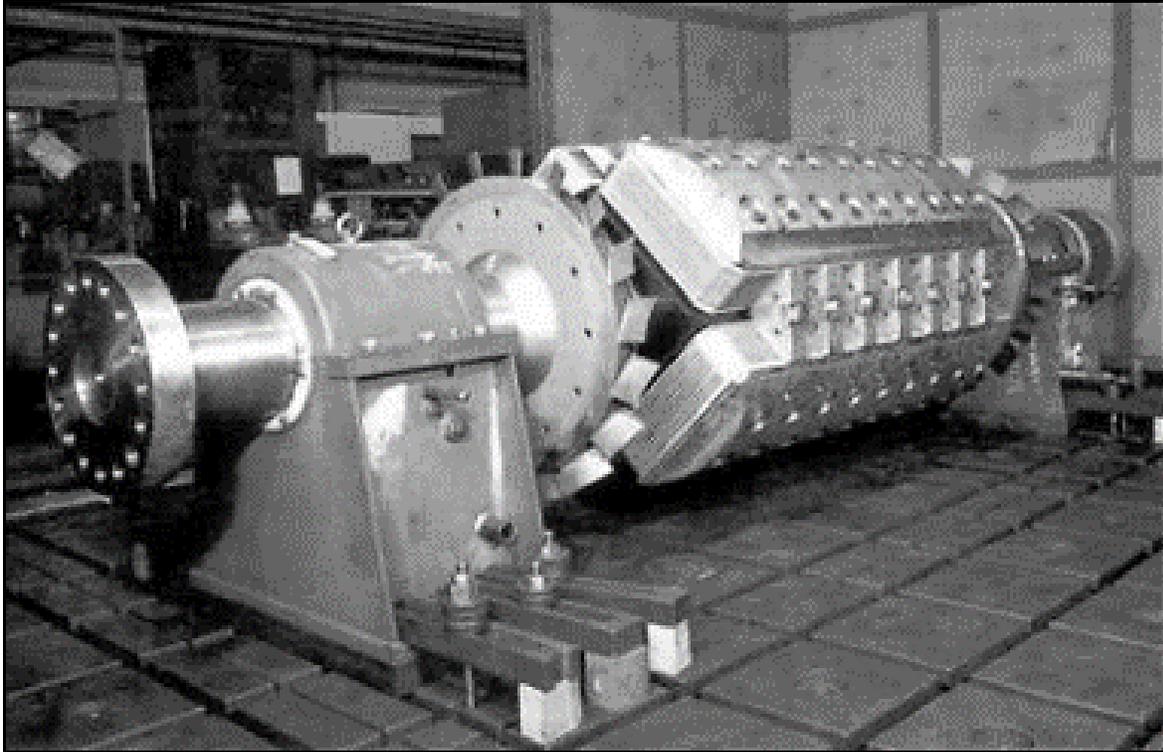


Figura 4.2.2 Alternador para Turbina Axial. (Imagen tomada de <http://spanish.heavysteel-forgings.com/>)

4.2.5. POTENCIA MÁXIMA DEL GENERADOR ELÉCTRICO

Es importante y fundamental para el diseño de la turbina conocer la potencia máxima que el generador del alternador puede presentar para esta. Sabemos que la potencia depende del tamaño y qué tanta energía queremos conseguir de nuestra maquina hidráulica. Matemática y físicamente la potencia máxima depende y se define de la siguiente manera:

$$P_{\text{máx}} = C \cdot B \cdot A \cdot d^2 \cdot l \cdot n \quad C = \text{Constante} \quad (4.23)$$

B = Campo de inducción del entrehierro.

A = Densidad periférica. $[\text{kg}/\text{m}^3]$

d = Diámetro interior del estator. $[\text{m}]$

l = Longitud del entrehierro. $[\text{m}]$

n = Velocidad del estator. $[\text{rpm}]$

Desarrollando la ecuación anterior se llega a:

$$P_{m\acute{a}x} = 5 \cdot d^2 \cdot l \cdot n \quad (4.24)$$

De la ecuación 4.24 podemos deducir que para una determinada velocidad n (rpm) la potencia máxima viene fijada por “ d ” y “ l ” y de una eficacia en la refrigeración para evitar pérdidas.

El diámetro d queda determinada por el valor $V_{m\acute{a}x}$ (velocidad periferia) siendo:

$$V_{m\acute{a}x} = w \cdot r = \frac{2\pi n_{max}}{60} \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi n_{max}d}{60} \quad (4.25)$$

La velocidad de funcionamiento para el alternador de una Turbina Hidráulica suele tener un rango muy amplio. Estos alternadores son diseñados para un buen funcionamiento, inclusive hasta el doble de su velocidad de régimen. Despejando d de la ecuación 4.25 tenemos:

$$d = \frac{60 \cdot V_{m\acute{a}x}}{\pi n_{max}} \quad (4.26)$$

Y si sustituimos la ecuación 4.26 en la ecuación 4.25 obtenemos¹⁵:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{5 \cdot 60^2 V_{m\acute{a}x}^2 \cdot l}{\pi^2 \cdot k^2 \cdot n} \quad (4.27)$$

El rotor de polos salidos (conocido también como rueda polar) es un tipo de rotor comúnmente utilizado en Turbinas Hidráulicas que requieren un sistema de baja velocidad.

4.2.6. POTENCIA EN LOS BORNES DEL GENERADOR.

Una vez que determinamos la capacidad instalada de acuerdo al análisis de la demanda, y tomando en cuenta las pérdidas de transmisión y distribución, podemos establecer la potencia requerida en los bornes del generador.

$$P_{bg} = S \cdot \cos(\phi) \quad P_{bg} = \text{Potencia del generador [kW]} \quad (4.28)$$

$S = \text{Potencia aparente [KVA]}$

$\cos \phi = \text{Factor de potencia}$

¹⁵ Inmaculada Fernández, D. y Robles Díaz, A. R. (s. f).
Centrales de Generación de Energía Eléctrica. Recuperado de
<http://ocw.unican.es/enseñanzas-tecnicas/centrales-de-generacion-de-energia-electrica/materiales/bloque-energia-ii.pdf>

4.2.7. POTENCIA TRANSMITIDA AL GENERADOR.

$$P_{tg} = \frac{P_{bg}}{n_g} \quad \begin{array}{l} P_{tg} = \text{Potencia transmitida del generador} \\ P_{bg} = \text{Potencia del generador} \\ n_g = \text{Rendimiento general de la turbina} \end{array} \quad (4.29)$$

4.2.8. POTENCIA AL FRENO DE LA TURBINA.

Si se tiene un acoplamiento directo a la turbina y el generador, esta será proporcional a la potencia transmitida al generador, si existe alguna forma de transmisión se debe considerar la eficiencia de la transmisión, cuanto mayor sea esta, la potencia de freno disminuirá:¹⁶

$$P_t = \frac{P_{tg}}{n_{tg}} \quad \begin{array}{l} P_t = \text{Potencia al freno de la turbina} \\ P_{tg} = \text{Potencia transmitida al generador} \\ n_{tg} = \text{Eficiencia de la transmisión} \end{array} \quad (4.30)$$

¹⁶ López Galarza, J.L. (2010). Elaboración e Implementación de un Software para el Diseño de Turbina Axial Tipo Bulbo De Hasta 10mw. (Tesis de Licenciatura, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Facultad de Mecánica Escuela de Ingeniería Mecánica). Recuperado de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1678/1/15T00441.pdf>

CAPÍTULO 5

APLICACIÓN DE LA TURBINA BULBO

5.1. INTRODUCCIÓN

En el capítulo 5 se utilizarán algunas ecuaciones del capítulo 4 y se calcularán de tal manera que al final se demuestre si se puede aplicar o no el sistema de turbinas bulbo dentro de la costa de Puerto Peñasco. También se presentarán gráficas para determinar cómo funciona una turbina Bulbo.

5.2. CALCULO DEL CAUDAL DE LA TURBINA AXIAL.

El diseño del caudal depende de la potencia necesaria para su buen funcionamiento, además del peso específico del líquido, agua, y la altura neta que será aprovechada:

$$Q = \frac{75P}{\gamma * H * \eta_T} \quad Q = \text{Caudal [m}^3/\text{s]} \quad (4.3)$$

$\gamma = \text{Peso específico del agua [1000 kgf/m}^3\text{]}$
 $H = \text{Salto neto [m]}$
 $\eta_T = \text{Rendimiento total de la turbina}$

El valor del caudal es tomado con base a la relación que existe en los kilowatt-hora que la turbina produce, a su vez la potencia que se genera por hora es tomada de un modelo previo de la turbina bulbo de la central mareomotriz La Rance.

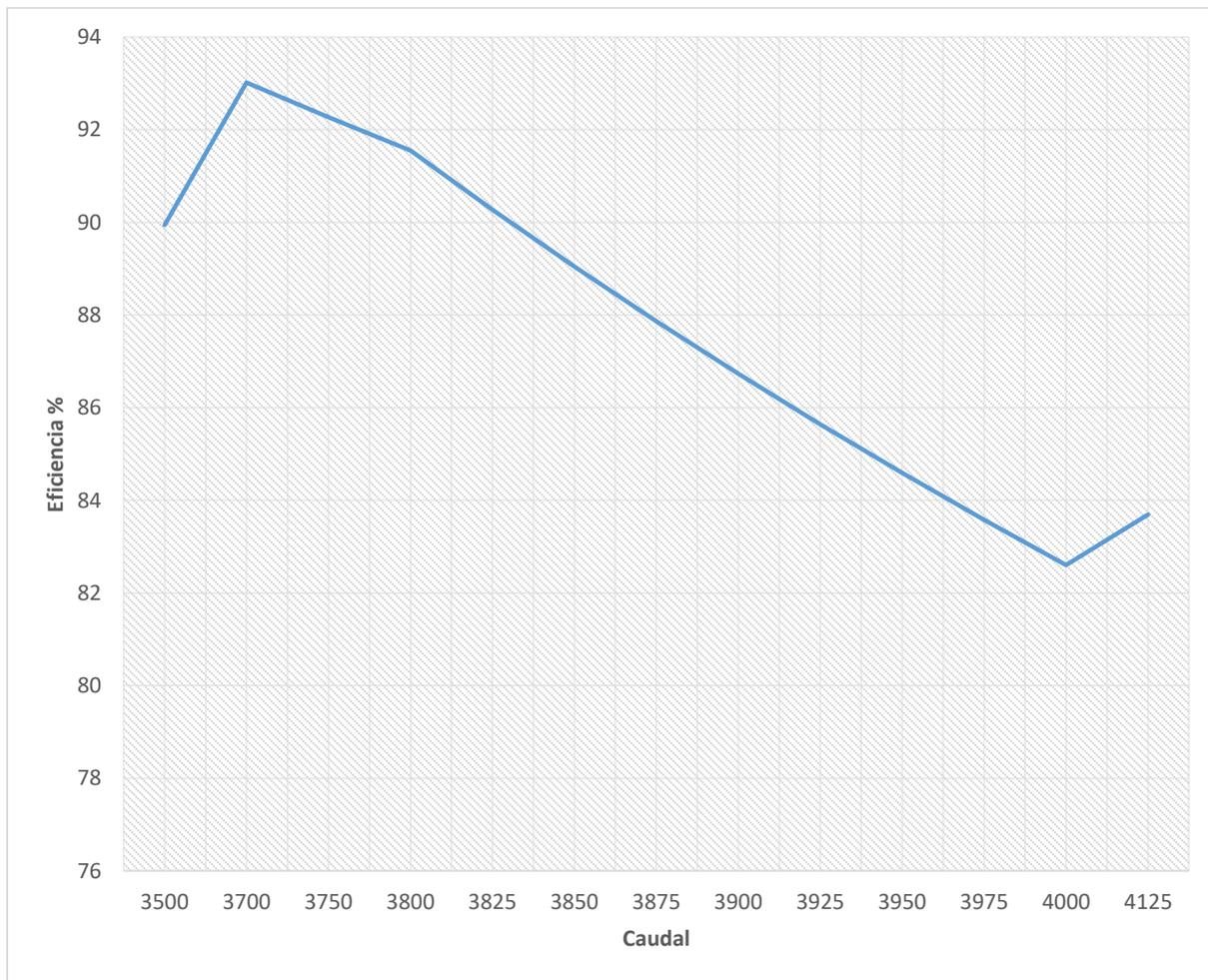
Despejando el valor de la eficiencia de la ecuación 4.3 nos queda:

$$\eta_T = \frac{Q * \gamma * H}{75P}$$

Como altura neta se consideran 6m sabiendo que una altura neta posible para Puerto Peñasco puede ir de los 5 a los 8 metros al sustituirse los valores se llegan a los resultados de la tabla 4.1

En la gráfica 4.2 se observa la eficiencia máxima y mínima que se puede obtener de acuerdo al caudal, y este va de los 3700 a 4000 m³/s. El caudal máximo permitido de acuerdo a los datos técnicos probados de la central La Rance es de hasta 9500 m³/s.

CAUDAL m ³ /s	Kw/h	Eficiencia %
3500	856.164384	89.9449945
3700	875.190259	93.01764959
3750	894.216134	92.26880135
3800	913.242009	91.55115512
3825	932.267884	90.27278238
3850	951.29376	89.04554455
3875	970.319635	87.8664337
3900	989.34551	86.73267327
3925	1008.37139	85.64169625
3950	1027.39726	84.59112578
3975	1046.42314	83.57875788
4000	1065.44901	82.60254597
4125	1084.47489	83.68942157



5.3. Relación entre el caudal y la Potencia Hidráulica.

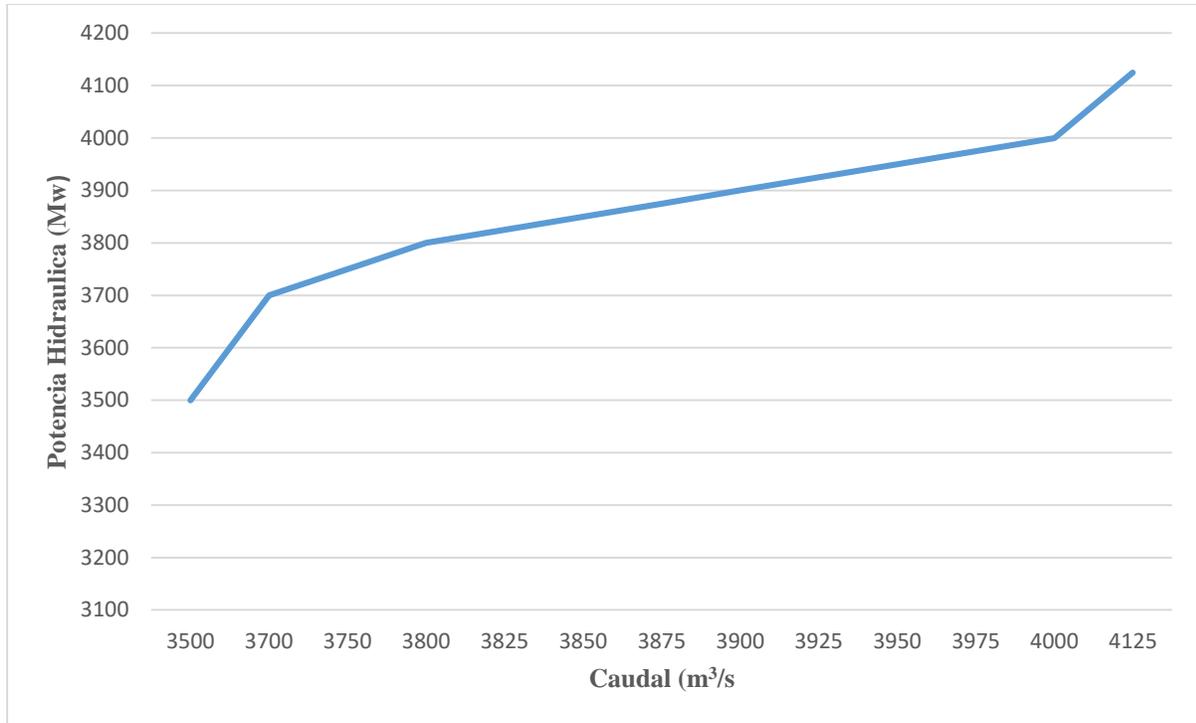
La potencia hidráulica a disposición de la turbina viene dada por la ecuación 4.6:

$$P_h = \rho Q g H \quad \rho Q = \text{Flujo Másico [Kg/s]} \quad (4.6)$$

ρ = Densidad del agua [Kg/m^3]
 Q = Caudal [m^3/s]
 H = Salto neto [m]
 gH = Energía hidráulica específica de la maquina [J/Kg]

En la tabla 4.6.1 se muestran los resultados de la potencia hidráulica de acuerdo a cada uno de los caudales posibles para la aplicación de la turbina, y en la gráfica 4.6.1 se observa que a mayor caudal mayor será la potencia hidráulica.

Caudal m^3/s	Potencia Hidráulica MW
3500	206.01
3700	217.782
3750	220.725
3800	223.668
3825	225.1395
3850	226.611
3875	228.0825
3900	229.554
3925	231.0255
3950	232.497
3975	233.9685
4000	235.44
4125	242.7975

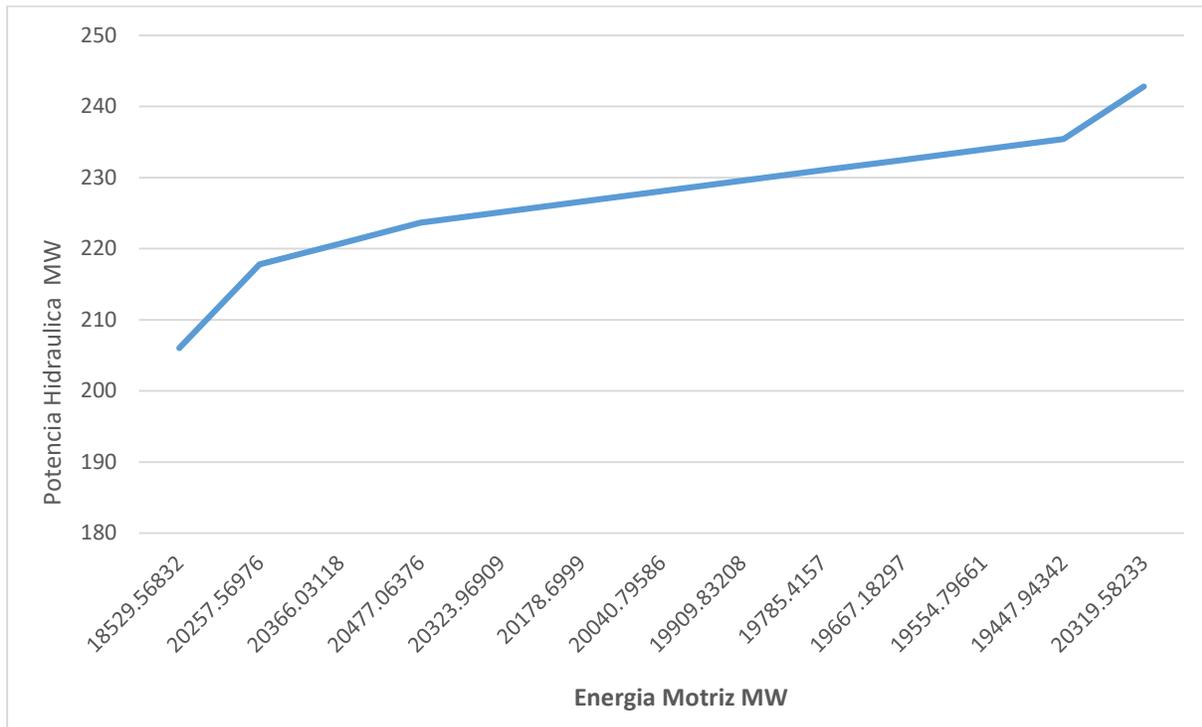


5.4. Relación entre Potencia Hidráulica y Energía Motriz para la obtención de Potencia Mecánica.

$$P_m = P_h * \eta \quad P_h = \text{Potencia hidráulica [W]} \quad (4.4)$$

η = Eficiencia total

Rendimiento Hidráulico %	Potencia Hidráulica MW	Energía Motriz MW
89.9449945	206.01	18529.56832
93.0176496	217.782	20257.56976
92.2688013	220.725	20366.03118
91.5511551	223.668	20477.06376
90.2727824	225.1395	20323.96909
89.0455446	226.611	20178.6999
87.8664337	228.0825	20040.79586
86.7326733	229.554	19909.83208
85.6416962	231.0255	19785.4157
84.5911258	232.497	19667.18297
83.5787579	233.9685	19554.79661
82.602546	235.44	19447.94342
83.6894216	242.7975	20319.58233



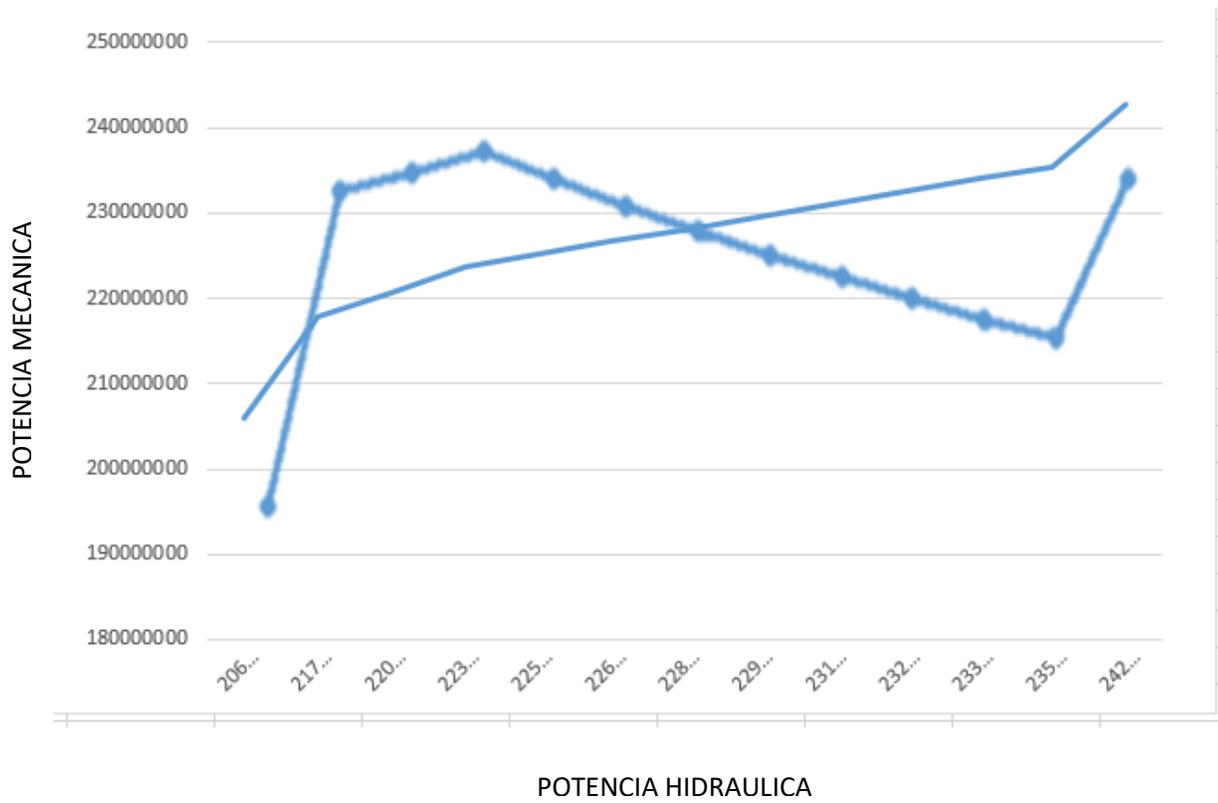
5.5. RENDIMIENTO HIDRÁULICO PARA UNA TURBINA DE REACCIÓN.

$$\eta_H = \frac{P_m}{P_h}$$

P_m = Potencia Mecánica

P_h = Potencia hidráulica

POTENCIA MECANICA	POTENCIA HIDRAULICA	RENDIMIENTO
18529568317	206010000	89.9449945
20257569763	217782000	93.0176496
20366031178	220725000	92.2688013
20477063762	223668000	91.5511551
20323969089	225139500	90.2727824
20178699897	226611000	89.0455446
20040795865	228082500	87.8664337
19909832079	229554000	86.7326733
19785415696	231025500	85.6416962
19667182970	232497000	84.5911258
19554796612	233968500	83.5787579
19447943423	235440000	82.602546
20319582335	242797500	83.6894216



5.6. POTENCIA ABSORBIDA POR LA TURBINA.

$$P_a = \frac{P_h}{\eta_h * \eta_v}$$

P_a = Potencia absorbida por la turbina [W]

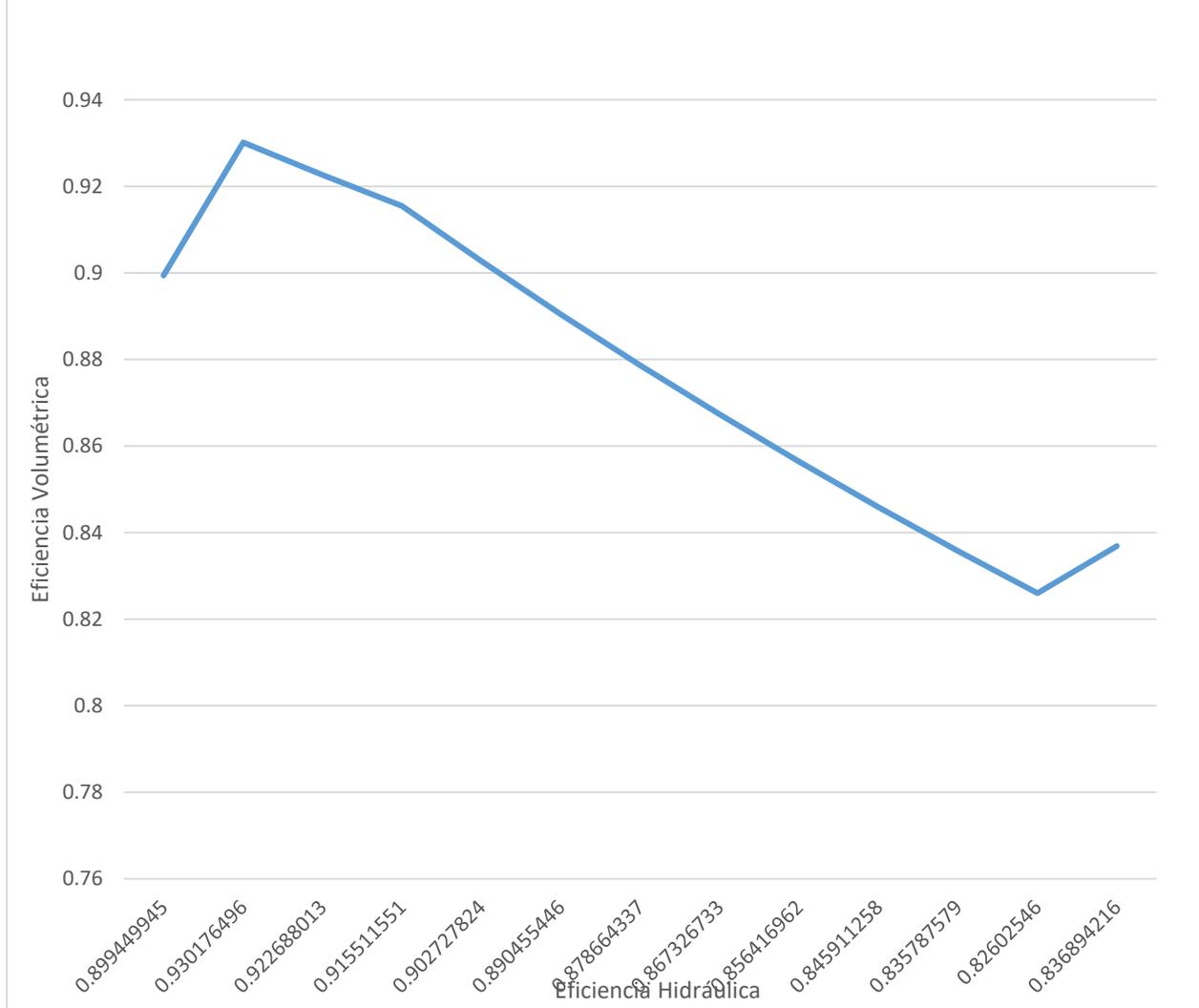
P_h = Potencia hidráulica de la turbina [W]

η_h = Eficiencia hidráulica

η_v = Eficiencia volumétrica

P. Hidráulica MW	Eficiencia V.	Eficiencia H.	Potencia A. MW
206.01	0.87	0.0087	27217.5981
217.782	0.88	0.0088	28122.67562
220.725	0.89	0.0089	27865.79977
223.668	0.9	0.009	27613.33333
225.1395	0.91	0.0091	27187.47736
226.611	0.92	0.0092	26773.51134
228.0825	0.93	0.0093	26370.96774
229.554	0.94	0.0094	25979.40244
231.0255	0.95	0.0095	25598.39335
232.497	0.96	0.0096	25227.53906
233.9685	0.97	0.0097	24866.45765
235.44	0.86	0.0086	31833.42347
242.7975	0.85	0.0085	33605.19031

Potencia Absorbida por el motor



5.7. DIMENSIONES BÁSICAS DEL RODETE

-Periferia del rotor.

$$D_p = \frac{60 * k_{up}}{\pi * n} \sqrt{2gH}$$

$$D_p = \frac{60 * 3.65}{\pi * 93.75} \sqrt{2(6000)} m = 81.45 m$$

-Relación de la periferia

$$\frac{D_c}{D_p} = 0.25 + \frac{94.64}{n_s}$$

$$D_c = \left(0.25 + \frac{94.64}{n_s} \right) D_p$$

$$D_c = \left(0.25 + \frac{94.64}{500} \right) 81.45 m = 35.78 m$$

5.8. FUERZA DINÁMICA DE LOS ALABES.

$$P = 1.5kn * p * A = 1.5 * kn * \gamma * H * \frac{\pi}{4} \left(\frac{D_p^2 - D_c^2}{N^\circ \text{ albes}} \right)$$

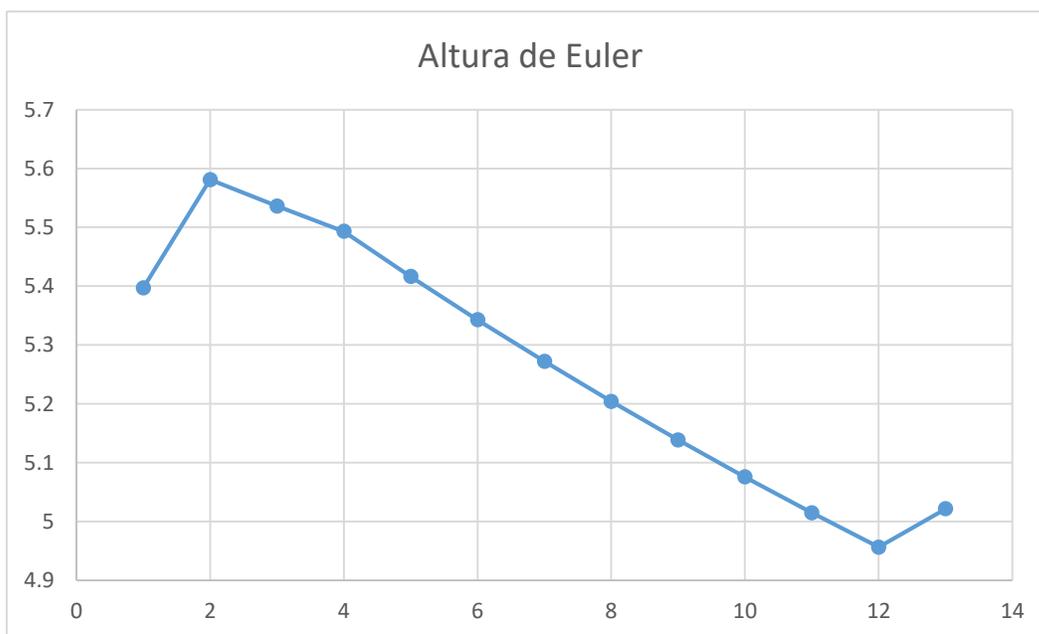
$$P = 1.5 * 0.85 * 1000 \frac{kg_f}{m^3} * 6m * \frac{\pi}{4} \left(\frac{81.45^2 - 35.78^2 m^2}{4} \right) = 8042828.8 kg_f$$

5.9. ALTURA DE EULER

La altura de Euler esta dada por la ecuación:

$$H_e = n_h * H$$

Rendimiento H.	Altura Neta	Altura de Euler
0.899449945	6	5.39669967
0.930176496	6	5.581058975
0.922688013	6	5.536128081
0.915511551	6	5.493069307
0.902727824	6	5.416366943
0.890455446	6	5.342732673
0.878664337	6	5.271986022
0.867326733	6	5.203960396
0.856416962	6	5.138501775
0.845911258	6	5.075467547
0.835787579	6	5.014725473
0.82602546	6	4.956152758
0.836894216	6	5.021365294



5.10. COEFICIENTE DE CAVITACIÓN

$$\sigma = \frac{H_{at} - H_S}{H_n}$$

$$\sigma = \frac{5 - 2 \text{ m}}{6 \text{ m}} = 0.5$$

5.11. POTENCIA ELÉCTRICA DEL ROTOR

Por la dinámica elemental, aplicada a las partes rodantes del equipo turbogenerador, se puede escribir como que el *Trabajo realizado = Cambio de la energía cinética*.

$$\frac{\Delta t(\Delta P)}{2} = \frac{mu^2}{2} = \frac{R^2mw^2}{2}$$

ΔP = Cambio instantáneo de la potencia de la turbina (4.19)

Δt = Tiempo en que se realiza el cambio de potencia m masa de las partes rodantes.

m = Masa de las partes rodantes del equipo (rodete, rotor).

u = Velocidad tangencial del rodete.

$$\omega R^2 = 1447 \left(\frac{Pt}{n^{1.5}} \right)^{1.25}$$

$$\omega R^2 = 1447 \left(\frac{56 \text{ MW}}{93.75^{1.5}} \right)^{1.25} = 44.48 \text{ MW}$$

$$Tm = \frac{\omega R^2 n^2}{91191.9} Pt = \frac{5.075(93.75)^2}{91191.9} (56 \text{ MWkv}) = 27.39 \text{ MW}$$

$$\Delta t = Tm = 27.39 \text{ MW}$$

$$w = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{2\pi \cdot 93.75}{60} = 9.81$$

$$m = \frac{\omega}{g} = \frac{93.75}{9.81} = 9.55$$

$$u = wR = \sqrt{44.48MW} = 6.66 MW$$

$$\frac{\Delta t(\Delta P)}{2} = \frac{mu^2}{2} = \frac{R^2mw^2}{2}$$

$$\Delta P = \frac{\frac{mu^2}{2} * 2}{\Delta t} = \frac{\frac{(9.55)(6.66)^2}{2} * 2}{27.39} = 15.46MW$$

5.12. COEFICIENTE DE UTILIZACIÓN DE LA POTENCIA NOMINAL DEL ESTATOR.

La expresión matemática K_u es de la forma:

$$K_u = K B_d A \quad B_d = \text{Inducción en el entrehierro en vacío [T]} \quad (4.22)$$

$A = \text{Corriente [A]}$

$K = \text{Factor de potencia}$

$$K_u = 0.95 * 0.109 * 120A = 12.42$$

5.13. POTENCIA DEL ALTERNADOR DE UNA TURBINA BULBO

$$P_{nom} = K_u D L n \quad [kw] \quad D = \text{Diametro del estator [m]} \quad (4.21)$$

$L = \text{Longitud axial del circuito magnético del estator [m]}$

$n = \text{Velocidad de rotación [rpm]}$

$K_u = \text{Coeficiente de utilización de la potencia}$

$$P_{nom} = K_u D L n = 12.42 * 1.6 * 5.47 = 101.9 MW$$

5.14. POTENCIA MÁXIMA DEL GENERADOR ELÉCTRICO

$$P_{\text{máx}} = 5 \cdot d^2 \cdot l \cdot n$$

$d^2 = \text{Diámetro interior del estator. [m]}$
 $l = \text{Longitud del entrehierro. [m]}$
 $n = \text{Velocidad del estator. [rpm]}$

$$P_{\text{máx}} = 5 \cdot d^2 \cdot l \cdot n = 5 * (5.47)^2 * 1.6 * 260 = 62.235 \text{ MW}$$

5.15. POTENCIA EN LOS BORNES DEL GENERADOR.

$$P_{bg} = S * \text{Cos}(\phi)$$

$P_{bg} = \text{Potencia del generador [kW]}$
 $S = \text{Potencia aparente [KVA]}$
 $\text{cos } \phi = \text{Factor de potencia}$

$$P_{bg} = S * \text{Cos}(\phi) = (10\text{MVA}) * \text{COS}(0.95) = 9.99 \text{ MVA}$$

5.16. POTENCIA TRANSMITIDA AL GENERADOR.

$$P_{tg} = \frac{P_{bg}}{n_g}$$

$P_{tg} = \text{Potencia transmitida del generador}$
 $P_{bg} = \text{Potencia del generador}$
 $n_g = \text{Rendimiento general de la turbina}$

$$P_{tg} = \frac{9.99\text{MVA}}{0.93} = 10.74 \text{ MVA}$$

5.17. POTENCIA AL FRENO DE LA TURBINA.

$$P_t = \frac{P_{tg}}{n_{tg}}$$

P_t = Potencia al freno de la turbina

P_{tg} = Potencia transmitida al generador

n_{tg} = Eficiencia de la transmisión

$$P_t = \frac{10.74}{0.98} = 10.95 \text{ MW}$$

RESULTADOS

Después de esta investigación teórica hemos analizado los resultados concretos para seleccionar el tipo de turbina en el que están basados en el salto neto y eficiencia principalmente con respecto a los datos obtenidos de la región de Puerto Peñasco. A continuación estos son los resultados.

Eficiencia del caudal de la turbina Axial	89.94 % - 83.68%
Potencia Hidráulica	[206.01 – 242.7975] MW
Potencia Mecánica	[18529.56832 - 20319.58233] MW
Rendimiento hidráulico para una turbina de reacción.	89.94 % - 83.68%
Potencia absorbida por la turbina	[27217.5981 – 33605.19031] MW
Periferia del rotor	81.45 metros
Relación de la periferia	35.78 metros
Fuerza dinámica de los alabes	8042828.8 Kgf
Altura de Euler	[5.39 – 5.02] metros
Coefficiente de cavitación	0.5
Potencia eléctrica del rotor	15.46 MW
Coefficiente de utilización de la potencia nominal del estator	12.42
Potencia del alternador de una turbina Bulbo	101.9 MW
Potencia máxima del generador eléctrico	62.235 MW
Potencia en los bornes del generador	9.99 MVA
Potencia transmitida al generador	10.74 MVA
Potencia al freno de la turbina.	10.95 MW

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados obtenidos muestran valores que son similares a los que se representan en algunos proyectos de las turbinas construidas en ciertas regiones del mundo. Y que también cumplen con sus especificaciones para poder ser aplicadas en dicha zona que es en Puerto Peñasco.

Tomando en cuenta la información técnica de una turbina bulbo más las características ambientales que se presentan la zona de Puerto Peñasco, se realizó los cálculos generales para determinar si se podía aplicar la turbina cumpliendo con los valores primordiales como es su altura, caudal, eficiencia y potencia mecánica – eléctrica.

Se marca una comparación de los cálculos obtenidos con respecto a los cálculos ya generados por medio de proyectos que han surgido en algunas regiones del mundo para su construcción de una planta mareomotriz.

Se obtuvo una eficiencia del caudal de la turbina axial de 89.94% como máximo, el cual es quien pasa por la turbina de bulbo, ya que la eficiencia en general de esta turbina en el mundo es de 67%.

Altura de 5.39 metro, cumple con los requisitos para poder aplicar una turbina en la zona de Puerto Peñasco, ya que como se mencionó las turbinas pueden aplicarse si tienen una altura de 2 metros, al nivel del mar.

Su coeficiente de cavitación es de 0.5, lo que indica que es una turbina que puede durar mucho tiempo, siempre y cuando se le den los mantenimientos necesarios.

Genera una potencia eléctrica de 15.46 MW por cada turbina bulbo, si se compara con una turbina bulbo de Lago Sihwa, que marca una generación de potencia de 25.4 MW, esto indica que es apta para generar energía eléctrica a la zona de Puerto Peñasco.

CONCLUSION

Con base a la problemática presentada al principio de este trabajo, se desarrolló una investigación acerca de cuáles podrían ser las principales zonas o regiones para la aplicación de la Turbina Bulbo, basándonos en sus antecedentes de construcción que existen en otras partes del mundo y sus resultados obtenidos. Los países desarrollados son los que cuentan con este tipo de centrales, por lo que se debe tener una economía sustentable y por lo tanto es para México una oportunidad de desarrollo para crecer económicamente.

Después de ver los resultados obtenidos a través de los cálculos aplicados se ha de demostrar que la turbina Bulbo **si se puede aplicar** para la zona de Puerto Peñasco. Por lo tanto se podría realizar una central mareomotriz dentro de la zona ya mencionada.

Se investigó el medio económico sustentable de la región así como la posibilidad de crear una central mareomotriz en donde no afectaría la zonas sin embargo tomando en cuenta que durante muchos años atrás la región de Puerto Peñasco era conocida como una buena zona costera lo que en día hoy se ha visto como un descenso irreparable, ya que ha disminuido el cruce de pescados, así como tiburones o ballenas.

Al hablar de la economía es hablar del costo de la instalación y de los buenos resultados monetarios que esta inversión traerá, tanto para los inversionistas como para los habitantes y trabajadores.

En cuanto al impacto ecológico en flora y fauna queda reducido en un 90%, ya que de aplicarse la Turbina esta no afectara en gran masa, dado que los animales marinos se encuentran fuera de la zona.

GLOSARIO

Se coloca un breve glosario de algunos términos que contiene la tesis, ya que la mayoría de las palabras vienen especificadas dentro de su contenido.

ALABES: Es la paleta curva de una turbomaquina o máquina de fluido fotodinámica.

ALTERNADOR: Generador de corriente alterna, que crea corriente eléctrica por medio de campos magnéticos.

BORNES: Son unas partes metálicas de una maquina o dispositivo eléctrico que produce una conexión con el circuito exterior al mismo.

CAVITACIÓN: Formación de cavidades llenas de vapor o de gas en el seno de un líquido en movimiento.

CENTRAL MAREOMOTRIZ: Planta que genera energía eléctrica por medio de las mareas.

CHUMACERA: Pieza de metal o madera con una muesca en que descansa y gira un eje de una maquinaria.

COEFICIENTE: Número o parámetro que se escribe a la izquierda de una variable o incógnita y que indica el número de veces que este debe multiplicarse.

DEPÓSITO DE AGUA: Contenedor para almacenar agua.

DIÓXIDO DE CARBONO: Es un gas incoloro, inodoro y vital para la vida en la Tierra.

ECOSISTEMA: Sistema biológico constituido por una comunidad de seres vivos y el medio natural en que viven

ENERGÍA MOTRIZ: Es un agente natural, como el agua o el vapor, el viento o la electricidad, que se utiliza para impartir movimiento a las máquinas, como un motor.

ENERGÍAS RENOVABLES: Energía que se obtiene de fuentes naturales cíclicamente inagotables

GENERADOR: Aparato que genera energía.

HIDROCARBUROS: Compuesto químico formado por carbono e hidrogeno.

MAPA MAREOGRAFICO: Mapa que muestra los niveles o amplitud de pleamar y bajamar.

MATERIAL BABBIT: Se utiliza para la implementación de metales anticorrosivos.

PALETAS REGULADORAS: Válvulas que reducen la presión.

POTENCIA HIDRÁULICA: Fuerza con la que actúa el caudal.

POTENCIA MECÁNICA: Fuerza resultante aplicada a un objeto.

POTENCIA NOMINAL: Es la potencia máxima que demanda una maquina eléctrica.

RODETE: Objeto con forma de rueda o rosca, hecho de un material flexible, que se coloca sobre la cabeza y se utiliza para apoyar en él un peso que se ha de transportar.

ROTOR: Es el componente que gira (rota) en una máquina eléctrica, sea ésta un motor o un generador eléctrico

SERVOMOTOR: Motor auxiliar para aumentar automáticamente la energía disponible cuando conviene.

TURBINA: Máquina que consiste en una rueda en el interior de un tambor provista de paletas curvas sobre las cuales actúa la presión de un fluido haciendo que esta gire.

VELOCIDAD ESPECÍFICA: Es una función de altura manométrica.

BIBLIOGRAFIA

- Firth, A. (2013). Historic Environment Guidance for wave and Tidal Energy. Historic Scotland And Cadw.*
- Irving L. Kosow. (1992). Maquinas electricas y transformadores. Reverte.*
- Mataix, C. (1986). Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas. AlfaOmega.*
- Norton, R. L. (2006). Diseño de Maquinas. Prentice Hall.*
- Pedro Fernández Díez. (SF). Turbinas Hidráulicas. Obtenido de http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/turbinas-hidraulicas.pdf*
- Shames, I. H. (1995). Mecanica de Fluidos . Mc Graw Hill, 3a Edición.*
- Singer, F. L. (1977). Mecánica para Ingenieros. Ed. Reverte.*
- Yunus A. Cengel. (2007). Transferencia de calor y masa. Reno: Mc Graw Hill.*
- Capitulo VII Turbinas Hidráulicas de Reacción. (s.f). Obtenido de <http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/8854/Capitulo7.pdf>*
- ERNCIEE3372 Mercados Eléctricos. Ley de fomento de a las ERNC. (2008). Recuperado de <http://hrudnick.sitios.ing.uc.cl/alumno08/renewables/contacto.html>*
- Endesa Educa. Historia de la Electricidad. (2014). Obtenido de http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/el-sector-electrico/xvii.-aspectos-generales*
- García, H y Nava, A. (Abril, 2014). Selección y dimensionamiento de Turbinas Hidráulicas para Centrales Hidroeléctricas. Universidad Nacional Autónoma de México. Recuperado de http://www.ingenieria.unam.mx/~deptohidraulica/publicaciones/pdf_publicaciones/SELECCIONyDIMENSIONAMIENTOdeTURBINAS.pdf*
- Sánchez, U. (s.f). Máquinas Hidráulicas. San Vicente (Alicante): Club Universitario*
- Menéndez, E. (2001). Energías Renovables, sustentabilidad y creación de empleo. Madrid: Catarata.*
- Calvo Martin, et al., (2004). Energías y medio ambiente IX Jornadas ambientales. Salamanca (España): Ediciones Universidad Salamanca.*
- Máquinas de Fluidos. (s.f). Recuperado de https://ocw.ehu.eus/pluginfile.php/6771/mod_resource/content/1/maquinas_fluidos/tema-7-turbinas-de-reaccion.pdf*

Andritz Hydro. (2009)- *Hydro News. Historia Top. Tecnologías. Nuevos Proyectos. A-1141, 8-11. Recuperado de*

<https://www.andritz.com/hy-hn29-es.pdf>

Bañuelos Ruedas, F. (2011). *Impacto de la Generación Eléctrica usando Fuentes de Energía Eólica en la red Eléctrica Nacional. (Tesis de Doctoral, Instituto de Egeria UNAM).*

Inmaculada^[P]Fernández, D. y Robles^[P]Díaz, A. R. (s. f).

Centrales^[P]de^[P]Generación^[P]de^[P]Energía^[P]Eléctrica.

<http://ocw.unican.es/enseñanzas-tecnicas/centrales-de-generacion-de-energia-electrica/materiales/bloque-energia-II.pdf>

Maldonado Quispe, F. (2005). *Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el Distrito de Mazán-Región Loreto. Lima-Perú. Recuperado de*

http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/monografias/basic/maldonado_qf/maldonado_qf.pdf

Ingeniería. (19 de Septiembre de 2015). *Turbinas Hidráulicas. Recuperado de ingenieriaetica.blogspot.com/2015/09/turbinas-hidraulicas.html*

Catacora Acevedo, E. A y Valero, C. (27 de Abril de 2014). *Diseño y fabricación de micro turbinas hidráulicas. Recuperado de*

http://guzlop-editoras.com/web_des/ener01/hidraulica/pld0564.pdf

López Galarza, J.L. (2010). *Elaboración e Implementación de un Software para el Diseño de Turbina Axial Tipo Bulbo De Hasta 10mw. (Tesis de Licenciatura, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Facultad de Mecánica Escuela de Ingeniería Mecánica).*

Recuperado de

<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1678/1/15T00441.pdf>

Agüera Soriano, J. (2011). *Turbinas Hidráulicas. Recuperado de*

<http://www.uco.es/termodinamica/ppt/pdf/fluidos%2013.pdf>

Revista Digital Universitaria. (10 de Agosto de 2009). *Potencial energético de las mareas para generar electricidad. Las posibilidades de México. Recuperado de*

<http://www.revista.unam.mx/vol.10/num8/art49/int49-3.htm>

Bohórquez Rodríguez de Medina, P y Bolaños Jiménez, M. R. (Junio, 2012). *Caracterización de una Turbina Axial y Creación de Aplicación Gráfica para Procesamiento de Datos. Recuperado de*

<http://blogs.ujaen.es/prmedina/wp-content/uploads/2012/07/PFCRUBEN.pdf>

- Mott, R.L. (1996). *Mecánica de Fluidos Aplicada*. Berkeley, CA: Prentice Hall.
- Criterios de Selección. (s.f) Recuperado por
http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/sel_turbinas/fo ndos/criterios.htm
- Allpe Medio Ambiente. (2001-2016). *Energía Mareomotriz y Medio Ambiente*. Recuperado por
http://www.allpe.com/seccion_detalle.php?idseccion=272www.allpe.com.
- Associació Ecogent. (2016). *Aprovechamiento de la Energía Del Mar*. Recuperado por
http://www.ecogent.cat/index.php?option=com_content&view=article&id=155%3Aprovechamiento-de-la-energia-del-mar&catid=44%3Afoc&Itemid=68&lang=ca&showall=1
- Twenergy. *Una iniciativa de Endesa por la eficiencia y la sostenibilidad*. (2016). *Desventajas de la Energía Mareomotriz*. Recuperado por
<https://twenergy.com/a/desventajas-de-la-energia-mareomotriz-563>
- Tabla de Mareas. (2016). *Tabla de Mareas y Solunares de Pesca*. Recuperado por
<http://www.tablademareas.com/>
- Álvarez Martínez, Estévez Cabrera, González Moreno, Jiménez Delgadillo. (1° de Febrero 2014). *Memorias del Tercer Concurso de Investigación Desarrollo e Innovación Cidit 2014. Energía mareomotriz, gran oportunidad para México*. pp. 15-18. Recuperado por
zeus.lci.ulsa.mx/portales/cidit/archivos/2014/articulo_004.pd
- Tidal Power. (s. f) *Energía Mareomotriz*. Recuperado por
<http://www.cie.unam.mx/~rbb/Mae/EnergiaMareomotriz.pdf>
- Hiriart Le Bert, G. (10 de Agosto de 2009). *Revista Digital Universitaria UNAM. Potencial energético de las mareas para generar electricidad*. Vol 10, N°8. pp. 1-2. Recuperado por
<http://www.oei.es/historico/divulgacioncientifica/reportajes012.htm>
- Márquez Moreno, M. C. (2009). *El agua como causa y solución del cambio climático*. Salamanca (España): Aquila Fuente.
- García Pérez, M. A. (Octubre 2011). *Turbomáquinas – Turbinas Hidráulicas Informe Final*.
<http://documents.mx/documents/informe-final-turbina-francis.html>González Velazco, J. (2009).
- Energías Renovables*. Barcelona: Editorial Reverte. *Generación Mareomotriz, IEE-3372 Mercados Eléctricos*. (s.f). *Tecnologías de Generación Mareomotriz*. Recuperado por
<http://hrudnick.sitios.ing.uc.cl/alumno07/generacion%20mareomotriz/6.html>

<http://energy-base.org/wp-content/uploads/2013/11/REEEP-UNEP-CONUEE-Market-Analysis-of-Renewable-Energy-and-Energy-Efficiency-in-Hotels-in-Mexico-Spanish.pdf>

Ciudades y Directorio. (s.f). Recuperado de
<http://www.ocdemexico.org.mx/Sonora/Puerto-Penasco/>

Expansión en Alianza con CCN. (s.f). La Crisis Entra a Puerto Peñasco. p-1. Recuperado de
<http://expansion.mx/expansion/2008/12/22/las-dos-muertes-de-puerto-penasco>

Word Press. (04-Junio-2009). Turismo de Aventura en Puerto Peñasco. Recuperado de
<https://turismopenasco.wordpress.com/2009/06/04/economia-de-puerto-penasco/>

¹Agüera Soriano, J. (2011). Turbinas Hidráulicas. Recuperado de
<http://www.uco.es/termodinamica/ppt/pdf/fluidos%2013.pdf>

¹ Rojas Flores, A. Mg. (s. f). Equipos Electromecánicos. Recuperado de
http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/energia_hidro.2014_u3_1.pdf

Fernández Díez, P. (s.f). Turbinas Hidráulicas. Recuperado de
<http://files.pfernandezdiez.es/Turbinas/Hidraulicas/PDFs/03Turb.Hidr.pdf>

¹ Rojas Flores, A. Mg. (s. f). Equipos Electromecánicos. Recuperado de
http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/energia_hidro.2014_u3_1.pdf

Capitulo VII Turbinas Hidráulicas de Reacción. (s.f). Recuperado de
<http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/8854/Capitulo7.pdf>

¹ Maldonado Quispe, F. (2005). Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el Distrito de Mazán-Región Loreto. Lima-Perú. Recuperado de
http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/monografias/basic/maldonado_qf/maldonado_qf.pdf
f

Endesa Educa. (2014). Los Generadores Eléctricos. Recuperado de
http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/conceptos-basicos/v.-funcionamiento-basico-de-generadores

López Galarza, J.L. (2010). Elaboración e Implementación de un Software para el Diseño de Turbina Axial Tipo Bulbo De Hasta 10mw. (Tesis de Licenciatura, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Facultad de Mecánica Escuela de Ingeniería Mecánica). Recuperado de
<http://dspace.espace.edu.ec/bitstream/123456789/1678/1/15T00441.pdf>

Central Hidroeléctrica Lorena – Normas de Seguridad Operacionales.
http://www.asep.gob.pa/electric/PADE_LORENA/Anexo%20C%20%20NORMAS%20DE%20SEGURIDAD%20OPERACIONALES.pdf

Gestión de la Operación en Centrales Hidroeléctricas
<https://www.caib.es/sacmicrofront/archivopub.do?ctrl=MCRST350ZII12976&id=112976>
Manual Ambiental y Marco de Gestión Ambiental para Proyectos de Electrificación Rural en México (2007).

<http://ecotec.unam.mx/Ecotec/wp-content/uploads/Mexico-Manual-Ambiental-Electrificacion-Julio-2007.pdf>

Normas técnicas y Ambientales en Puertos y Aeropuertos.
http://www.aviacioncivil.gob.ec/wpcontent/uploads/downloads/2015/04/47AMBIENTENORMAS_TECNICAS_AMBIENTALES_EN_PUERTOS_Y_AEROPUERTOS.pdf