



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

ESTUDIO DEL APROVECHAMIENTO PARA UNA CENTRAL MINIELÉCTRICA

Alumno: Benito Castro Pérez

Tutor: Prof. D. Mario Miró Barnés

Depto.: Dpto. Ingeniería Mecánica y Minera

Febrero, 2017



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

ESTUDIO DEL APROVECHAMIENTO PARA UNA CENTRAL MINIELÉCTRICA

Alumno: Benito Castro Pérez

Tutor: Prof. D. Mario Miró Barnés

Depto.: Dpto. Ingeniería Mecánica y Minera

Una firma manuscrita en tinta azul, que parece ser la del alumno Benito Castro Pérez.

Benito Castro Pérez
DNI: 15516447A

VºBº, Prof. Don Mario Miró Barnés

RESUMEN:

El presente estudio es la materialización de todos los conocimientos de fluidomecánica y diseño adquiridos durante esta etapa de graduación. En este trabajo se ha tratado de determinar si el embalse de Rules, situado en Granada, es apto para producción de energía hidroeléctrica además de abastecimiento y riego. Una vez demostrado que es así, se ha determinado qué tipo de turbina resulta más adecuada a este caso, y se ha diseñado una desde cero, intentando que su rendimiento sea el máximo que está al alcance. Para realizar este estudio se ha recabado toda la información necesaria tanto de las agencias hidrográficas pertinentes como de la bibliografía específica, y se han analizado los datos hidrológicos de las estaciones de medida pertinentes.

ÍNDICE:

1	RESUMEN DEL ESTUDIO.....	pág 7
2	INTRODUCCIÓN Y MOTIVACIÓN.....	pág 9
2.1.	Antecedentes.....	pág 9
2.2.	Las centrales hidráulicas.....	pág 10
2.2.1.	Clasificación de las turbinas hidráulicas.....	pág 10
2.2.2.	Clasificación de las centrales hidráulicas.....	pág 12
2.2.3.	Elementos constitutivos de las centrales hidroeléctricas.....	pág 15
2.3.	La energía hidroeléctrica en el mundo.....	pág 19
2.4.	Situación de la energía hidráulica en España.....	pág 20
3	SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO. RECURSO HIDRÁULICO.....	pág 22
3.1.	Usos del embalse.....	pág 25
3.2.	Recurso hídrico del embalse.....	pág 26
3.3.	Horas de funcionamiento.....	pág 31
4	CÁLCULO DE CONDUCCIONES. ALTURA NETA Y BRUTA.....	pág 33
4.1.	Altura y potencia bruta.....	pág 33
4.2.	Pérdidas en la tubería forzada.....	pág 34
4.2.1.	Pérdidas primarias.....	pág 34
4.2.2.	Pérdidas secundarias.....	pág 35
4.3.	Golpe de ariete.....	pág 38
4.4.	Estimación del espesor de la tubería forzada.....	pág 39
4.5.	Tensiones en la tubería: dilatación.....	pág 40
5	SELECCIÓN DE LA TURBINA Y DISEÑO DEL RODETE.....	pág 41
5.1	Selección de la turbina adecuada.....	pág 41
5.1.1.	Cálculo de la velocidad de giro y la velocidad específica.....	pág 42
5.2	La turbina Francis.....	pág 45
5.2.1.	Descripción y ventajas de las turbinas Francis.....	pág 46
5.2.2.	Aplicaciones de las turbinas Francis.....	pág 47
5.3	Estimación de los rendimientos de la turbina.....	pág 47
5.4	Predimensionado de la turbina Francis.....	pág 48
5.5	Diseño del rodete.....	pág 50
5.5.1.	Trazado del perfil hidráulico.....	pág 51
5.5.2.	Trazado de las aristas de entrada y salida de los álabes.....	pág 55

5.5.3. Cálculo de los diámetros de entrada y salida.....	pág 60
5.5.4. Número de álabes del rodete.....	pág 62

6 DISEÑO DE LA CÁMARA ESPIRAL, DISTRIBUIDOR Y TUBO DE ASPIRACIÓN.....

pág 63

6.1	Introducción.....	pág 63
6.2	Diseño de la voluta.....	pág 63
6.3	Diseño del distribuidor Fink.....	pág 67
6.3.1.	Regulación de caudal y potencia mediante el distribuidor.....	pág 67
6.3.2.	Descripción del distribuidor Fink.....	pág 68
6.3.3.	Número de álabes en el distribuidor.....	pág 71
6.3.4.	Perfil de los álabes.....	pág 71
6.3.5.	Momento del tubo hidráulico sobre los álabes.....	pág 72
6.4	Diseño del tubo de aspiración.....	pág74
6.5	Triángulos de velocidad.....	pág77
6.5.1.	Entrada.....	pág78
6.5.2.	Salida.....	pág79
6.6	Curvas características de las turbinas.....	pág79

7 CONCLUSIONES DEL ESTUDIO.....

pág 83

8 ÍNDICE DE FIGURAS.....

pág 84

9 ÍNDICE DE TABLAS.....

pág 87

10 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....

pág 88

1 OBJETIVOS DEL ESTUDIO

Este estudio consiste en análisis de viabilidad de instalación de una pequeña central hidroeléctrica en el embalse de Rules, en Granada. Esta instalación se catalogará como minicentral hidráulica, debido a que la potencia que podrá verter a la red de suministro será en todo caso inferior a 10MW.

Los pasos que se van a seguir en este proyecto son:

- Elección del emplazamiento. Se trata del embalse de Rules, cuya inauguración se produjo en 2004 y que está en servicio sólo como abastecimiento de agua.

- Cálculo de las condiciones hidráulicas en las que operará la central, teniendo en cuenta las condiciones hidrológicas de la zona.

- Dimensionado de los elementos mecánicos de la minicentral: conducciones, accesorios, turbina y curvas características de ésta.

Se ha seleccionado el embalse de Rules, situado en los límites de Vélez de Benaudilla y Órgiva, en la provincia de Granada. Uno de los motivos fundamentales de esta elección ha sido que éste embalse actualmente solo se emplea para abastecimiento de agua destinada a consumo doméstico y riego. Instalando una central de turbinación haremos más eficiente el continuo flujo de agua que verterá la presa convirtiendo la energía mecánica que posee a la salida de las instalaciones en electricidad, a la vez que percibimos un importante ahorro monetario aprovechando parte de las instalaciones ya construidas.

Para los cálculos se han empleados los datos hidrológicos amablemente cedidos por la red HIDROSUR.

El objetivo principal de este trabajo es demostrar que el embalse tiene un potencial eléctrico aprovechable, calcular la potencia que se podría extraer, así como determinar el tipo y el tamaño de turbina que sería necesaria para ello.

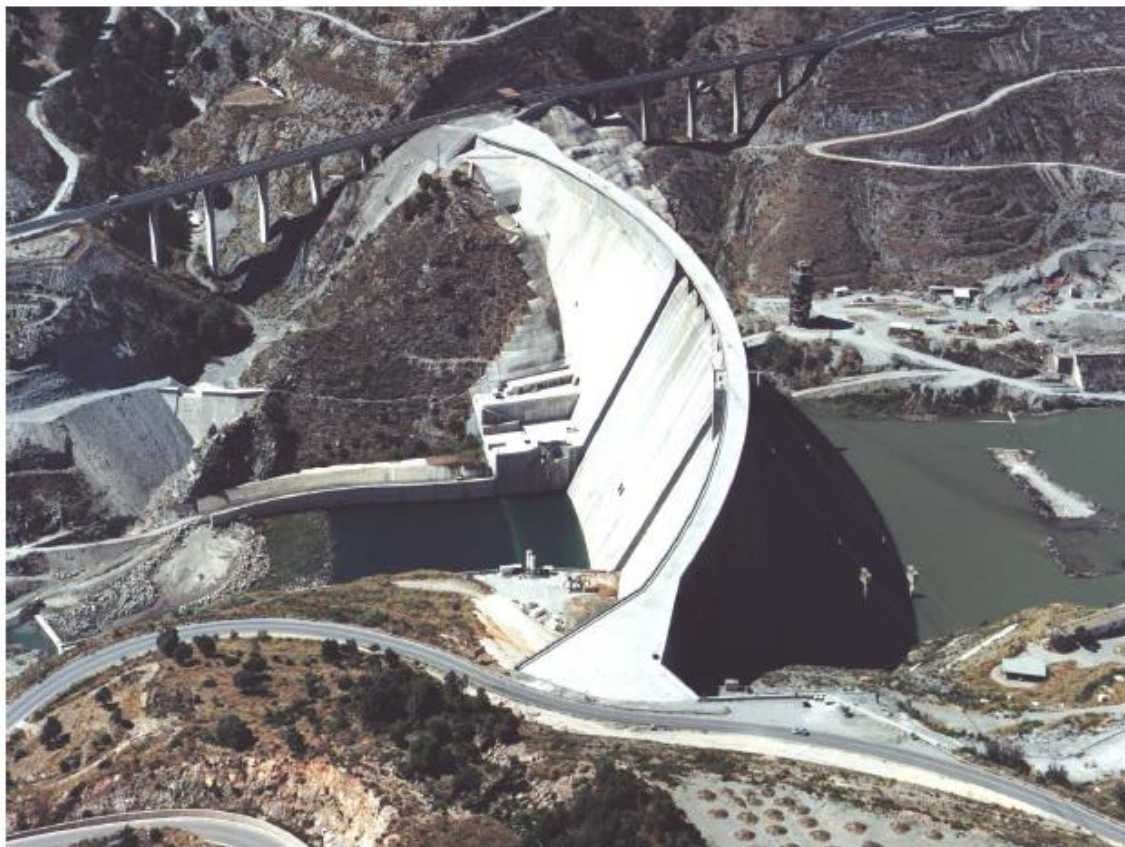


Figura 1.1 Presa de Rules

2 INTRODUCCIÓN Y MOTIVACIÓN

2.1 Antecedentes

Las centrales hidroeléctricas tienen la función de transformar la energía potencial de una masa de agua corriente o almacenada, en energía eléctrica a través de una turbina acoplada a un generador.

Uno de los mayores intereses en el aprovechamiento hidráulico es la baja contaminación que supone al medio ambiente, y la no emisión de gases de efecto invernadero.

Gracias a las cada vez más numerosas políticas de apoyo al desarrollo sostenible, existe una mayor concienciación de los efectos que producen en el medio ambiente los sistemas de producción de energía basados en la quema de combustibles fósiles, tratando cada vez más de buscar fuentes de energía que impacten menos en el sistema ecológico.

En la actualidad, una central hidráulica puede abastecer varias localidades por sí sola. En España, una central se considera minieléctrica cuando puede producir un máximo de 10MW.

La Ley 54/1997 del Sector Eléctrico establece un incremento de potencia de 450 MW para minicentrales, y de 360 MW para centrales de entre 10 y 50 MW de potencia máxima instalada.

En España se calcula que se pueden producir aproximadamente 1000MW de potencia a través de minicentrales hidroeléctricas, pero la realidad es que falta mucho trabajo por hacer.

La función de este trabajo es analizar la viabilidad de la instalación de un aprovechamiento hidráulico en la presa del embalse de Rules. Esta idea surge al leer el informe “Estudio de potencial y viabilidad para la recuperación de centrales minihidráulicas en Andalucía” [1], publicado por la Conserjería de economía, innovación y ciencia. En este documento, se presenta un listado de las centrales hidráulicas de pequeño tamaño que, o bien se encuentran en estado de ruina, o bien en estado de desuso. Del listado de las centrales de Granada, por las que tenía preferencia por ser mi tierra natal, vi que destacaba una, el embalse de Rules. De éste el estudio estimaba que se podrían obtener unos 4MW de potencia eléctrica, y sentí la curiosidad de comprobarlo por mí mismo.

Entrando en tema de normativa, una central minihidráulica en España se entiende por una central que extrae un máximo de 10MW de un cauce de agua corriente, o de un embalse.

2.2 Las centrales hidráulicas

El principal motivo de este estudio es sacar partido a la gran masa de agua que se encuentra embalsada en Rules. Ésta se emplea en la actualidad para regadío y abastecimiento de agua potable para algunas localidades, entre ellas Motril, que en verano requiere de esta fuente debido a la gran afluencia de turistas.

Sin embargo, podría ser viable una minicentral que, además de estos usos, generara potencia eléctrica, aumentando la rentabilidad del embalse.

Esta producción eléctrica se produciría con la instalación de una minicentral hidráulica. Éstas centrales emplean la energía que contiene el agua al transitar por grandes caídas de altura.

Dentro de estas instalaciones, se podrían hacer tres divisiones teniendo en cuenta qué tipo de turbomáquina emplean.

Una turbomáquina se define como aquella máquina de fluido en la cual el intercambio de energía se debe a la variación del movimiento cinético del fluido al pasar por los conductos de un órgano que se mueve con movimiento de rotación, dotado de álabes o paletas, llamado rotor o rodete.

Las turbomáquinas se dividen en dos categorías según el sentido de la transmisión de la energía.

En las turbomáquinas motoras el fluido cede energía al rodete, se conocen como turbinas hidráulicas. En las turbomáquinas generadoras el rodete cede energía al fluido, y se conocen como bombas y ventiladores.

En el caso de la central en la que se centra este estudio, a partir de ahora se hablará de turbina. Ésta será un motor hidráulico volumétrico, que intercambiará energía mecánica con el fluido fundamentalmente en forma de presión.

2.2.1 Clasificaciones de las turbinas:

- Según el grado de reacción:

Todas las turbinas fabricadas en la actualidad se pueden dividir en estos dos grupos.

Las **turbinas de reacción** son aquellas en las que el líquido disminuye su presión estática a su paso por el rotor, desde una presión mayor que la atmosférica a la presión atmosférica, aunque podría salir del rotor a una presión menor que esta. En este caso el grado de reacción es mayor que 0. Las turbinas Francis, Kaplan y Hélice pertenecen a este tipo.

En las **turbinas de acción**, toda o casi toda la energía potencial del salto se transmite al rotor en forma de energía cinética y no de presión. En ellas el agua entra y

sale del rotor a presión atmosférica. En la actualidad, las únicas turbinas usadas con grado de reacción nulo son las Pelton.

- Según la dirección del agua a su paso por el rodete:

En las **turbinas radiales**, el paso del agua se produce centrípetamente en dirección radial hacia el eje de la máquina, en este tipo se incluyen las turbinas Francis muy lentas.

En las **turbinas axiales**, la corriente de agua se dirige axialmente en cilindros a lo largo del eje del rotor, las turbinas Kaplan pertenecen a este grupo.

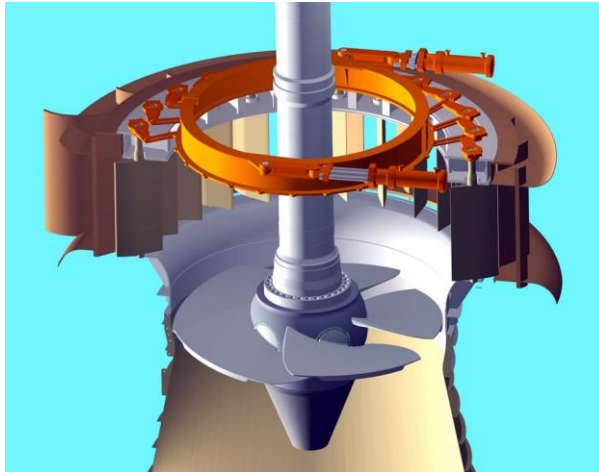


Figura 2.1 Turbina Kaplan

Por último, existe un grupo intermedio a los dos anteriores, el de las **turbinas semiaxiales o de flujo mixto**, en las que se incluyen las turbinas Francis a excepción de las muy lentas, en las que el agua fluye centrípeto y axialmente al a vez.



Figura 2.2 Turbina Francis

2.2.2 Clasificación de las centrales hidráulicas

Las centrales y minicentrales hidráulicas dependen fundamentalmente del tipo de terreno en el que se instalan. Estas características topográficas son las que determinarán el tipo de obra y maquinaria que se va a emplear. Según el texto de Claudio Mataix [2], los aprovechamientos hidráulicos se pueden clasificar según el tipo de embalse en:

- a. Centrales de agua fluyente o centrales sin embalse: en ellas se desvía parte del agua que lleva el cauce de un río y se conduce hasta la central donde se va a turbinar. Una vez que se turbine el agua, se vuelve a conducir a su cauce original. Este tipo de centrales se pueden clasificar en centrales con o sin reserva de agua (una pequeña acumulación, por lo que no merecen el nombre de embalse). Son las centrales más corrientes.

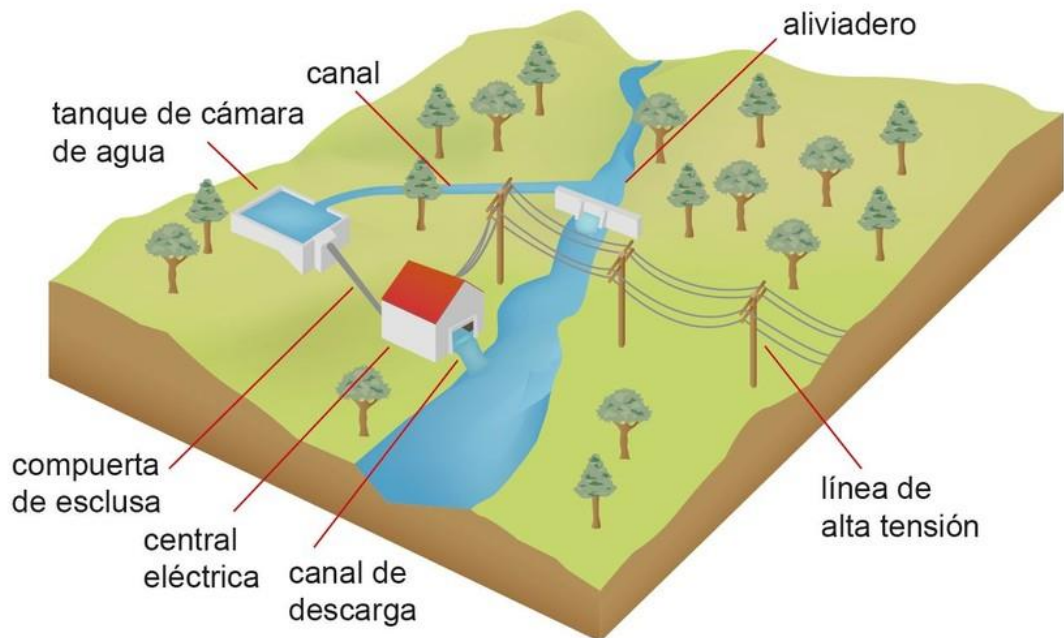


Figura 2.3 Esquema de una central de agua fluyente

- b. Centrales con embalse alimentadas por recursos naturales, o a pie de presa: en casos en los que se construye un embalse en el cauce del río que almacena el agua de éste, además de las lluvias y el agua de deshielo. Este tipo de centrales cuentan con la capacidad de regular el caudal, lo que permite que puedan trabajar exclusivamente durante las horas de mayor demanda de energía. La presa tiene una denominada zona útil de turbinación, en la que la central recibe agua para trabajar. Según la zona útil de la presa, ésta puede trabajar regularmente por horas, días o semanas. Se incluyen en este grupo las centrales que, además de la generación de energía, emplean el agua embalsada para consumo o riego.



Figura 2.4 Central hidroeléctrica Sayano–Shúshenskaya

- c. Centrales de acumulación por bombeo: en estas instalaciones se turbinan agua de un depósito a gran altura a otro más bajo durante las horas de alta demanda energética. Éste agua se devolverá al depósito superior por bombeo en horas de baja demanda, cuando la energía es más barata.

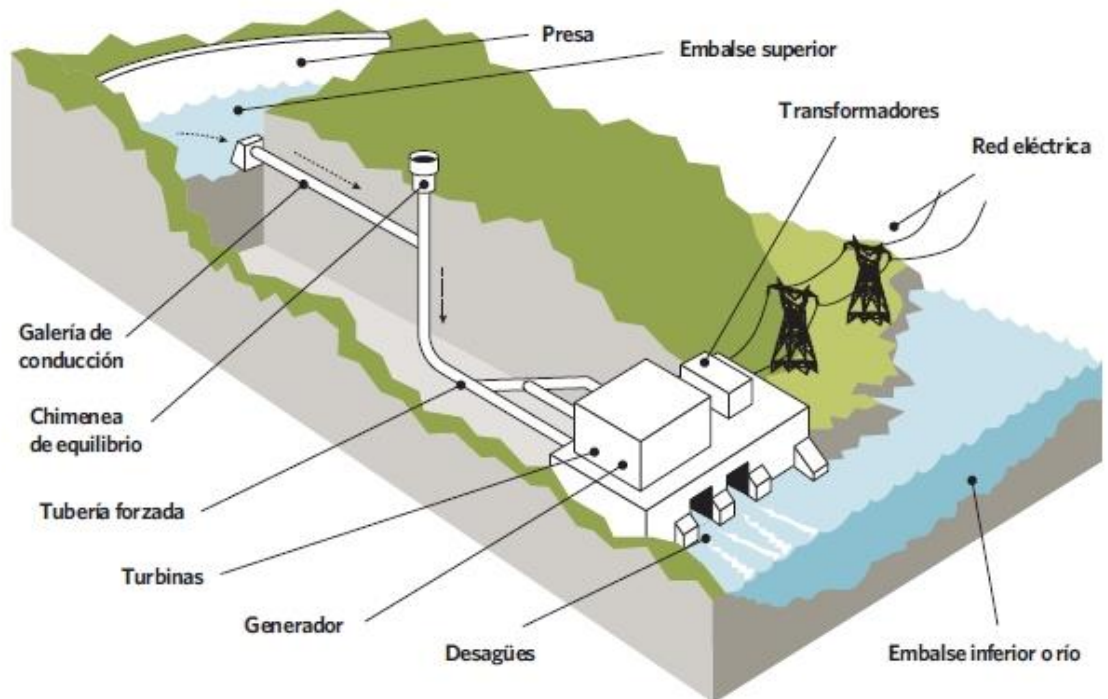


Figura 2.5 Esquema de una central hidráulica de bombeo

- d. Centrales mareomotrices: aprovecha la energía de las olas y de los cambios de las mareas para generar electricidad.

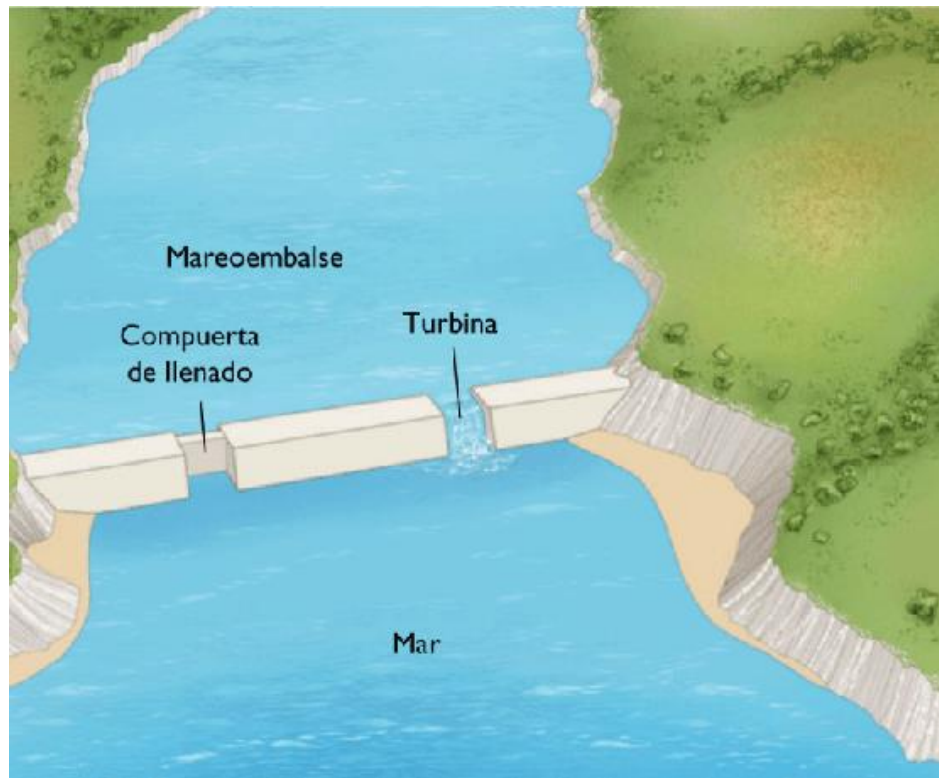


Figura 2.6 Esquema de una central hidráulica mareomotriz

Según la altura del salto los aprovechamientos se dividen en:

- a. Saltos de pequeña altura (menos de 15m)
- b. De mediana altura (entre 15 y 50m)
- c. De gran altura (más de 50m)

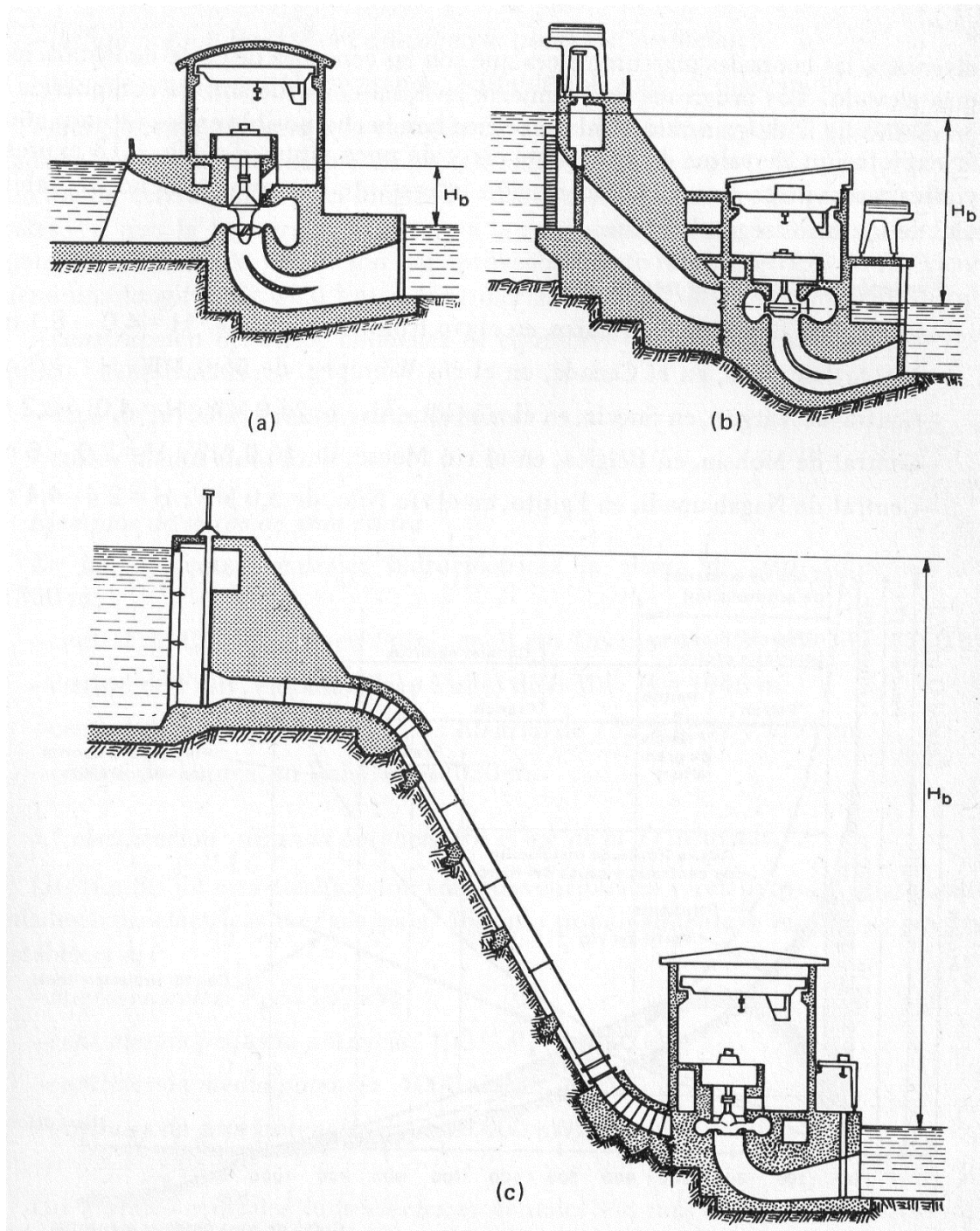


Figura 2.7 Esquema de centrales hidráulicas en función del salto: a) pequeña altura; b) media altura; c) gran altura

2.2.3 Elementos constitutivos de las centrales hidroeléctricas:

El objetivo de la central es alojar el conveniente equipo eléctrico y mecánico. En las instalaciones el eje vertical se puede dividir en tres niveles, de abajo a arriba:

1. Nivel de tubos de aspiración, pozos o galería de desagüe.
2. Nivel de turbina y final de tubería forzada

3. Nivel de alternadores

En las centrales a pie de presa, que es el tipo de central que nos ocupa en este caso, se distinguen las siguientes partes:

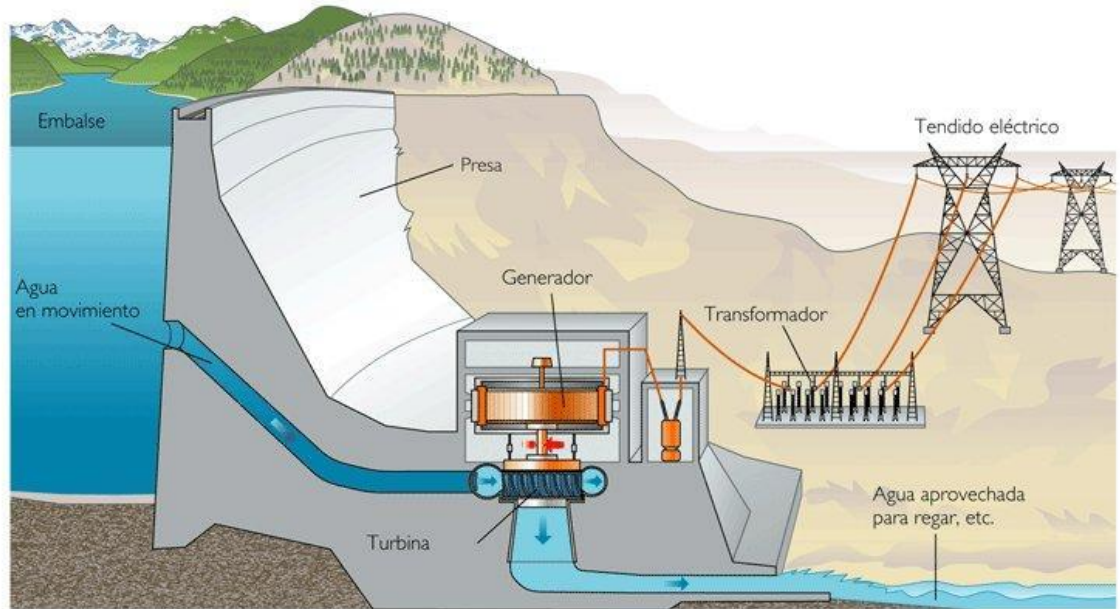


Figura 2.8 Esquema básico de una central hidráulica

- Presa: construcción de hormigón o escollera, de gran altura respecto del nivel del río y que provoca el embalse del agua. Existen diferentes tipos de presas en función de la geometría de las mismas.
- Aliviadero o vertedero: dispositivo de seguridad obligatorio en toda presa, permite que el agua rebose a partir de una altura máxima sin necesidad de abrir las válvulas de desagüe. Es un mecanismo que protege la central en caso de avenidas de agua, esta agua se conduce por un canal al cauce del río, aguas abajo.
- Tubería forzada: conduce el agua desde las tomas de la presa hasta la cámara de la turbina, y de la turbina al cauce del río. Debe estar preparada para las altas presiones en las que va a trabajar. En el caso de las centrales a pie de presa, suele estar recubierta de hormigón.

En saltos de pequeña altura no es necesaria la tubería forzada, y se puede canalizar directamente el agua al distribuidor de la turbina.

En los casos en los que el salto es mayor, las tuberías forzadas suelen ser de tres tipos, descritos según el texto de Zoppetti [3] como:

- Tubería forzada metálica, predeformada y precomprimida: se componen de tubos de plancha de acero soldada, reforzados con anillos colocados en caliente. Al sistema se le aplica una carga que puede sobrepasar el doble de la presión de ejercicio. Esto produce una dilatación en la plancha, que se apoya en los anillos, y

aumenta el límite de elasticidad al correspondiente a la máxima sollicitación aportada.

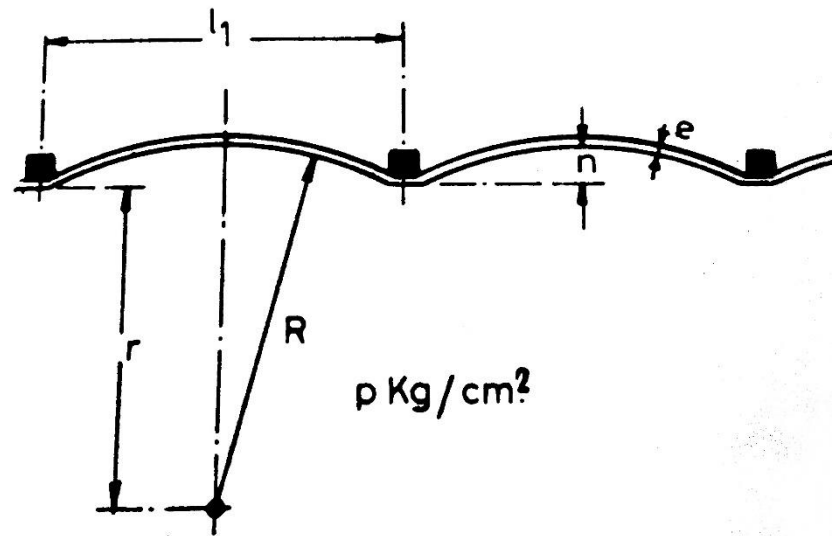


Figura 2.9 Tubería de acero predeformada

- Tubería forzada de hormigón precomprimido: se compone de tubos de hormigón simple con un ligero refuerzo longitudinal de acero, dado que el esfuerzo de la presión hidráulica lo soportará el hilo de acero que se arrolla al tubo, evitando también el riesgo de rotura del mismo. El revestimiento del tubo se hace con una capa de unos 4.50m de ancho de hormigón armado vibrado a alta frecuencia, y una capa externa hormigón revestido con hilo de acero de alta resistencia.

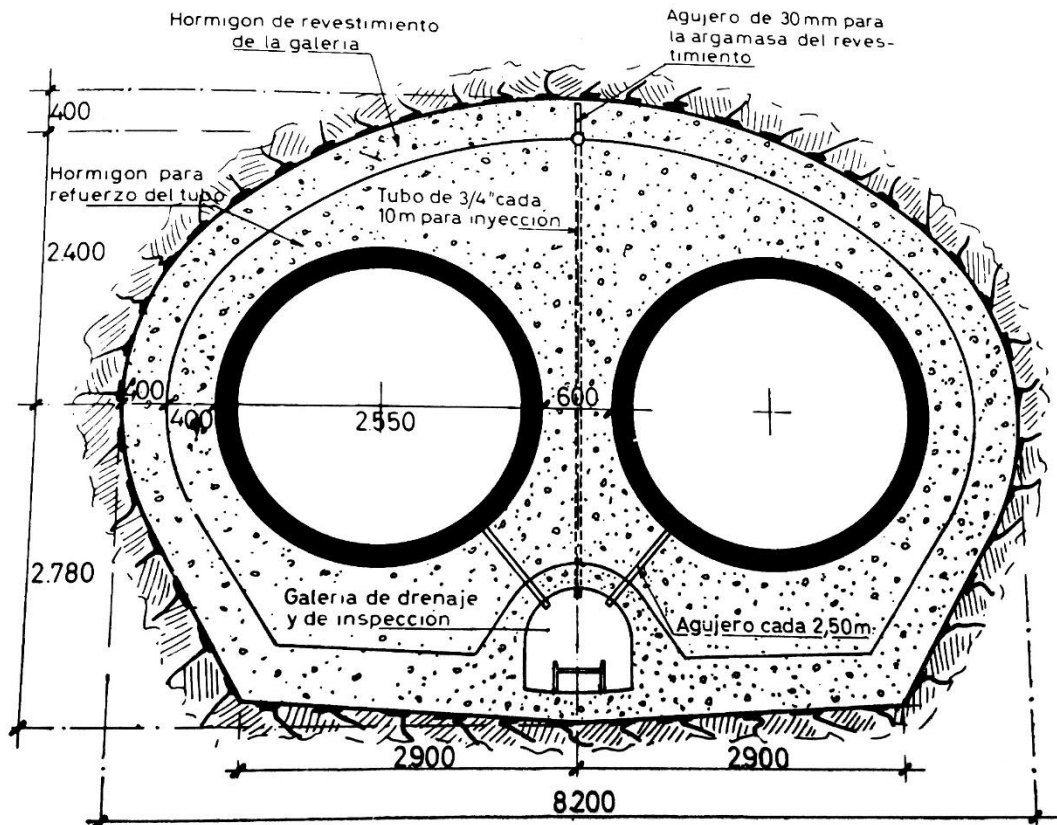


Figura 2.10 Tubería de hormigón precomprimido en galería

- Tuberías de uralita (amianto y cemento): se usan en saltos de baja potencia y se fabrican de un metro de diámetro para saltos de 50 metros y de 600mm para saltos de entre 100 y 150m. Se fabrican en longitudes de 4m y se unen entre sí por medio de juntas Gibault.
- Turbina hidráulica: elemento básico de la central, convierte la energía de rotación del rodete en energía eléctrica mediante el generador.
- Generador: transforma la energía mecánica de giro de la turbina en corriente eléctrica mediante inducción electromagnética.
- Centro de transformación: se sitúa en las inmediaciones del edificio de la central y aumenta la tensión de la electricidad producida por el generador a alta o media tensión, según sea conveniente, para facilitar su transporte.
- Edificio de la central: resguarda la maquinaria. Puede ubicarse a pie de presa al aire libre o subterráneo, para evitar el impacto ambiental. También podría instalarse aguas abajo para aprovechar un mayor salto hidráulico.
- Elementos de cierre y regulación: se deben ubicar en la toma de agua, antes y después de la turbina, y en la salida, siempre debe haber más de uno por seguridad y para tareas de mantenimiento.

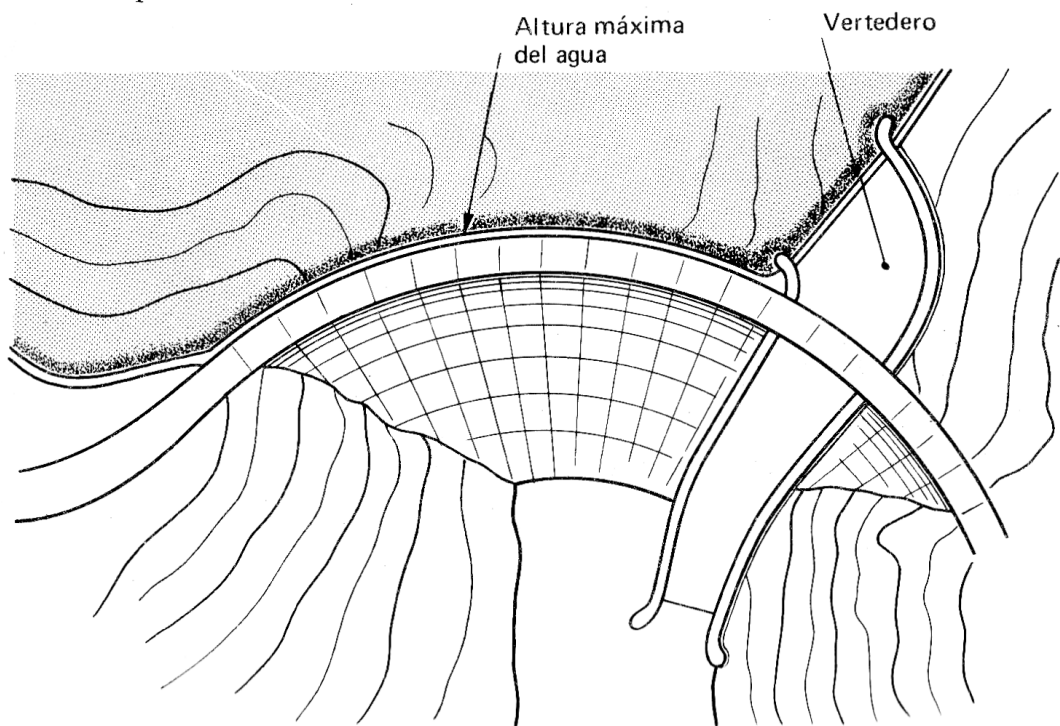


Figura 2.11 Planta de una central hidráulica

2.3 La energía hidroeléctrica en el mundo:

La Agencia Internacional de la Energía ha concluido que la dependencia sobre el consumo de petróleo está aumentando, a la vez que las reservas disminuyen a nivel mundial. Este consumo de petróleo crea una dependencia con los países exportadores, haciendo vulnerable el sistema energético frente a posibles crisis de abastecimiento. Esto hace que las energías renovables se conviertan en una fuente segura y limpia que reduciría notablemente la dependencia energética de países exportadores, y dar autonomía al país.

Sabemos que el índice de consumo de energía proveniente de combustibles fósiles es mucho menor que la energía que recibe la Tierra en forma de radiación solar. La energía hidroeléctrica proviene indirectamente de esta radiación, y es una energía limpia, inagotable y autóctona.

Según el “Manual de Energías Renovables sobre las Minicentrales Hidroeléctricas” [4], estima que en la Tierra se encuentran disponibles unos 2600TWh de potencia hidroeléctrica, de los cuales se aprovechan 700 GW.

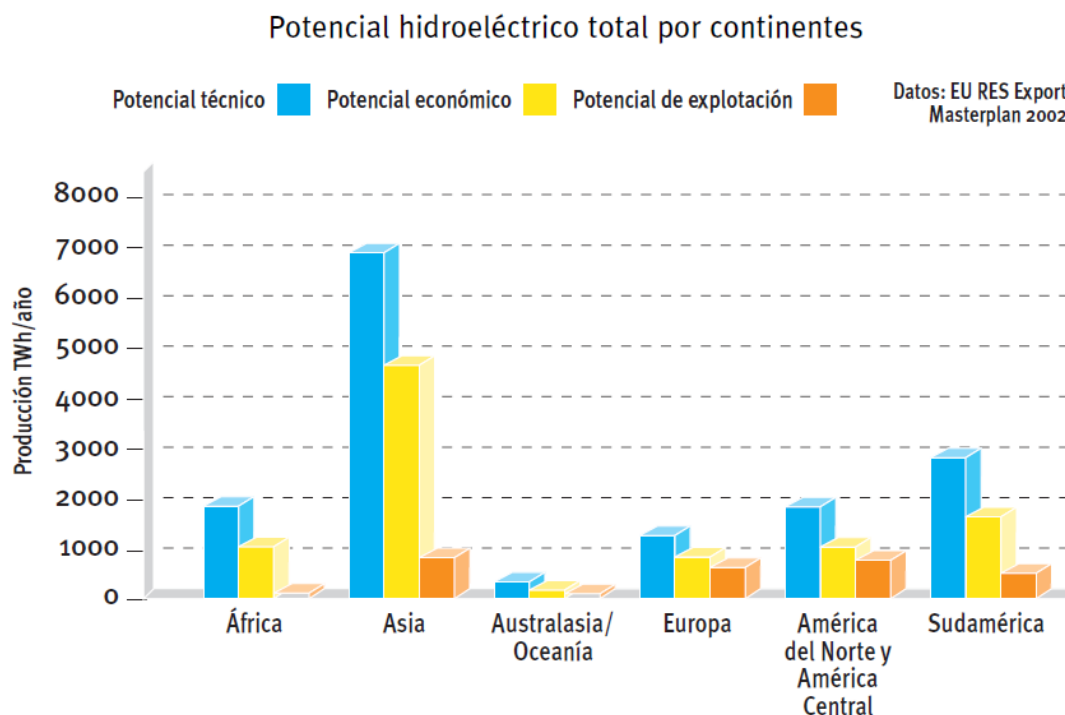


Figura 2.12 Gráfica del potencial hidroeléctrico (TWh/año) por continentes

En cuanto a la expansión de este tipo de aprovechamientos, en muchos casos resulta limitado. En los países más desarrollados, los ríos de gran caudal y saltos de gran altura ya se encuentran aprovechados, y en países en vías de desarrollo estos proyectos pueden verse en dificultades de ejecución tales como problemas de financiación, y dificultades como el impacto social y ambiental.

2.4 Situación de la energía hidráulica en España

España dispone de un gran potencial hidroeléctrico, que se ha desarrollado durante más de un siglo, gracias a ello en la actualidad contamos con un gran sistema de generación hidroeléctrica.

Dentro de las energías renovables que se explotan en España, la hidráulica es la más consolidada, gracias a la orografía de los terrenos nacionales y al gran número de presas.

Dentro de los tipos de aprovechamientos antes descritos, en España destacan las centrales de agua fluyente y a pie de presa.

Las centrales de agua fluyente suelen generar bajos rangos de potencia, de menos de 5MW por norma general, y suponen el 75% del abastecimiento hidráulico de España.

Dentro de éstas, las centrales en canal de riego suponen un 5% del total del mercado en España.

Por otra parte, las centrales a pie de presa suelen tener un nivel de potencia superior a 5MW, y suponen aproximadamente un 20% del mercado hidroeléctrico en territorio nacional.

En total, el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía [4] estima que en España existe una capacidad total de 55.000hm³ de agua embalsada, de los cuales cerca de un 40% se encuentra aprovechado por una central hidroeléctrica. Ésta es una de las proporciones más altas de Europa.

Cataluña, Galicia y Castilla y León son las comunidades autónomas con mayor peso hidroeléctrico, gracias a disponer de los mayores recursos hídricos de España.

En la actualidad, las energías renovables en conjunto son la fuente de energía más consumida en España, en el año 2015, las energías limpias aportaron un 37.1% a la energía eléctrica total, seguidas muy de lejos, por la energía nuclear, con un 21.9% del total de potencia. El sector hidroeléctrico en España se centra en conseguir una mayor eficiencia mejorando el rendimiento de las centrales ya existentes, para ello se trata de rehabilitar, modernizar o ampliar centrales ya existentes.

3 SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO. RECURSO HIDRÁULICO

El embalse de Rules se encuentra en la cuenca mediterránea andaluza, dentro de la Cuenca Hidrográfica del Sur, concretamente dentro de los términos municipales de Vélez de Benaudalla, Órgiva, Lanjarón y El Pinar, en Granada. Es una presa de gravedad, construida en 2003 por Ferrovial, que actualmente solo se emplea para riego y abastecimiento. Ocupa una superficie de unas 308 hectáreas, y su suministro de agua lo aporta el río Guadalfeo.

Desde el punto de vista técnico [5], la cota máxima que admite el embalse es de 250m, situándose su nivel normal en 240m. En este nivel, el embalse contiene aproximadamente 117Hm³, y la superficie de embalse es de 308 hectáreas. Cuando el embalse queda muerto, alberga 4.83 hectómetros cúbicos.

Tiene acceso desde la ciudad de Granada a través de la autovía de reciente construcción A-44.

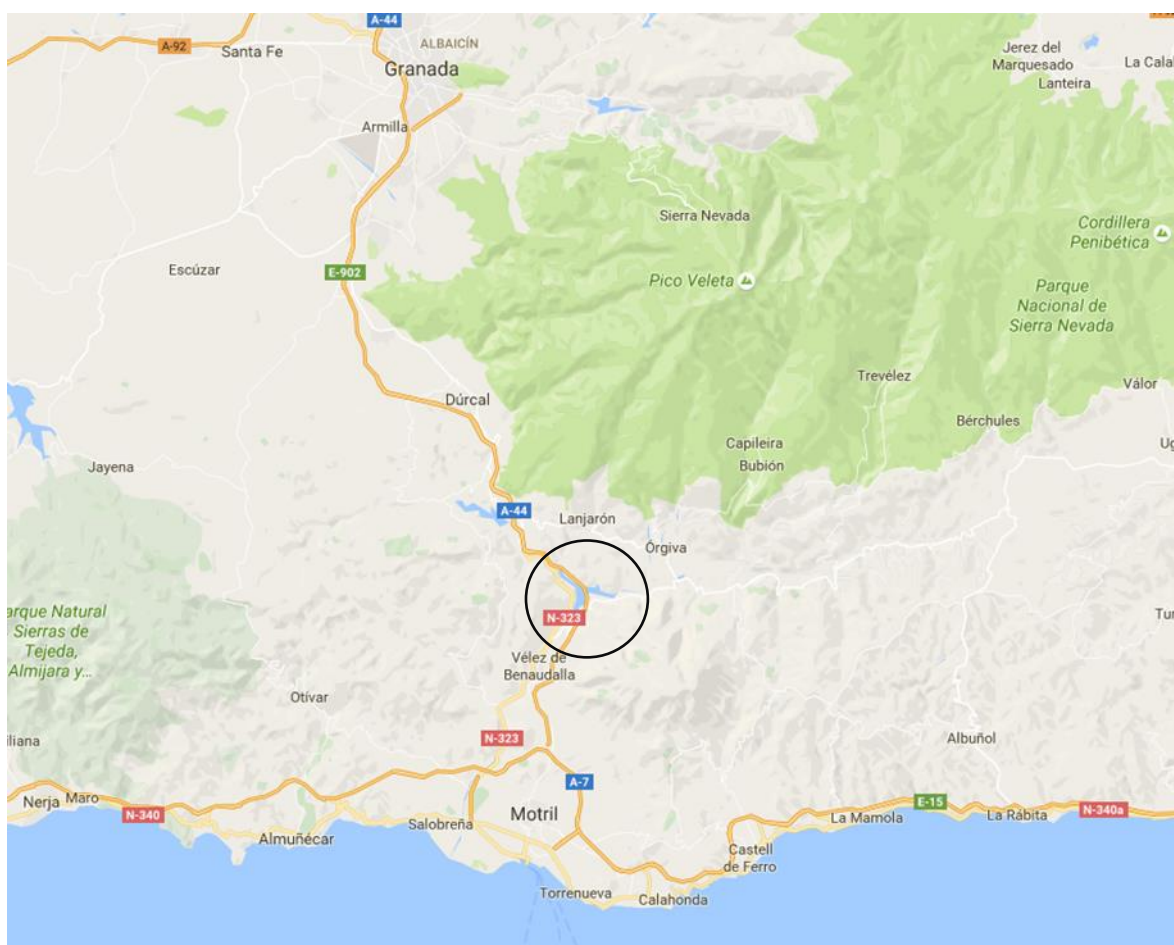


Figura 3.1 Mapa de situación del embalse



Figura 3.2 Mapa de situación del embalse

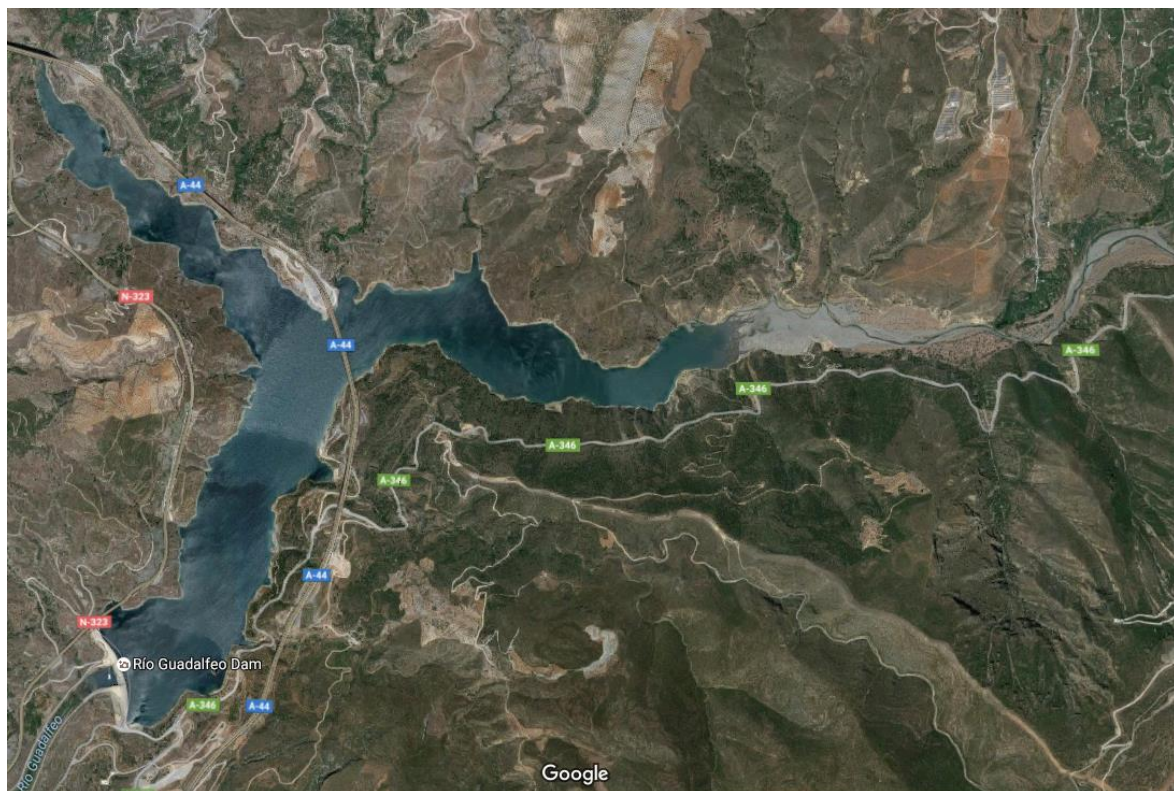


Figura 3.3 Mapa orográfico del embalse

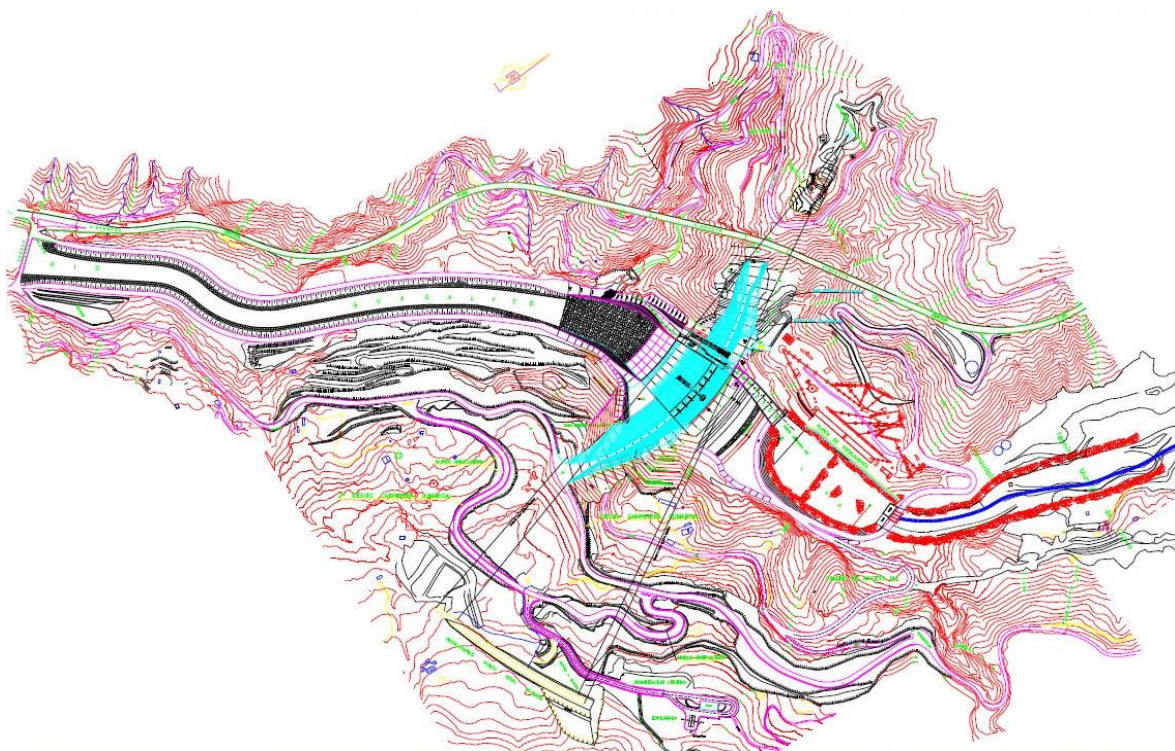


Figura 3.4 Planta general del embalse

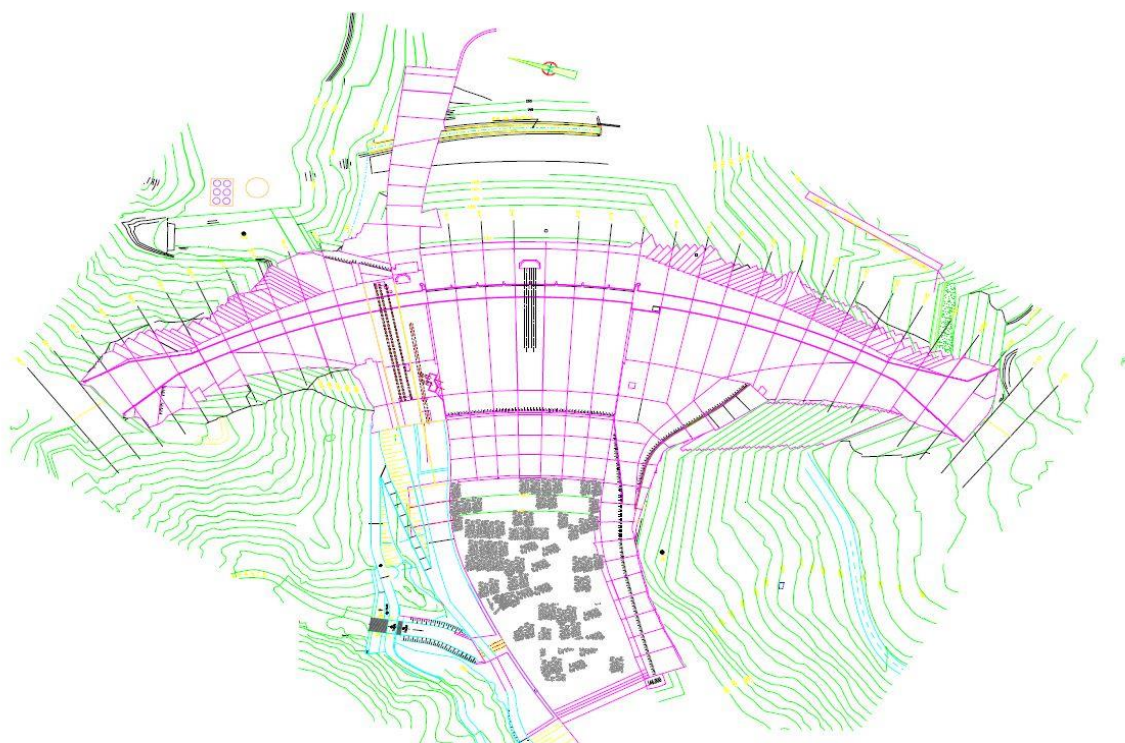


Figura 3.5 Planta de la presa

Las coordenadas geográficas del embalse son:

Coordenadas Geográficas	
Latitud	36° 51 ' 35 ' '
Longitud	3° 29 ' 40 ' '
Coordenadas UTM	
X	455924
Y	4079614

Tabla 3.1 Coordenadas de la situación del embalse

3.1 Usos del embalse

La construcción de la presa de Rules se basó fundamentalmente en la reserva de agua necesaria para abastecer poblaciones cercanas, los cultivos de regadío y controlar las posibles avenidas.

3.2 Recurso hídrico del embalse

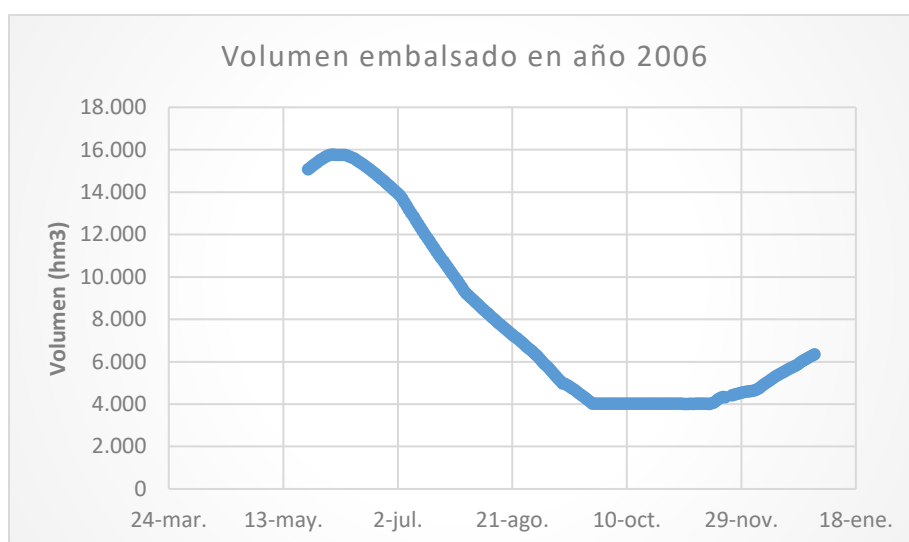
Para iniciar el diseño de la turbina, se necesita un caudal de equipamiento, con el que partir en los cálculos. Esto hace que sea fundamental el acceso a los datos de caudales de los ríos que aporten agua al aprovechamiento que queremos estudiar.

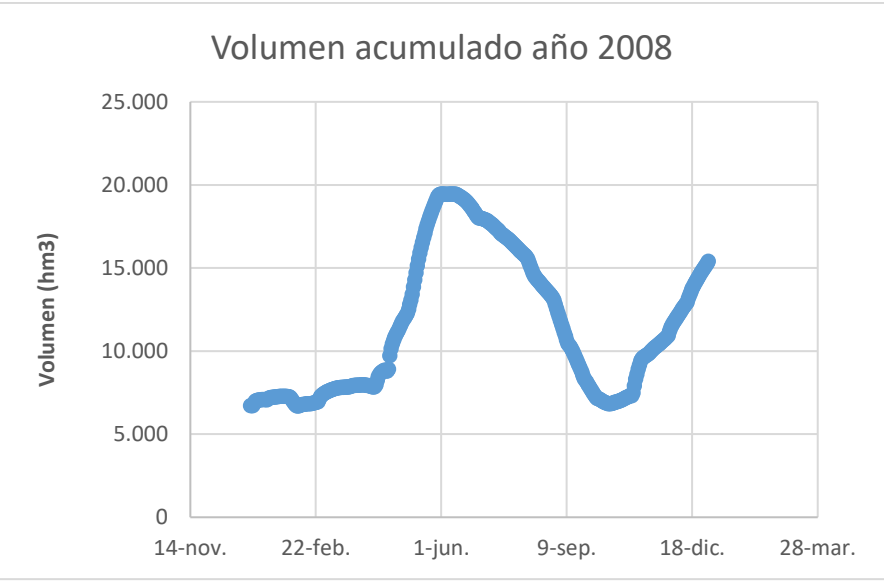
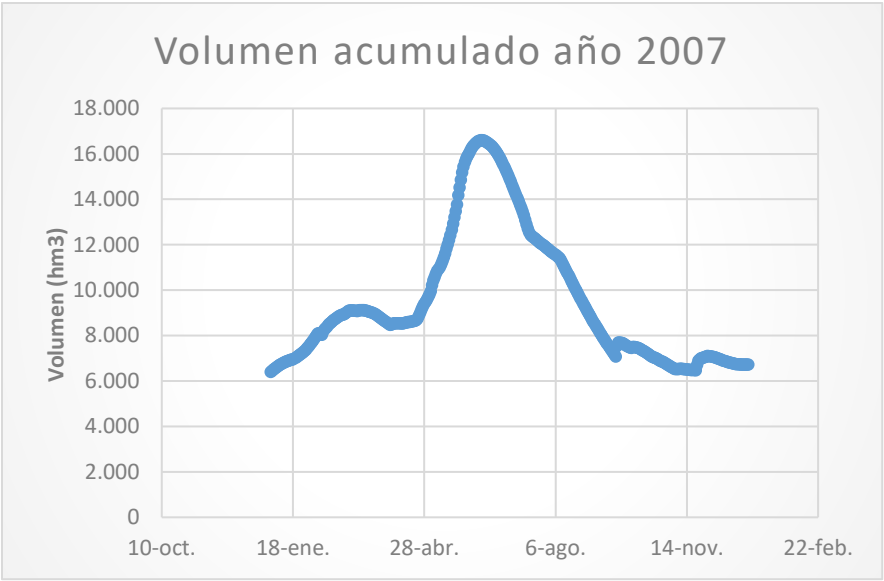
Las mediciones de estos caudales las realizan estaciones de aforo, que se sitúan cerca de los ríos y proporcionan datos mínimos, medios y máximos en series temporales, los denominados años hidrológicos. En España estos datos son de libre acceso, se pueden solicitar a los diversos ministerios relacionados, además de organismos como el CEDEX (Centro De Estudios y Experimentación de Obras Públicas) o a las redes hidrológicas.

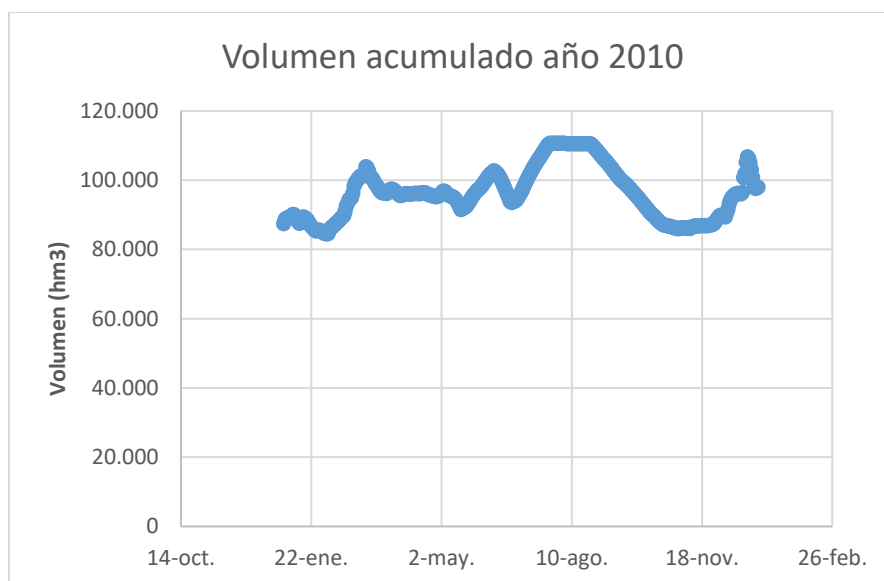
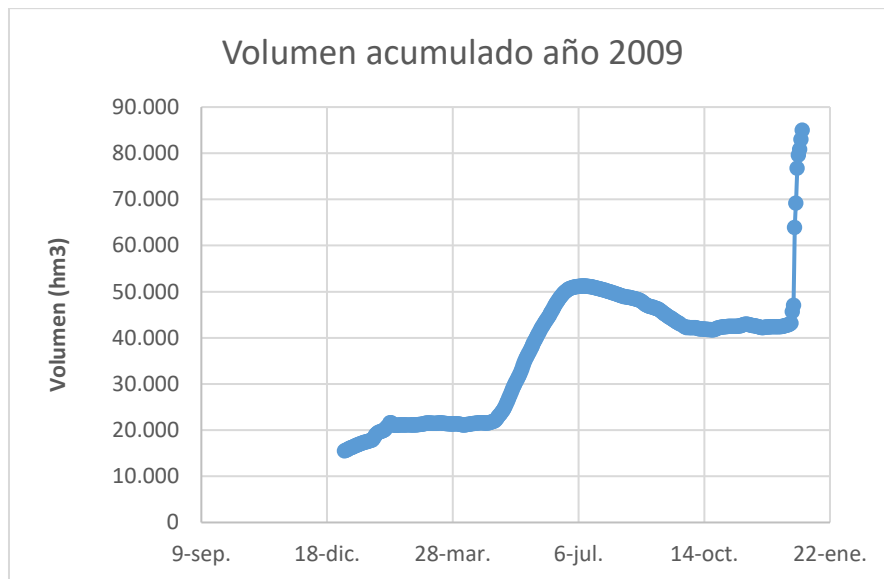
Sin embargo, es posible que en ciertos casos no se tengan datos hidrográficos del emplazamiento a estudiar. En este caso se tiene que realizar un estudio hidrológico teórico, recopilando datos pluviométricos de la zona, estudiando cuencas de centrales semejantes, y usando una correlación entre ellas.

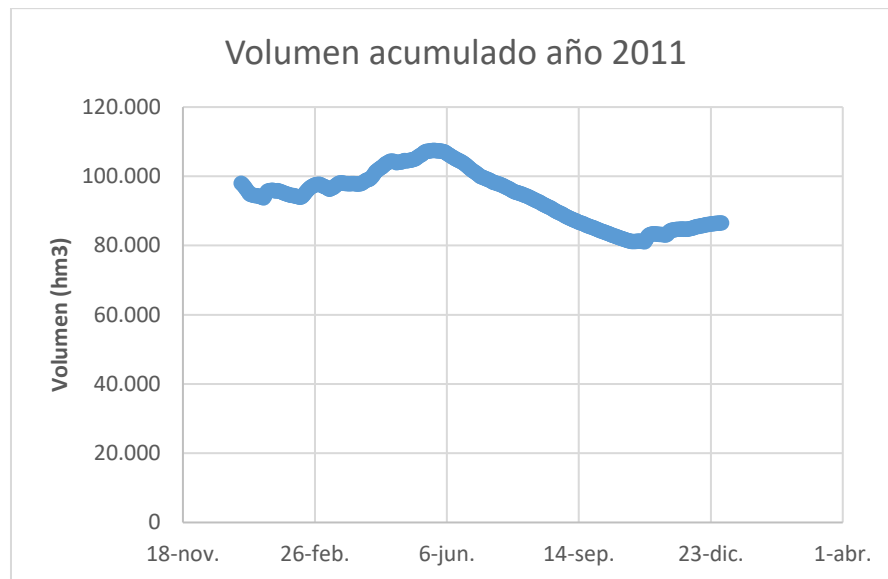
Gracias a los datos hidrológicos, cedidos desinteresadamente por el equipo de Red Hidrosur he confeccionado las siguientes gráficas de volumen y caudal.

En primer lugar, es importante conocer la cantidad de agua que alberga el embalse, para esta labor se ha trabajado con los registros de volumen que se toman diariamente desde el día 24/5/2006 hasta el último dato tomado el día que se empezó este estudio, el 20/10/2016. Con estos valores, se han construido las siguientes gráficas:









Como se observa en las gráficas de los años 2006 a 2009, hay unas grandes fluctuaciones de cantidad de agua almacenada. Esto se debe a que cuando se construye un embalse, se debe de llenar hasta ciertas alturas, mantenerlas un tiempo, y vaciar. El objetivo de este procedimiento es asentar el terreno y asegurarse de que no habrá problemas de estabilidad.

Calculando la media de volumen por año se obtiene la siguiente tabla:

Año	Volumen (hm3)
2006	7.897
2007	9.501
2008	11.511
2009	36.462
2010	96.348
2011	93.953
2012	84.696
2013	94.239
2014	82.846
2015	80.958
2016	69.488



Tabla 3.2 Volumen medio de agua por año

Sin embargo, debido a lo antes expuesto, para la media de volumen anual se tomarán los datos desde 2010 hasta el 2016, obteniendo un promedio anual de 88.840hm³.

Otro dato importante es el nivel medio anual del embalse. El nivel del embalse es uno de los datos más importantes del mismo, se toman lecturas cada día del año, una cada hora. Con estos datos se han calculado las medias de cada año, y el promedio de las mismas, que será el dato a partir del cual se va a trabajar para hallar la potencia bruta:

Año	Nivel (m)
Promedio 2006	183,740682
Promedio 2007	186,954238
Promedio 2008	189,410216
Promedio 2009	209,958462
Promedio 2010	238,295148
Promedio 2011	237,415171
Promedio 2012	233,948166
Promedio 2013	237,45772
Promedio 2014	233,238691
Promedio 2015	232,572662
Promedio 2016	227,815474

Tabla 3.3 Volumen medio de agua por año

Como se hizo anteriormente, se omiten los datos desde 2006 a 2008, el promedio es de 231.34m.

Analizados los datos de agua embalsada, se procede a cuantificar el aporte de agua al embalse proveniente del río Guadálfe y de las precipitaciones.

En primer lugar, Red Hidrosur me facilitó la media de precipitaciones anual en la zona del pantano, de 650l/m². Teniendo en cuenta que éste tiene una superficie de 3.09e6(m²), mediante un sencillo cálculo se obtiene una precipitación media de 0.06369m³/s durante el año.

En cuanto a la entrada de agua que proporciona el río Guadálfe, lamentablemente R.H. no disponía de datos anteriores al día 3/12/2014, por lo que solo se disponía de datos de dos años de caudal. La media de los datos disponibles arroja un promedio de 1.09m³/s.

El caudal de entrada sería, por tanto, la suma de estos dos datos: 1.15m³/s.

Por otra parte, toda presa debe de dejar un caudal ecológico mínimo, para provocar el menor impacto posible a la fauna y flora local que depende del curso del río. El caudal ecológico es una extracción controlada de agua que se devuelve al cauce natural del río, éste es objeto de profundos estudios por parte de las autoridades nacionales y tiene como propósito garantizar la supervivencia de la biota acuática.

En este caso, la Junta de Andalucía, en *Anejo V. Caudales ecológicos* [6], ha recomendado los siguientes caudales ecológicos:

Mes	Caudal ecológico (m ³ /s)
Enero	0,52
Febrero	0,7
Marzo	0,8
Abril	0,78
Mayo	0,78
Junio	0,77
Julio	0,78
Agosto	0,9
Septiembre	0,82
Octubre	0,46
Noviembre	0,3
Diciembre	0,31
Media	0,66

Tabla 3.4 Caudal ecológico requerido por mes

3.3 Horas de funcionamiento

Por norma general, las centrales minihidráulicas trabajan durante cortos periodo de tiempo, en los que el precio de la corriente eléctrica es más alto, de este modo se optimiza el consumo de agua y se maximiza el valor €/kwh.

Se sabe que el volumen del embalse es elevado, y que tiene un gran consumo de agua destinada al riego y al consumo humano. Es por esto que se ha decidido que el funcionamiento de la turbina se estire a una mayor cantidad de horas al día. De este modo se aprovechará el flujo de agua que se produce al verter para los diferentes usos, además del caudal ecológico.

Otro punto a favor de esta medida es el considerable ahorro en cuanto al coste de la turbina. Esto se debe a que se va a turbinar un caudal continuo, pero más bajo que si se trabajara con un tiempo más corto. Gracias a ello, la máquina que se instalará será más pequeña, y más barata, por consiguiente. Además, funcionará durante más tiempo, por tanto, se le sacará mayor partido.

En último lugar, en la actualidad la normativa no obliga a los embalses a verter el caudal ecológico continuamente, lo cual es un despropósito teniendo en cuenta que ese caudal es el que va a mantener la fauna que depende del cauce del río. Es por esto que muchos vierten el caudal ecológico solo cuando turbinan, dejando seco el río la mayor parte

del tiempo. Con la disposición de turbinar durante más horas se aprovechará el caudal ecológico cuando la normativa cambie en un futuro cercano para subsanar el problema del caudal ecológico.

4 CÁLCULO DE CONDUCCIONES. ALTURA NETA Y BRUTA.

4.1 Altura y potencia bruta

Conocidos los datos hidrológicos, comienzan los cálculos preliminares para la potencia que se podría extraer de la central.

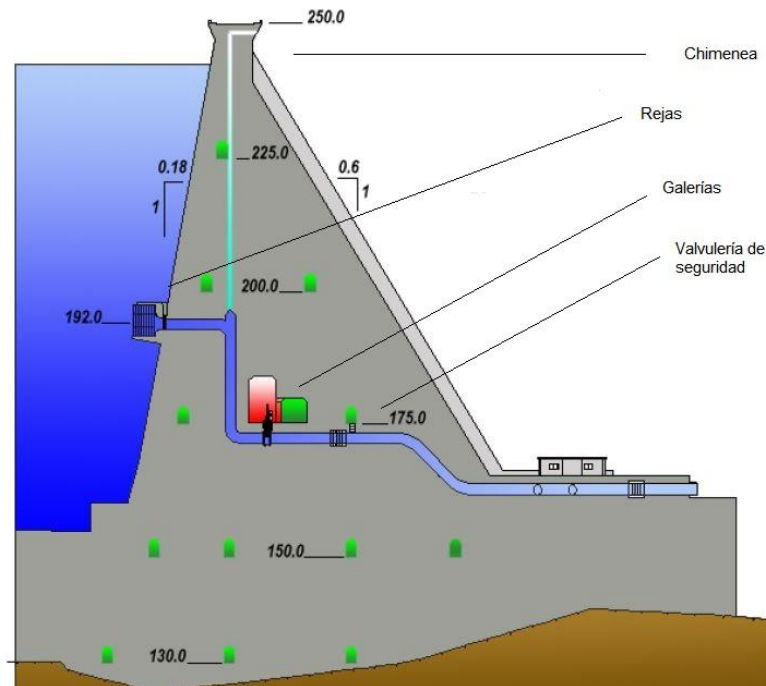


Figura 4.1 Corte transversal de la presa

En primer lugar, sabiendo que el nivel medio de agua del que dispone el embalse es de 231.34m, y sabiendo que la altura de toma de la presa se sitúa a 165m, se calcula el salto bruto y la potencia bruta:

$$H_{bruta} = H_{sll} - H_{toma} \quad (1)$$

$$H_b = 231.34 - 165 = 66.34m$$

El salto bruto es la diferencia de altura entre la toma de agua del azud y la tubería de descarga al río.

$$W = \rho * g * Q * H_b \quad (2)$$

$$W = 0.7478MW$$

La potencia bruta es la cantidad de energía teórica que se podría extraer del funcionamiento de la central, sin tener en cuenta las pérdidas que se van a producir.

4.2 Pérdidas en la tubería forzada

En estos cálculos no se tienen en cuenta las pérdidas de presión que se producen en el transcurso del agua desde la toma hasta el desagüe, esto es, las pérdidas primarias y secundarias.

En primer lugar, se sabe que la tubería forzada que discurre dentro de la presa, es de acero comercial soldado de 1.5m de diámetro, que arrojaría una sección de $1.767m^2$. Por tanto, la velocidad del agua en la tubería forzada será.

$$v_{tf} = \frac{Q}{A_{tf}} \quad (3)$$
$$v_{tf} = \frac{1.15}{1.767} = 0.65m/s$$

4.2.1 Pérdidas primarias:

La rugosidad absoluta de las tuberías de acero comercial y soldado oscila entre $k=0.03-0.09$, en este caso se seleccionará el valor más desfavorable, $k=0.09$.

Conociendo la rugosidad absoluta, se calculan la rugosidad relativa el Reynolds de la instalación:

Rugosidad relativa:

$$\varepsilon = \frac{k}{D} \quad (4)$$

$$\varepsilon = 6 \times 10^{-5}$$

Coeficiente de Reynolds:

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \quad (5)$$

$$Re = 9.75 \times 10^5$$

Siendo ν la viscosidad cinemática del agua ($10^{-6} m^2/s$)

Mediante el diagrama de Moody, se halla el factor λ , que resulta 0.0129.

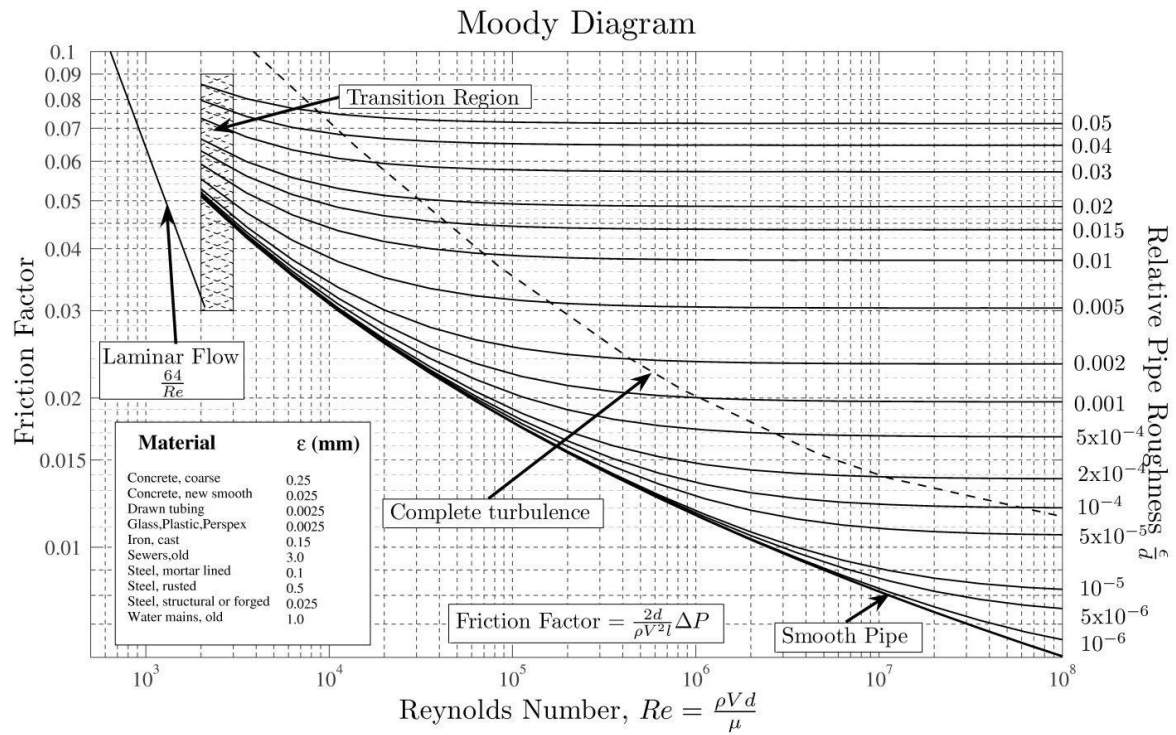


Figura 4.2 Diagrama de Moody

El coeficiente de pérdidas primarias se calcula mediante la ecuación:

$$H_{rp} = \frac{\lambda * L * V^2}{D * 2 * g} \quad (6)$$

$$H_{rp} = 0.017 m.c.a.$$

4.2.2 Pérdidas secundarias:

La expresión general de las pérdidas secundarias es:

$$H_{rs} = \frac{\Sigma k_i * V^2}{2 * g} \quad (7)$$

En las que se tienen en cuenta:

- Pérdidas a la entrada:

Los fluidos pierden siempre presión a la entrada de las canalizaciones. En este caso existe la particularidad de que la entrada a la tubería forzada es de un diámetro mayor al a misma ($D_{entrada} = 2m$), por lo que las pérdidas de entrada serán:

$$h_e = \frac{V_{entrada}^2}{2g} \quad (8)$$

$$h_e = 0.00682 mca$$

- Pérdidas por codos:

Los codos influyen de diferente modo en la presión del fluido en función del radio de redondeo y del ángulo de los mismos según la expresión:

$$h_c = \xi \frac{V^2}{2g} \quad (9)$$

$$\text{Siendo } \xi = \frac{\text{ángulo del codo}}{90^\circ} * 1.979$$

En la tubería hay dos codos a 90°:

$$h_{c90} = \frac{1.979 * 0.65^2}{2 * 9.81} * 2 = 0.0853 mca$$

Y dos codos a 45°:

$$h_{c45} = \frac{0.9895 * 0.65^2}{2 * 9.81} * 2 = 0.0426 mca$$

- Estrechamiento brusco:

El paso del fluido desde la tubería de entrada de 2m de diámetro a la tubería forzada de 1.5m provocará turbulencias, que quedarán reflejadas con la expresión:

$$h_{estr.} = \frac{V_0^2}{2g} \xi \left(1 - \frac{A}{A_0}\right)^2 \quad (10)$$

$$h_{estr.} = 0.005 mca$$

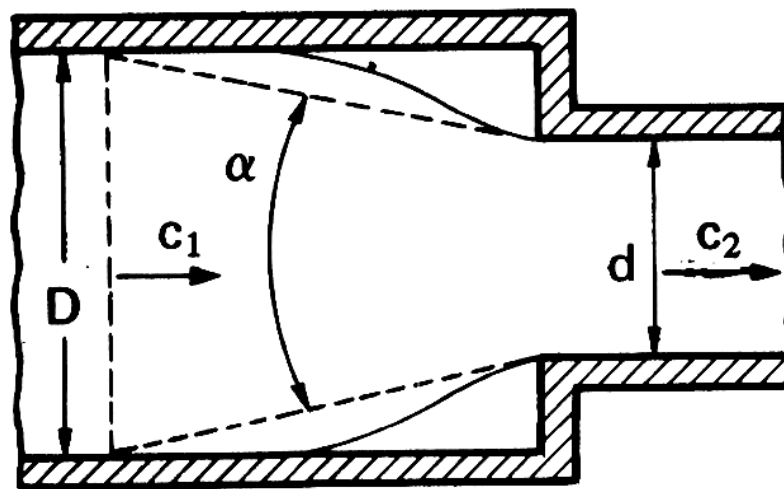


Figura 4.3 Esquema de estrechamiento brusco

- Compuertas:
La valvulería provoca turbulencia, según Viedma Robles [7], las pérdidas se pueden simplificar en:

$$h_{compuertas} = \frac{2 * k * v^2}{2 * g} \quad (11)$$

$$h_{compuertas} = \frac{2 * 0.25 * 1.65^2}{2 * 9.81} = 0.0108mca$$

- Rejas:
En la toma, se instalan rejas que actúan como filtro de posibles cuerpos que podrían dañar la instalación. Estas rejas se componen de paneles metálicos equispaciados. En ocasiones, cuando la cantidad de sólidos gruesos es elevada, se instala una barrera flotante como complemento a las rejas. Las rejas influyen en el flujo según la expresión:

$$H_{reja} = \beta \left(\frac{s}{m} \right)^{4/3} \frac{V^2}{2g} \sin(\alpha) \quad (12)$$

$$H_{reja} = 0.01077mca$$

Siendo:

s=espesor(10mm)

m=distancia entre láminas(30mm)

$\beta=2.42$ (tabla)

$\alpha=90^\circ$

Forma	a	b	c	d	e	f	g
β	2,42	1,83	1,67	1,035	0,92	0,76	1,79

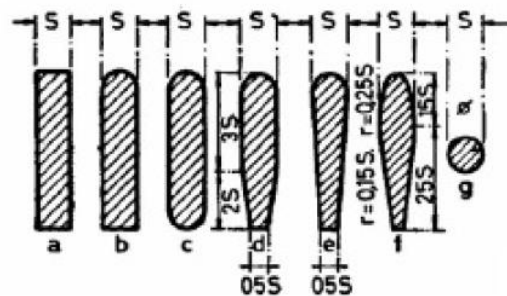


Figura 4.3 Coeficientes de pérdida en función del tipo de reja, según Zoppetti

Total de pérdidas primarias:

$$\Delta H_p = 0.017mca$$

Total de pérdidas secundarias:

$$\Delta H_s = 0.1613mca$$

Pérdidas totales:

$$\Delta H_t = 0.1784mca$$

Conocidas las pérdidas totales, se puede hallar la altura neta del embalse:

$$H_{neta} = H_{bruta} - \Delta H_t \quad (13)$$

$$H_{neta} = 66.16mca$$

Y la presión de diseño, factor que será necesario para futuros cálculos:

$$P_{diseño} = H_b + \Delta H_t \quad (14)$$

$$P_{diseño} = 66.52mca$$

4.3 Golpe de ariete:

El golpe de ariete es un fenómeno que se puede presentar en tuberías forzadas, en las que un fluido se mueve a alta presión. Si este movimiento se modifica rápidamente, ya sea acelerando o frenando el líquido, se provocará un violento choque que se propagará aguas arriba.

En las centrales hidroeléctricas este fenómeno se podría producir en las válvulas. Cuando una válvula se cierra bruscamente, se produce un incremento de presión aguas arriba en la tubería forzada, esto genera un pulso que se propaga rápidamente y que provoca sobrepresiones y depresiones en el tubo, pudiendo deformarlo. Si la tubería no fuera lo suficientemente elástica, este cambio periódico de presión podría no atenuarse lo suficientemente rápido, y tardaría mucho en desaparecer.

Por ejemplo, en el caso mencionado del cierre brusco de una válvula, la energía cinética que lleva el agua se convertirá en trabajo, que provocará un aumento de carga en las paredes de la tubería. Cuanto menor sea el tiempo de cierre, mayor será esta sobrepresión, si éste cierre se produjera en 0 segundos, la sobrepresión sería infinita, caso que en la práctica nunca se dará.

El golpe de ariete obliga a dotar de elasticidad al sistema de tuberías que disipen la energía lo antes posible. Para calcular la sobrepresión máxima que puede afrontar la instalación, se va a estimar un primer valor según el texto de Merino Azcárraga [8], y después se realizará la comprobación siguiendo el procedimiento que recomienda Zoppetti [3].

4.4 Estimación del espesor de la tubería forzada:

Dado que no se ha podido acceder a datos técnicos de la tubería forzada, se va a hacer una estimación inicial de su grosor, según Merino Azcárraga [8]:

$$e = \frac{4.9 * D * 1.25P_d}{\tau} + C \quad (15)$$

Donde:

e=espesor(mm)

D=diámetro(m)

P=presión de diseño(mca)

T=carga de trabajo del acero(MPa)

C=sobreespesor de seguridad en tuberías con codos(mm)

Teniendo un espesor de partida para la tubería, se va a proceder a su comprobación y/o redimensionado.

Se calcula la velocidad de propagación de la onda de choque en la tubería

$$a = \frac{C}{1 + \frac{\varepsilon}{E} + \frac{D}{e}} \quad (16)$$

$$a = 1198.5 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Donde:

C=1420m/s (velocidad del sonido)

$\varepsilon=2 \times 10^8$ Mpa (coeficiente de trabajo del acero)

E= 2.1×10^{11} Mpa (módulo de Young del acero)

Se calcula ahora la sobrepresión:

$$h = \frac{a}{g}(v_0 - v_1) = 79.44mca$$

v_0 = velocidad de régimen

$$v_1 = \text{velocidad final} \left(\frac{0 \text{ m}}{s} \right)$$

La sobrepresión admisible es del 30% de la altura como máximo:

$$h = H * 0.3; H = \frac{79.44}{0.3} = 264.8m \rightarrow \text{No cumple}$$

Es necesario un redimensionamiento, se llevará a cabo por el método de Mitchell:

$$e = \frac{(P_d + h) * D}{2 * k} \quad (17)$$

$$e = 8.42mm$$

Siendo k el coeficiente de trabajo del acero ($13 \frac{kg}{mm^2}$), por tanto, el espesor de la tubería forzada será de 8.42mm.

4.5 Tensiones en la tubería: dilatación

Expresión de la tensión radial:

$$\sigma_R = \frac{\Delta p * R}{e} = 12985.15 \frac{kg}{m^2}$$

$$\Delta p = h + H_n + H_t = 79.44 + 66.16 + 0.1784 = 145.78mca$$

$$R = \frac{1.5}{2} = 0.75m \text{ (radio interno)}$$

$$e = 8.42 \times 10^{-3}m \text{ (espesor)}$$

$$\Delta r = \frac{\Delta p * R^2}{e * E} \quad (18)$$

$$\Delta r = \frac{145.78 * 0.75^2}{8.42 \times 10^{-3} * 2 \times 10^{11}} = 4.869 \times 10^{-8}m$$

Siendo Δr la dilatación de la tubería en servicio, dado que es un valor muy bajo, la dilatación es admisible y se puede continuar en el cálculo.

5 SELECCIÓN DE LA TURBINA Y DISEÑO DEL RODETE

5.1 Selección de la turbina adecuada

Los criterios fundamentales de selección de las turbinas son la altura bruta y el caudal neto con el que se va a trabajar.

Por norma general, las turbinas Francis se instalan en saltos de entre 50 y 100 metros. En casos de alturas superiores a los 100 metros, los caudales de trabajo suelen ser pequeños, entonces se emplean las turbinas Pelton. Si, por el contrario, el salto es pequeño, suelen darse altos caudales. Aquí se emplean turbinas de bulbo, o Kaplan.

En este punto surge un problema, y es que podría darse el caso de que dos turbinas de diferente tipo podrían ser válidas para cierto salto y caudal. Para ello se emplea un tercer valor, la velocidad específica de giro, que relaciona los parámetros fundamentales de las turbinas hidráulicas: la velocidad de giro, el caudal y la altura neta. La velocidad específica se denota como n_s , y se define como el número de revoluciones que necesita una turbina semejante para producir un caballo de potencia, aprovechando un salto de un metro de altura. Este valor sirve para seleccionar la máquina que más se adecua a cada caso, rigiendo los estudios comparativos y clasificando los tipos.

Existen multitud de gráficas de selección de turbina, la siguiente está extraída del texto de Mataix [2]:

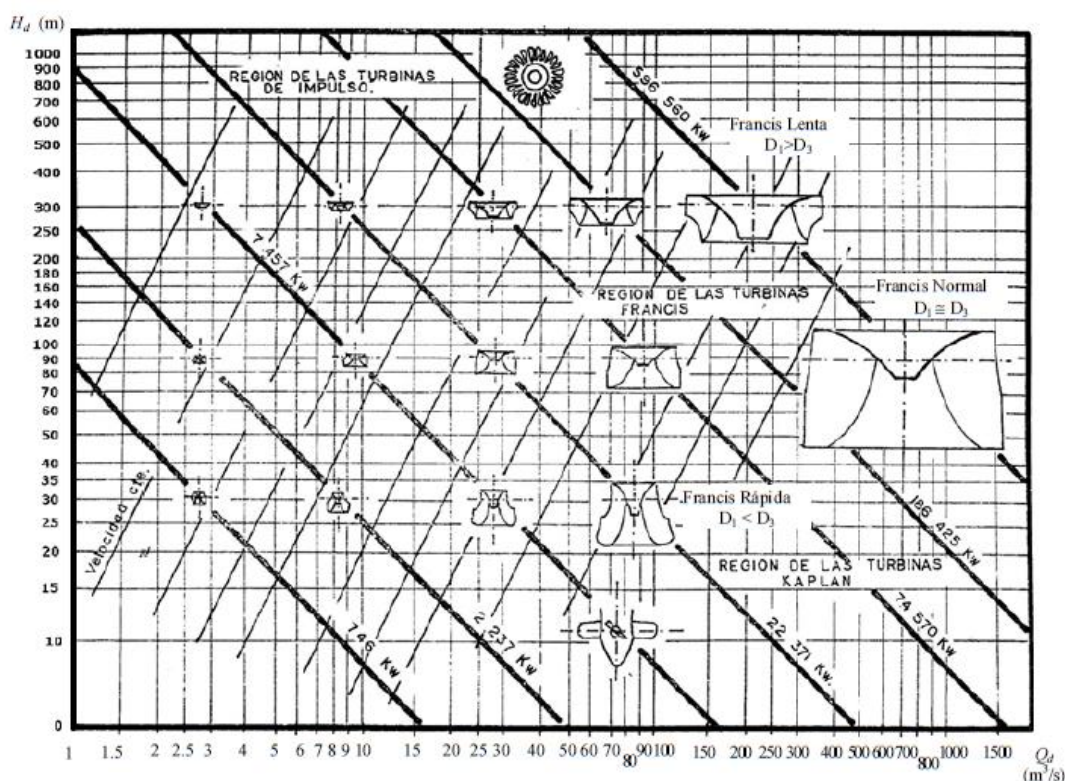


Figura 5.1 Tabla de selección de turbinas en función de caudal y altura

En primer lugar, se calcula la potencia neta, que es función de la altura neta y el caudal:

$$P_n = \rho * g * Q * H_n \quad (19)$$

$$P_n = 1000 * 9.81 * 1.15 * 66.16 = 745.78kw$$

La potencia neta tiene en cuenta las pérdidas que se producen en la tubería forzada, pero no las pérdidas que se producen dentro de la turbina.

Por otra parte, la potencia útil sí que tiene en cuenta las pérdidas hidráulicas que se derivan del funcionamiento de la central. Claudio Mataix [2] recomienda que en centrales de menos de 1500kw se estime un rendimiento total de entre 82% y 85%, en este caso se elige un $\eta_t = 0.85$, que resulta optimista.

Potencia útil:

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{neta}} * \eta_t \quad (20)$$

$$P_{\text{útil}} = 633.91Kw = 850.09CV$$

5.1.1 Cálculo de la velocidad de giro y la velocidad específica:

Velocidad de giro:

En primer lugar, en la Figura 5.2 elegimos una primera aproximación de la velocidad específica en función de la altura neta:

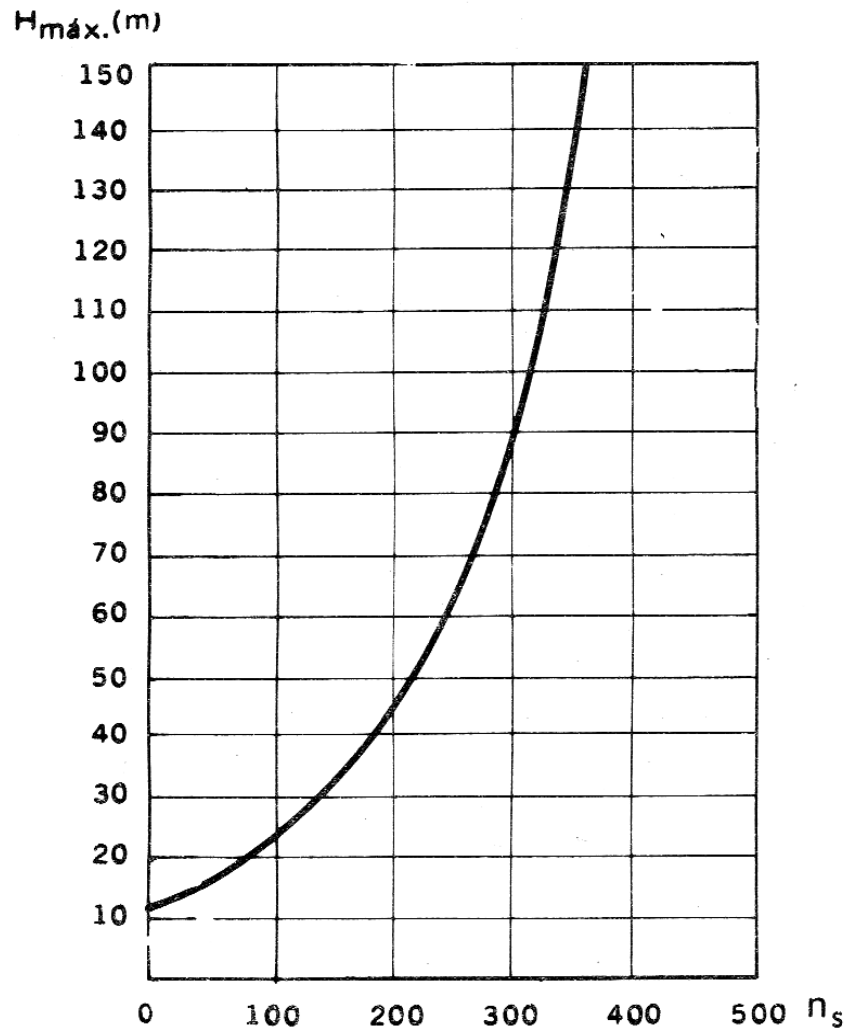


Figura 5.2 Tabla de selección de velocidad específica frente a altura

En este caso es aproximadamente: $\omega_s = 250rpm$

Por tanto, la expresión de la velocidad de rotación más alta admisible es:

$$\omega = \frac{\omega_s * H_n^{5/4}}{\sqrt{P_{\text{útil}}}} \quad (21)$$

$$\omega = 1873.63rpm$$

Donde ω_s es la velocidad específica máxima admisible previa a la aparición de cavitación en función del salto H_n , y se ha obtenido de la tabla anterior.

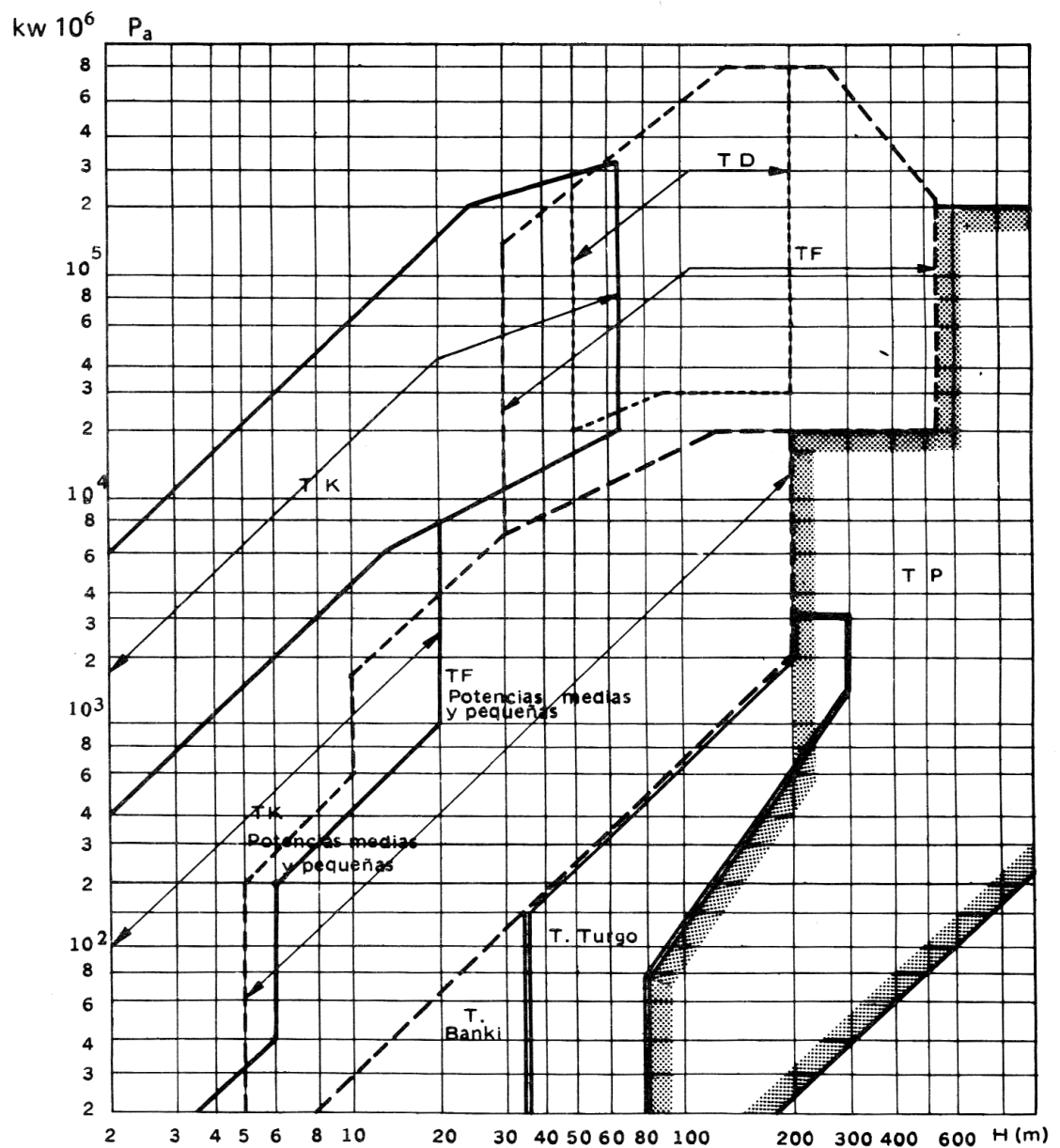


Figura 5.3 Tabla de selección de turbinas en función de potencia y altura

p	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n (rpm)	3000	1500	1000	750	600	500	428,6	375	333,3	300
p	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
n (rpm)	272,7	250	230,8	214,3	200	187,5	176,5	166,7	157,9	150

Tabla 5.1 Tabla de número de pares de polos para velocidad de giro ($f=50\text{Hz}$)

Para la instalación se ha elegido un generador síncrono, el eje de la turbina se acoplará a éste, lo que implicará que la velocidad de giro del rodete deberá ser constante, de otro modo la frecuencia de la corriente generada podría variar.

Según la tabla del texto de Mataix [2] para la velocidad de giro obtenida, el número de pares de polos recomendados para el alternador es $p=2$. Con este valor se recalcula la velocidad de giro y la velocidad específica adimensional:

$$\Omega = \frac{60 * f}{p} = \frac{60 * 50}{2} = 1500rpm = 157.08 \frac{rad}{s}$$

$$\omega_s(real) = \Omega * \frac{2\pi}{60} * \frac{\sqrt{Q}}{(g * H_n)^{3/4}} \quad (22)$$

$$\omega_s(real) = 1.31$$

La expresión de ω_s toma los valores para un rendimiento máximo.

Esta nueva velocidad específica corresponde a una **turbina Francis rápida**, según el texto de Viedma Robles [7]:

Tipo de turbina	Características	Ω_s
Pelton	1 chorro	0.05-0.15
	Varios chorros	0.15-0.35
Francis	Lenta	0.35-0.67
	<u>Normal</u>	<u>0.67-1.20</u>
	Rápida	1.20-2.70
Hélice y Kaplan	Lenta	1.60-2.75
	Rápida	2.75-3.65
	Ultra rápida	3.65-5.50

Tabla 5.2 Tabla de selección del tipo de turbina en función de la velocidad específica

5.2 La turbina Francis

Las turbinas hidráulicas Francis son máquinas semiaxiales o de flujo mixto. Es el tipo de turbina más comúnmente empleado debido a su gran versatilidad dado que pueden aplicarse en un gran intervalo de alturas y caudales, así como velocidades de giro.

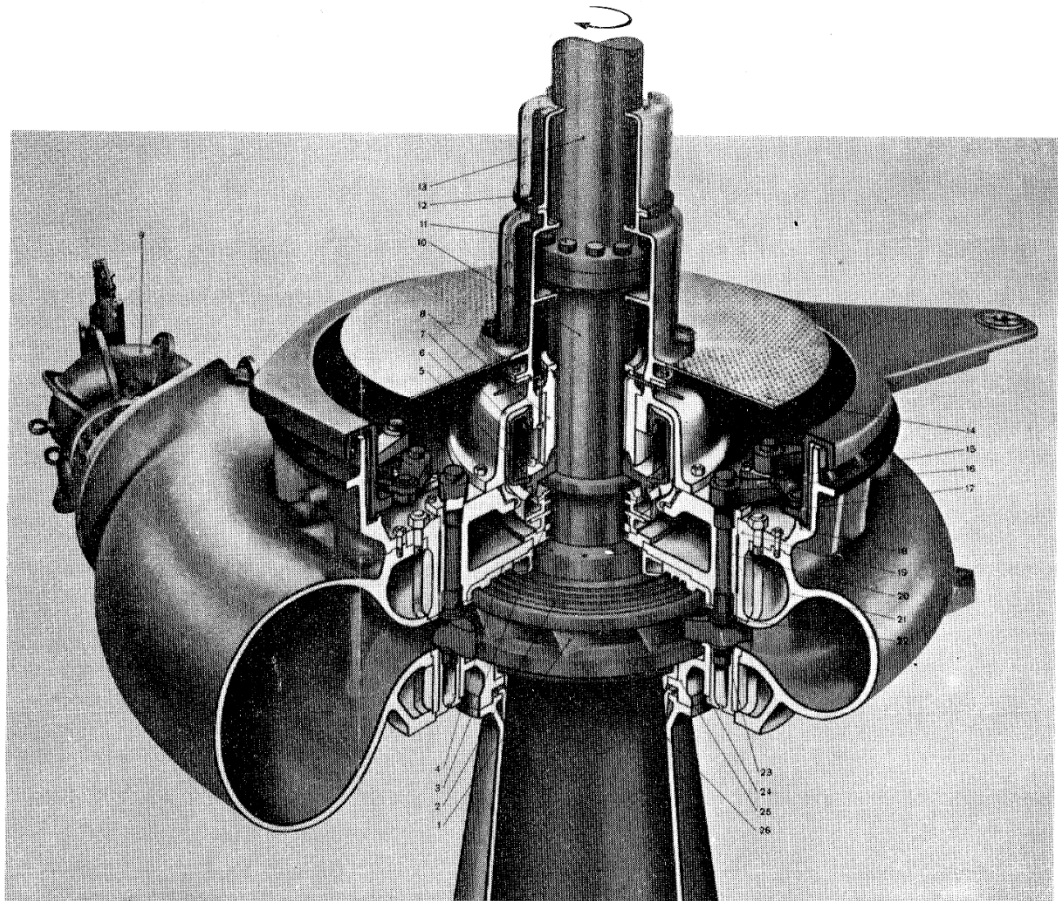


Figura 5.4 Esquema de sección de una turbina Francis: 1.Rodete; 2.Anillos laberínticos rotatorios; 3.Prensaestopas de anillo de carbón; 4.Anillos laberínticos estacionarios; 5.Tubo de Pitot; 6. Cáster giratorio de aceite; 7.Soporte de cojinete; 8.Cojinete guía; 9. Válvula aliviadora de presión; 10.Eje de la turbina; 11.Perno de acoplamiento; 12.Tubo protector del eje; 13.Eje intermedio; 14.Plataforma de servicio; 15.Manivela de álabe directriz; 16.Biela de álabe directriz; 17.Anillo regulador del distribuidor; 18.Anillo guía del anillo regulador; 19.Cubierta superior; 20.Cojinete superior del álabe directriz; 21.Caja espiral; 22.Placas de desgaste del álabe directriz; 23.Álabe directriz; 24.Cojinete inferior del álabe directriz; 25.Anillo inferior; 26.Tubo de aspiración

5.2.1 Descripción y ventajas de las turbinas Francis:

El componente más importante de una TF es el rodete, el resto de componentes se construyen en torno a este con el objetivo de dirigir el fluido para maximizar el rendimiento. Los rodetes se equilibran tanto estática como dinámicamente.

Algunas de las ventajas de los rodetes Francis son:

1. El flujo en el rodete es centrífugo, por lo que es más adecuado para la cesión de energía y reducir las pérdidas a la salida de la central.

2. Disponen de entrehierro, un espacio libre entre el rodete y el distribuidor que permite una correcta entrada de corriente al rodete con pocos choques, lo que disminuye la superficie mojada.
3. El distribuidor Fink guía la corriente para lograr una entrada sin choque en la carga nominal, incluso en bajos caudales, ya que en estos casos el distribuidor se cierra de manera que el ángulo de la corriente a la entrada del rodete disminuye, produciendo un menor ángulo beta de entrada de la corriente.

5.2.2 Aplicaciones de las turbinas Francis:

Las turbinas Francis de gran tamaño se diseñan y fabrican individualmente para cada caso. Son máquinas caras de diseñar y fabricar, pero con el debido mantenimiento pueden funcionar durante muchos años.

Estas máquinas suelen funcionar con altos rendimientos, fácilmente superiores al 90%, además, pueden ser reversibles. Esta capacidad hace que, por ejemplo, se puedan instalar en centrales de bombeo y turbinación. Estas instalaciones consisten en el bombeo de agua a un depósito a gran altura durante la noche, para turbinarla y descargarla en un depósito inferior durante el día, cuando el precio de la energía eléctrica es más alto.

5.3 Estimación de los rendimientos de la turbina

Se va a proceder a estimar los rendimientos de la máquina. En primer lugar, Mataix [2] recomienda tomar un rendimiento hidráulico $\eta_h = 0.905$ y un rendimiento total $\eta_t = 0.85$.

El rendimiento hidráulico contabiliza las pérdidas que se producen en el fluido por choques contra las conducciones y el propio rotor.

Para el rendimiento volumétrico, se recomienda elegir un valor entre 0.99 y 0.98, se seleccionará el más desfavorable, por tanto:

$$\eta_v = 0.98$$

El rendimiento volumétrico tiene en cuenta las pequeñas fugas de fluido que se producen en las juntas de las conexiones de la instalación. Pese a una correcta fijación, siempre hay pequeñas pérdidas debido a la alta presión que soporta la central.

Por último, queda hallar el valor del rendimiento orgánico:

$$\eta_t = \eta_v \eta_o \eta_h \quad (23)$$

Despejando el rendimiento orgánico de la expresión (23):

$$\eta_o = \frac{\eta_t}{\eta_v \eta_h} \approx 0.96$$

El rendimiento orgánico tiene en cuenta las pérdidas mecánicas que se producen por fricciones en el rodete y el resto de maquinaria móvil de la central.

5.4 Predimensionado de la turbina Francis

El predimensionado se va a ejecutar mediante las leyes de semejanza. Éstas sirven para reducir valores obtenidos en laboratorio con un modelo, y pudiendo escalar los resultados a máquinas de diferentes tamaños. Éste modelo es una turbina unitaria, que funciona con un rodete de un diámetro aproximado a un metro, con un salto hidráulico de un metro también.

Es necesario partir de unas dimensiones iniciales que posteriormente se afinarán cuando se obtengan dimensiones fiables.

En este estudio se va a emplear el método de Bovet, que se basa en la experiencia, pero antes se va a proceder al prediseño mediante el método que recomienda Claudio Mataix [2].

El primer parámetro que se va a necesitar es el de la potencia específica dimensional, con ella se podrá entrar en la Tabla 5.3:

$$\omega_s = \frac{\sqrt{P_{\text{útil}} * n}}{H_n^{\frac{5}{4}}} \quad (24)$$

$$\omega_s = 231.77$$

Una vez obtenida se interpolan los valores entre los dos datos de la bibliografía, obteniendo la siguiente tabla, en la que los valores para la máquina que se está diseñando es la columna azul:

ns	200	231,774386	300
Q11	0,715	0,89452528	1,28
n11	70	77,1492369	92,5
d1i/d1e	0,92	0,84850763	0,695
d1'/d1e	1,02	1,01046768	0,99
d3/d1e	0,955	1,01696005	1,15
b0/d1e	0,23	0,26082115	0,327
li/d1e	0,26	0,26635488	0,28
le/d1e	0,14	0,14317744	0,15

Tabla 5.3 Tabla de dimensiones de partida del rodete en función del diámetro $d_{1 \text{ ext}}$

Estos valores son función de $d_{1\text{ext}}$, cuyo valor se calcula mediante la expresión:

$$d_{1\text{ext}} = \frac{n_{11} * \sqrt{H_n}}{n} \quad (25)$$

$$d_{1\text{ext}} = 0.4184\text{m}$$

El valor $d_{1\text{ext}}$ es el diámetro exterior a la entrada del rodete, multiplicando los valores por $d_{1\text{ext}}$, se obtiene:

d1i	0,35497618m
d1'	0,42273274m
d3	0,42544884m
b0	0,10911545m
li	0,11143051m
le	0,05989879m

Tabla 5.4 Tabla de dimensiones del rodete

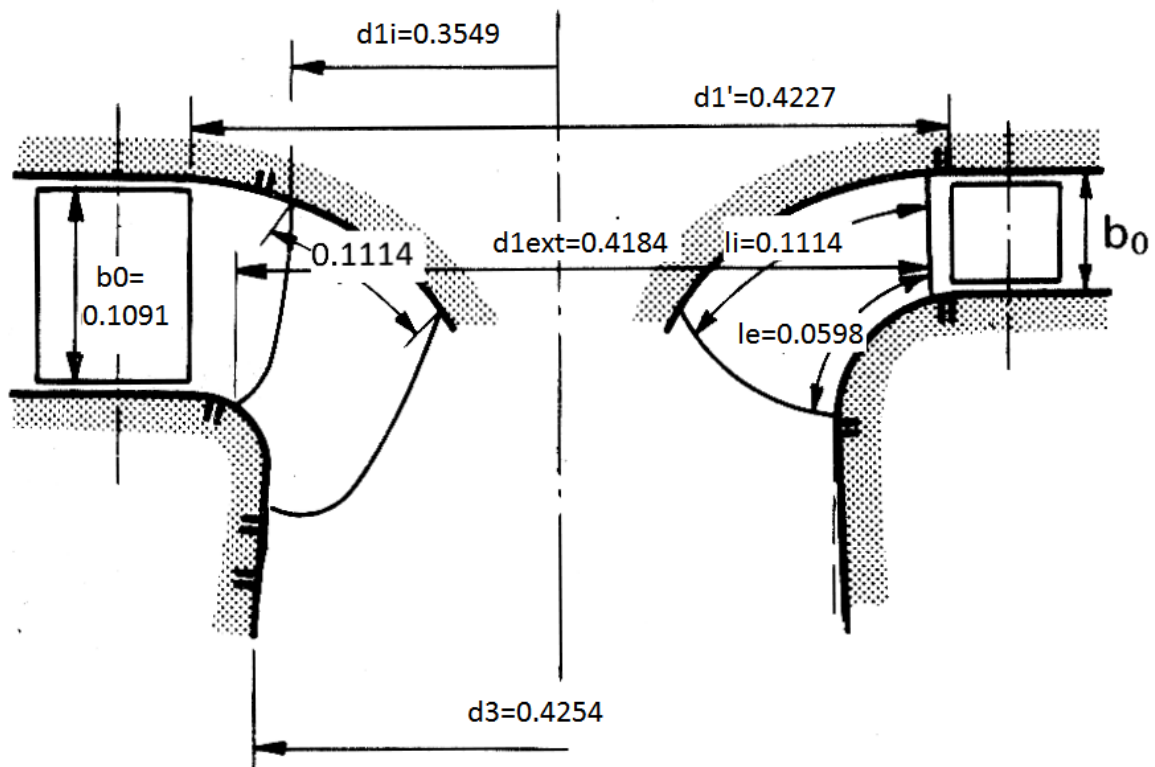


Figura 5.5 Esquema acotado del rodete

5.5 Diseño del rodete

Una vez deducidas las dimensiones básicas iniciales de la máquina, se dispone a calcular el tamaño del rodete para tratar de extraer de él el máximo rendimiento posible.

Para este cometido existen dos métodos clásicos: el método de T. Bovet, que se propuso en los años setenta, y que se basa en determinar el tamaño del rodete a partir del perfil hidráulico. En una turbina Francis el flujo de agua en el rodete, queda delimitado por dos superficies de revolución (los álabes, en este caso). Se conoce como perfil hidráulico a la intersección de estas superficies con un plano que pasa por el eje del rotor. La corriente entra por la superficie 1 y sale por la 2:

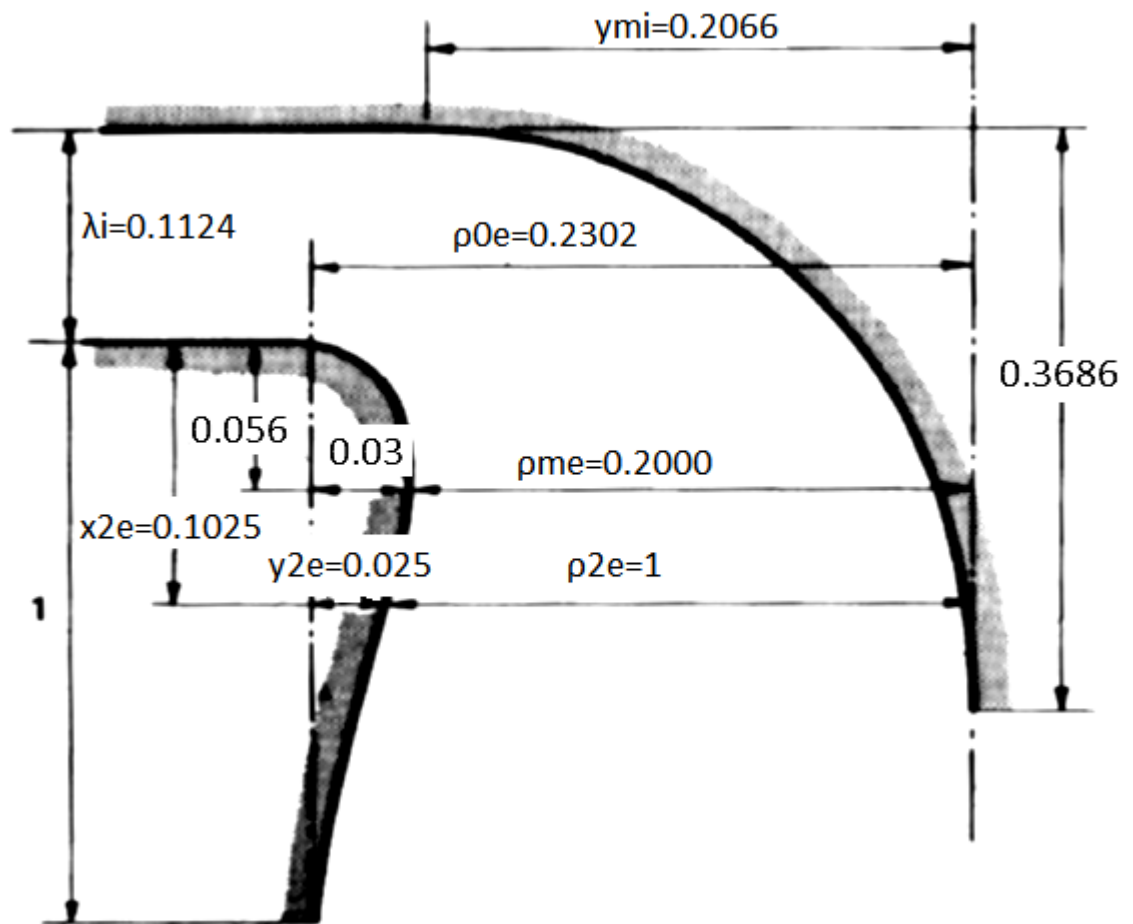


Figura 5.6 Radios característicos de las aristas de entrada y salida del álabe

Bovet (Escuela Politécnica Federal de Lausanne) propuso una serie de expresiones analíticas para las aristas del perfil hidráulico, las cuales se parametrizan a partir de la velocidad específica de modo que existe una evolución desde rodetes casi radiales para

velocidades específicas muy bajas, hasta rodetes casi completamente axiales, para velocidades específicas altas.

Una vez se ha determinado el perfil, Bovet propone dividir el canal en una serie de conductos delimitados por líneas de corriente, que producen lo que él denomina *turbinas parciales*. El flujo se supone ideal e irrotacional, y el método requiere de la construcción de una red de corriente, esto es el trazado de las líneas de corriente que delimitan las turbinas parciales junto con las líneas equipotenciales, y que son perpendiculares a éstas. El método propone que, entre cada pareja de líneas de corriente, la velocidad meridiana sea la misma, y que cada dos líneas equipotenciales, la diferencia de potencial de velocidad sea cero. El resultado de este proceso es la forma geométrica final del perfil, y su distribución de velocidad a lo largo de su sección.

El último paso del dimensionado del rodete es el establecimiento de la energía cedida en forma de momento cinético mediante la ecuación de Euler a cada turbina parcial en la red de corriente. Existen diversos métodos, pero el más empleado es el de la *cesión gradual de energía*, desde la sección de entrada hasta la de salida del rodete.

5.5.1 Trazado del perfil hidráulico

Como ya se ha comentado, el procedimiento de Bovet [9] dice que el flujo dentro del rodete queda delimitado por dos superficies, una interior, *i*, y otra exterior, *e*. Éstas son superficies de revolución.

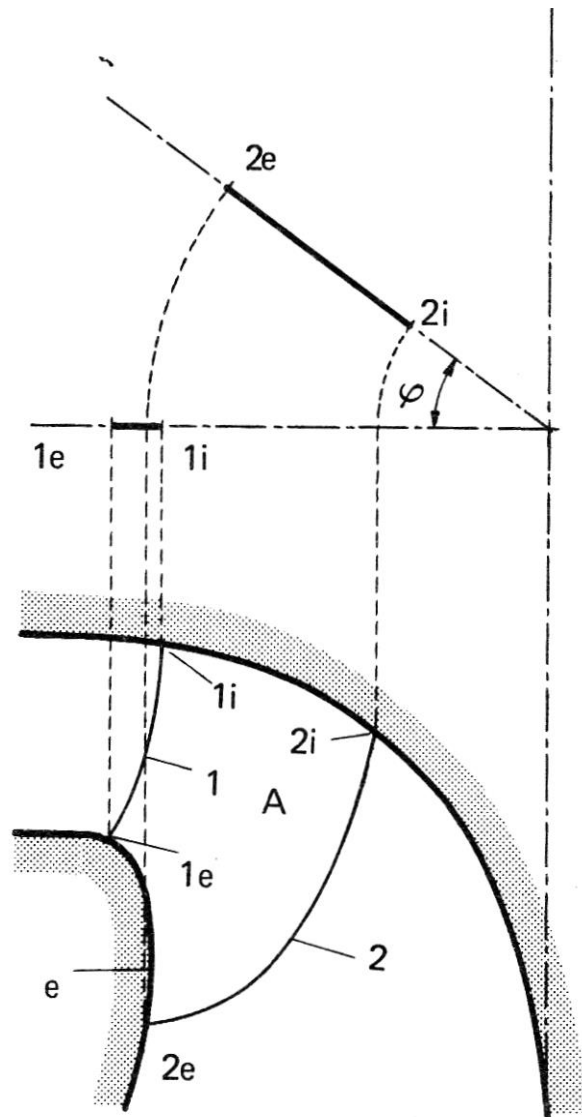


Figura 5.7 Curvas límite del volumen por los álabes

Según se observa en la figura, el flujo entra por la línea 1, y sale por la línea 2. Suponiendo que ambas aristas se encuentran en el mismo plano, su verdadera forma se verá en un plano meridional a la figura.

Las máquinas Francis son máquinas semiaxiales en las que un hilo de corriente como el representado en la figura ya no se puede tomar como representativo del flujo total que circula por el rodete, la consecuencia será la creación de diversos triángulos de velocidad a entrada y salida de cada álabe. La superficie de cada álabe tendrá diversas curvaturas para amoldarse a la dirección del flujo.

Bovet propone calcular, mediante fórmulas empíricas, el número específico adimensional, que es el parámetro del que se parte para obtener el perfil hidráulico:

$$\omega_0 = \frac{\omega * \sqrt{Q/\pi}}{2gH_n^{\frac{3}{4}}} \quad (26)$$

$$\omega = 0.4393$$

El valor obtenido es adimensional, y se empleará en los siguientes cálculos. Mataix [2] recomienda que el número específico de revoluciones de las turbinas Francis se encuentre entre 0.1 y 0.8, por tanto, los datos iniciales son adecuados.

Expresión del perfil hidráulico:

$$\frac{y}{y_{mi}} = 3.08(1 - \frac{x}{\lambda}) \sqrt{\frac{x}{\lambda}(1 - \frac{x}{\lambda})} \quad (27)$$

Donde el valor de y_{mi} y λ se obtiene:

$$y_{mi} = 0.7 + \frac{0.16}{\omega_0 + 0.08} \quad (28)$$

$$y_{mi} = 1.008$$

$$\lambda_i = 3.2 + 3.2(2 - \omega_0)\omega_0 \quad (29)$$

$$\lambda_i = 5.394$$

Para la curva interior, y:

$$\lambda_e = 2.4 - 1.9(2 - \omega_0)\omega_0 \quad (30)$$

$$\lambda_e = 1.097$$

Para la curva exterior.

En este caso, la expresión para el perfil hidráulico queda:

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3.08(1 - \frac{x_{2e}}{\lambda_{2e}}) \sqrt{\frac{x_{2e}}{\lambda_{2e}}(1 - \frac{x_{2e}}{\lambda_{2e}})} \quad (31)$$

Donde:

$$x_{2e} = 0.5 \text{ (constante)}$$

$$y_{2e} = \rho_{oe} - 1$$

Según Bovet, si el valor del número específico adimensional es mayor a 0.275, se puede usar la expresión:

$$\rho_{0e} = 1.255 - 0.3n_0$$

Que en este caso da un valor $\rho_{0e} = 1.123$, y por tanto $y_{2e} = 0.123$

La expresión de b_0 es:

$$b_0 = 0.8(2 - \omega_0)\omega_0 = 0.5485$$

$$\rho_{0i} = y_{mi}$$

Ya se puede hallar el valor de y_{me} despejando de la ecuación (31):

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3.08 \left(1 - \frac{0.5}{1.097}\right) \sqrt{\frac{0.5}{1.097} \left(1 - \frac{0.5}{1.097}\right)} = 0.8348$$

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3.08; y_{me} = \frac{y_{2e}}{0.8348} = 0.1473$$

$$\rho_{me} = \rho_{me} - y_{me} \quad (32)$$

$$\rho_{me} = 0.9757$$

$$\rho_{2e} = \left(\frac{Q}{2\pi^2 \frac{\omega}{60} \rho_{2e}}\right)^{1/3} = 0.205m$$

Como en el caso anterior, las dimensiones absolutas se calcularán multiplicando el valor ρ_{2e} por el resto de dimensiones relativas.

Tabla de parámetros del rodete:

Parámetros	Dimensiones relativas	Dimensiones absolutas (m)
y_{mi}	1,008	0,20664
λ_i	5,394	1,10577
λ_e	1,097	0,224885
b_0	0,5485	0,1124425
x_{2e}	0,5	0,1025
ρ_{0e}	1,123	0,230215
ρ_{me}	0,9757	0,2000185
y_{2e}	0,123	0,025215
y_{me}	0,1473	0,0301965
ρ_{2e}	1	0,205

Tabla 5.5 Tabla de parámetros del rodete

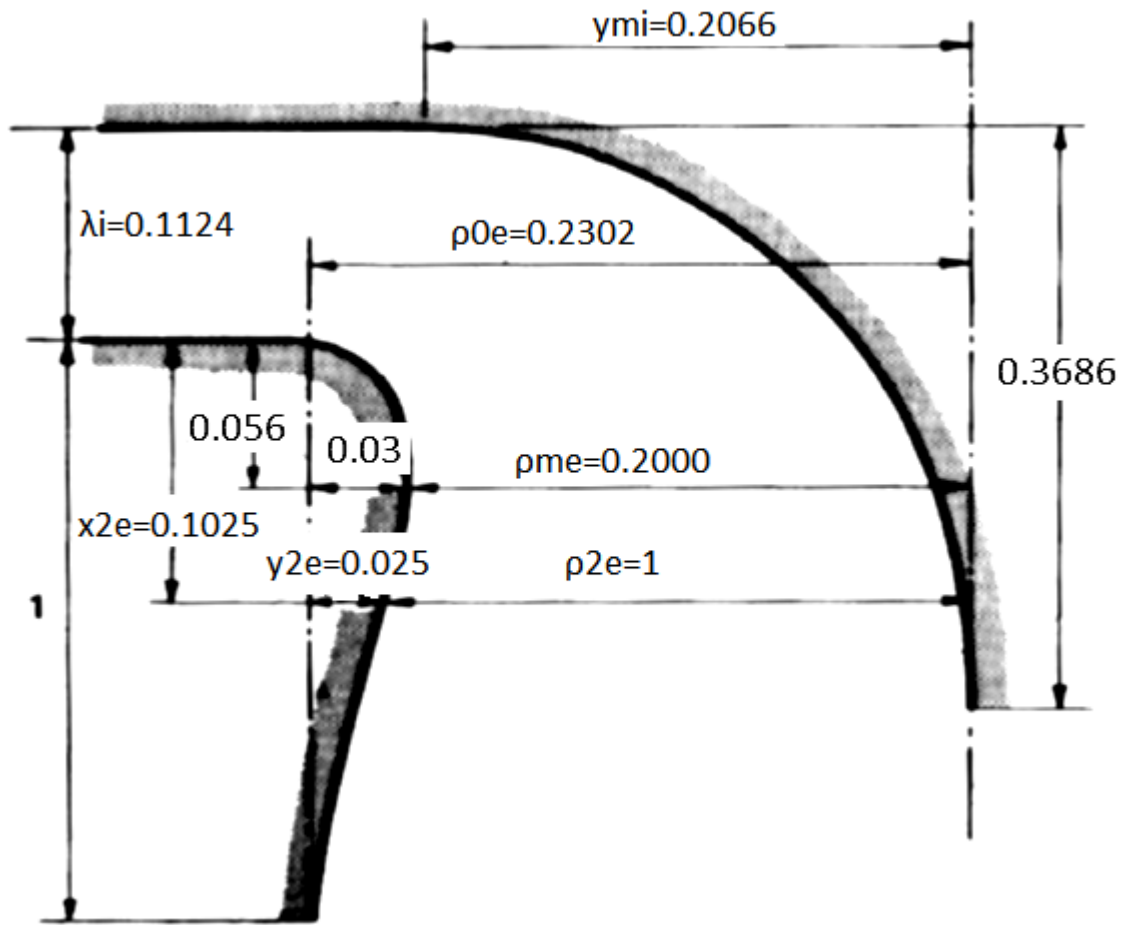


Figura 5.8 Dimensiones del álabe

5.5.2 Trazado de las aristas de entrada y salida de los álabes:

- Arista de entrada o curva 1:

Puede observarse en la Figura 5.4.

Mataix [2] afirma que, para conseguir el rendimiento óptimo de la máquina en relación al caudal, es tan importante la selección del punto 2e (que ya se ha calculado) como la determinación del punto 1i. Para ello en primer lugar se ha de determinar el coeficiente de presión referido a dicho punto:

$$\psi_{1i} = \frac{H}{\frac{u_{1i}^2}{2g}} \quad (33)$$

Los ensayos que Mataix ha realizado indican que el valor óptimo de este coeficiente de presión en una gama de 1.65–2.00, con un valor óptimo recomendado de:

$$\Psi_{1i} = 1.72$$

Por tanto:

$$\rho_{1i} = \frac{60}{2\pi * n} \left(\frac{2gH}{1.72} \right)^{\frac{1}{2}} = 0.1749$$

De este modo queda fijado el punto 1i en la curva 1. Para completar la forma de la curva 1, hay que tener en cuenta las siguientes puntualizaciones:

- a) Esta curva es, en gran parte arbitraria, pudiéndose modificar según las exigencias del trazado del álabe.
- b) Influye en la aparición, o no, del fenómeno de cavitación. Por ejemplo, si al mover la arista acortamos el álabe, podrían aumentar las depresiones y sobrepresiones en las dos caras de éste, facilitando la cavitación para caudales pequeños.
- c) Se pueden obtener ángulos β_1 más favorables variando la curva 1, según la expresión:

$$tg\beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} \quad (34)$$

Ya que si aumenta u_1 y disminuye c_{1u} , se reduce el ángulo β_1 por partida doble.

- d) Se puede variar también la velocidad de embalamiento, que disminuye al alejar nuestra arista de entrada del eje de rotación. Este proceso aumentaría nuestro ρ_1 , a la vez que se sacrificaría rendimiento.

- Arista de salida o curva 2:

De esta arista se conoce ya el punto 2e, por tanto, la curva completa de la curva:

- a) Es también arbitraria hasta cierto punto en función de las necesidades de trazado del álabe.
- b) Influye del mismo modo en la cavitación.
- c) Al igual que se ha concluido anteriormente, puede variarse para modificar los ángulos β_2 según la expresión (34):

$$tg\beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}}$$

- d) Si se disminuye la longitud del álabe desplazando el punto $2i$ a través de la curva i , la sección del cubo estará sujeta a esfuerzos más elevados. Si se excedieran estos esfuerzos se podrían rebajar aumentando el espesor del álabe o empleando una aleación de mayor calidad.

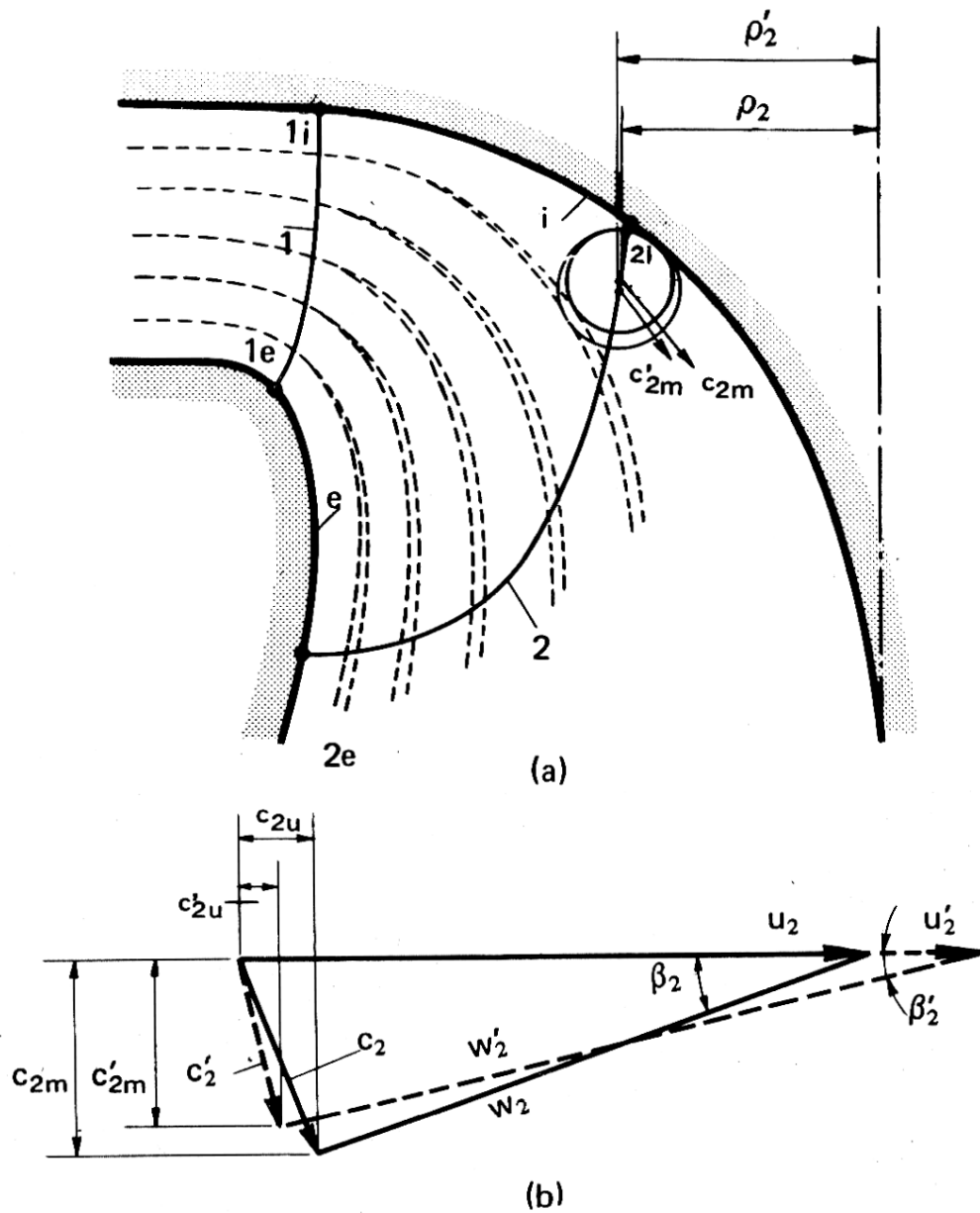


Figura 5.9 Ejemplo de la variación de la línea de corriente (a) modificando el ángulo β_2 del triángulo de velocidades (b)

Despejando y de la ecuación del perfil hidráulico se obtiene la expresión:

$$y_i = y_{mi} 3.08 \left(1 - \frac{x}{\lambda}\right) \sqrt{\frac{x}{\lambda} \left(1 - \frac{x}{\lambda}\right)} \quad (35)$$

Se dan los valores $y_{mi} = 0.2066$ y $\lambda_i = 1.1058$ y se obtiene:

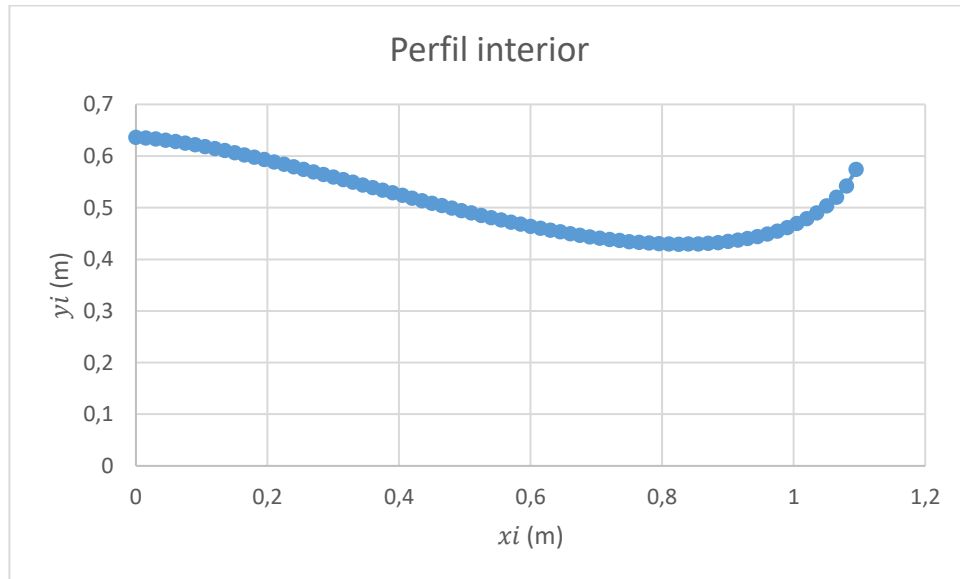
$$y_i = 0.6363 * 3.08 \left(1 - \frac{x_i}{1.1058}\right) \sqrt{\frac{x_i}{1.1058} \left(1 - \frac{x_i}{1.1058}\right)}$$

Que es la expresión para la representación de la curva interior del álabe, y $y_{me} = 0.03019$ y $\lambda_e = 0.2248$ para obtener la curva exterior:

$$y_e = 0.09298 \left(1 - \frac{x_e}{0.2248}\right) \sqrt{\frac{x_e}{0.2248} \left(1 - \frac{x_e}{0.2248}\right)}$$

Representando las curvas, se obtiene:

- Curva interior:



- Curva exterior:

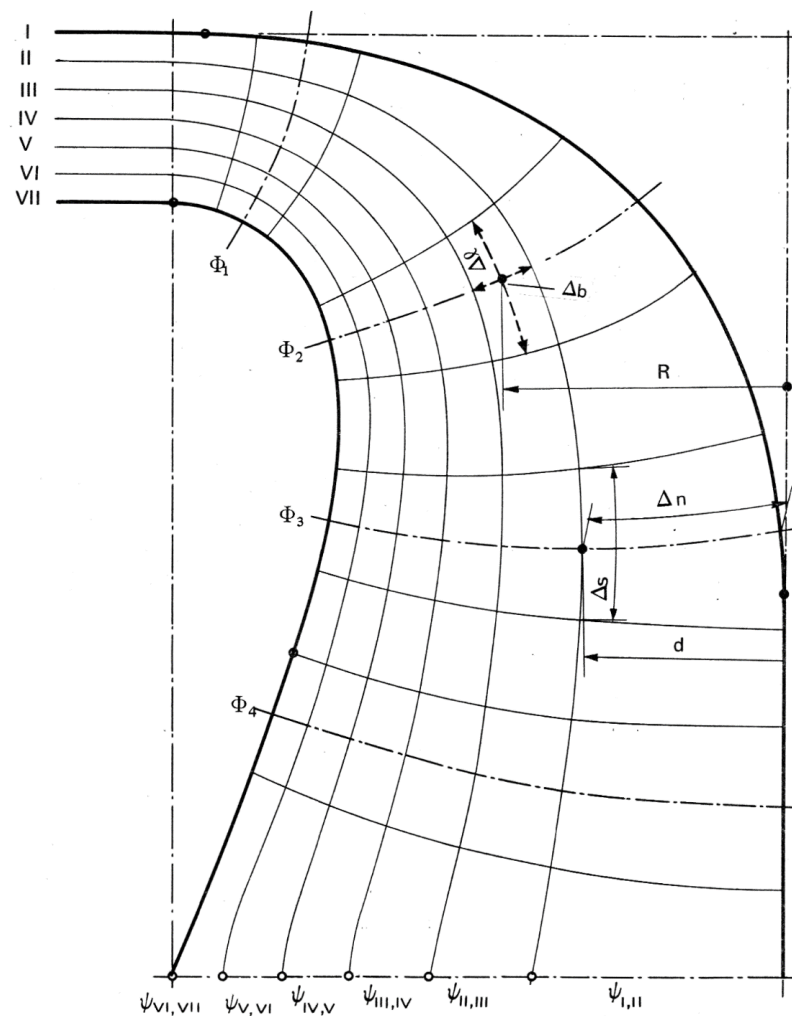
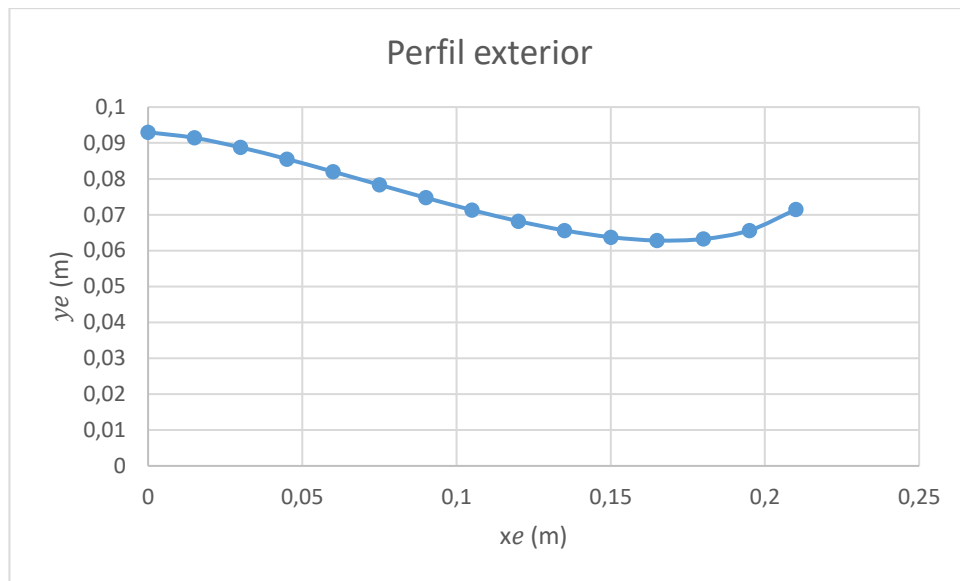


Figura 5.10 Inscripción de la red de corriente en el interior del perfil hidráulico

Las superficies de revolución que delimitan el flujo ya están definidas, ahora se representarán:

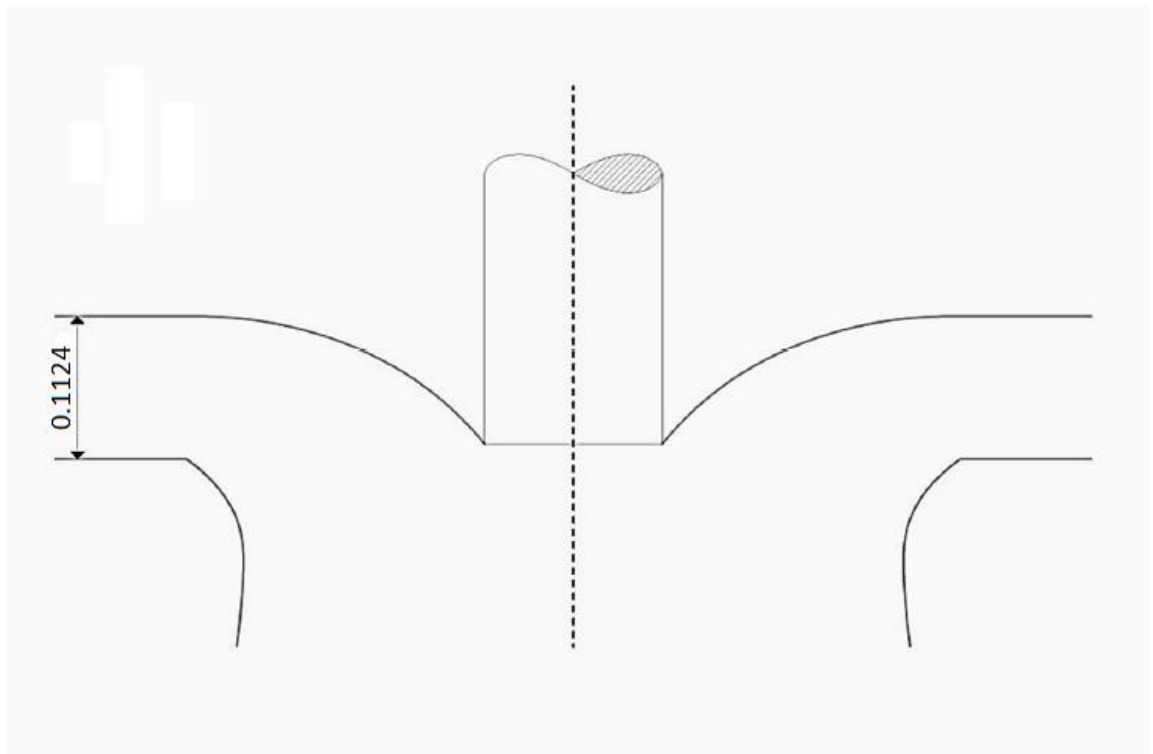


Figura 5.11 Curvas interior y exterior del álabe

5.5.3 Cálculo de los diámetros de entrada y salida:

Para el trazado de los diámetros se empleará un procedimiento similar al que se ha empleado en el apartado anterior, el método de las magnitudes reducidas, para calcular los puntos interiores y exteriores de la arista de salida. Como se desconoce la geometría de la curva que une estos puntos, se supondrá la forma típica, definida en la figura 5.9.

Ahora se podrá calcular los diámetros del rodete, que se representan en la siguiente figura, y que se resumen en la tabla, posteriormente:

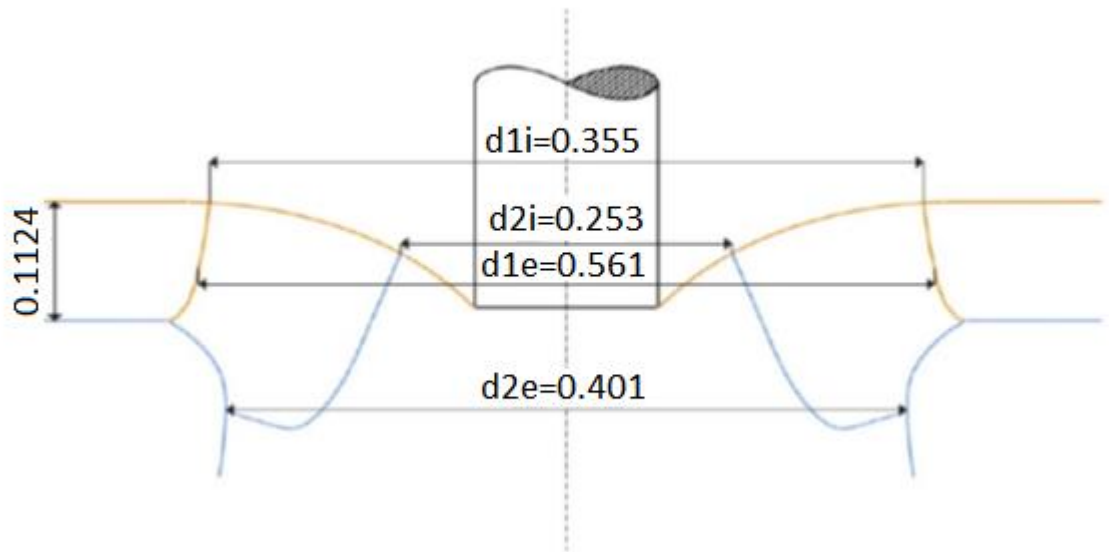


Figura 5.12 Aristas de entrada y salida de los álabes (naranja y azul respectivamente) y los diámetros del rodete

Diámetro interior de entrada (d_{1i})	0.355m
Diámetro exterior de entrada (d_{1e})	0.561m
Diámetro interior de salida (d_{2i})	0.253m
Diámetro exterior de salida (d_{2e})	0.401m

Tabla 5.6 Tabla de los diámetros de las aristas del rodete

Por último, se calcula el ancho del álabe en la sección de entrada y salida.

En primer lugar, se puede aceptar la simplificación de que el ancho en la entrada es igual a b_0 , luego:

$$b_0 = b_1 = 0.125m$$

El ancho en la salida depende de la velocidad axial según la expresión:

$$v_{axial} = \frac{\eta_v Q}{\pi \frac{d_{2e}^2 - d_{2i}^2}{4}} = \frac{10.4m}{s}$$

$$v_{axial} = v_m = \frac{\eta_v Q}{\pi d_{2e}^2 b_2} \rightarrow b_2 = 0.086m$$

Luego el ancho de salida del rodete será de 0.086m.

5.5.4 Número de álabes del rodete:

El número de álabes del rodete se puede elegir usando la siguiente gráfica extraída del texto de Mataix [2], a esta se accede mediante la velocidad específica dimensional, ya calculada anteriormente.

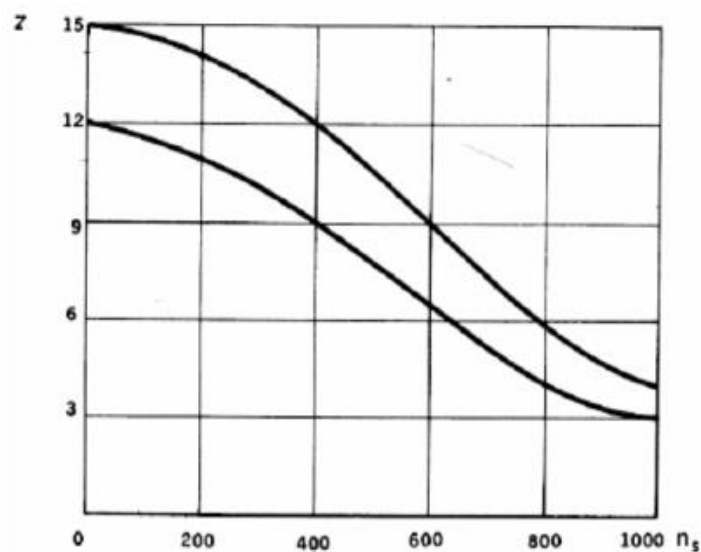


Figura 5.13 Tabla de selección del número de álabes del rodete

Dado que ésta tenía el valor $n_s = 231.77$, el número de álabes puede oscilar entre aproximadamente 11 y 14, por tanto, elijo un valor $Z=12$ álabes.

6 DISEÑO DE LA CÁMARA ESPIRAL, DISTRIBUIDOR Y TUBO DE ASPIRACIÓN.

6.1 Introducción

El rodete de la turbina está diseñado, pero la turbina aún no está lista. Además del rotor, la máquina Francis necesita de una serie de componentes no móviles para funcionar. Los más importantes son el distribuidor y el predistribuidor, la cámara espiral, y, por último, el tubo de aspiración.

En este capítulo se va a diseñar el distribuidor, después de elegir su clase, y se establecerán tanto la geometría como sus parámetros. Definido el distribuidor, se diseñarán también la voluta y el tubo difusor.

6.2 Diseño de la voluta

El objetivo de la voluta o cámara espiral es distribuir el agua por la periferia del rodete a través de un órgano fijo llamado predistribuidor, y de un órgano móvil de regulación llamado distribuidor. El diseño de la voluta está muy relacionado con el diseño de estos dos componentes, de hecho, el diseño del distribuidor es de gran importancia para el rendimiento total de la turbina.

Las cámaras espirales pueden construirse de hormigón o de metal. Hace años se construían de fundición o de aceros colados en un solo bloque. En la actualidad, dado el aumento de tamaño de estos componentes y de su consiguiente aumento de esfuerzos, es necesaria la adopción de una solución intermedia: se fabrica con fundición la pareja de anillos del predistribuidor, y en cambio las placas metálicas que forman la caja espiral se sueldan entre sí y al predistribuidor.

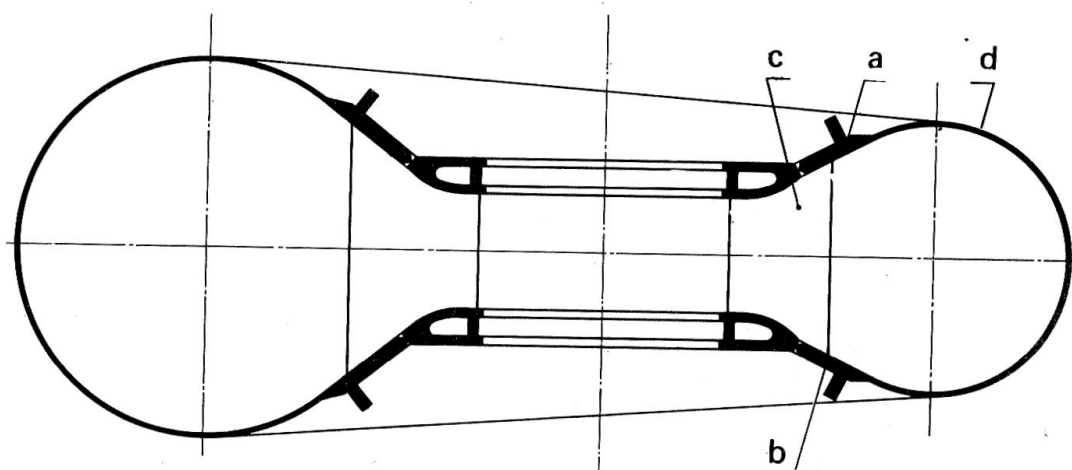


Figura 6.1 Corte axial de una cámara espiral: a)Anillo superior del predistribuidor; b)Anillo inferior; c)Álabe fijo; d)Cámara espiral

La cámara espiral puede tener diferentes secciones, las más empleadas se muestran en la siguiente ilustración:

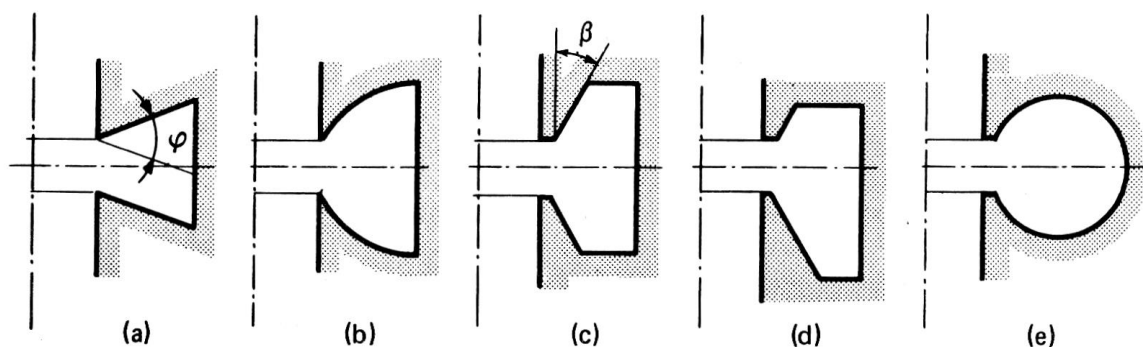


Figura 6.2 Secciones diversas de la cámara espiral: a)Trapezoidal; b)Hiperbólica c)Simétrica; d)Asimétrica; e)Circular

La sección a, formada por un trapecio de ángulo ϕ muy bajo, es la más favorable, pero provoca que el ancho de la cámara espiral sea excesivo. La forma de la sección b, es de sección hiperbólica y elimina este problema. Las formas c y d son las versiones simétrica y asimétrica, respectivamente, de la sección formada por un rectángulo y un trapecio. Normalmente se usa esta distribución con cajas de hormigón, ya que simplifica el trabajo de encofrado. Por último, en volutas metálicas se prefiere la sección de la figura e.

Para el diseño de la voluta se va a proceder según el manual de selección y dimensionamiento de turbomáquinas de la universidad de Méjico [9], éste es puramente empírico y se basa en dos parámetros fundamentales: la velocidad específica de la turbina y el diámetro exterior de entrada del rodete.

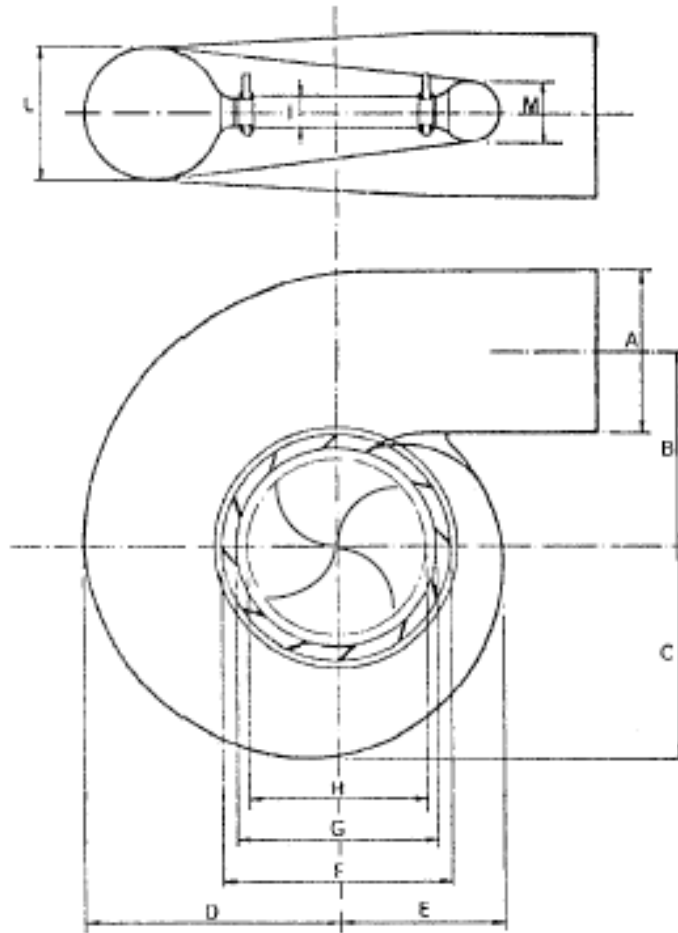


Figura 6.3 Esquema de las dimensiones de diseño de la voluta

Los once parámetros a calcular son los siguientes:

$$\begin{aligned}
 A &= d_{1ext} \left(1.2 - \frac{19.56}{n_s} \right) & B &= d_{1ext} \left(1.1 + \frac{54.8}{n_s} \right) \\
 C &= d_{1ext} \left(1.32 + \frac{49.25}{n_s} \right) & D &= d_{1ext} \left(1.5 + \frac{48.8}{n_s} \right) \\
 E &= d_{1ext} \left(0.98 + \frac{63.60}{n_s} \right) & F &= d_{1ext} \left(1 + \frac{131.4}{n_s} \right) \\
 G &= d_{1ext} \left(0.89 + \frac{96.5}{n_s} \right) & H &= d_{1ext} \left(0.79 + \frac{81.75}{n_s} \right)
 \end{aligned}$$

$$I = d_{1ext}(0.1 + 0.00065n_s) \quad L = d_{1ext}(0.88 + 0.00049n_s)$$

$$M = d_{1ext}(0.6 + 0.000015n_s)$$

Los valores resultantes son:

A	0,46671839	G	0,54651748
B	0,55910309	H	0,47805833
C	0,6411231	I	0,04183653
D	0,71561448	L	0,36815201
E	0,52478469	M	0,25101215
F	0,65553099		

Tabla 6.1 Valores de diseño de la voluta

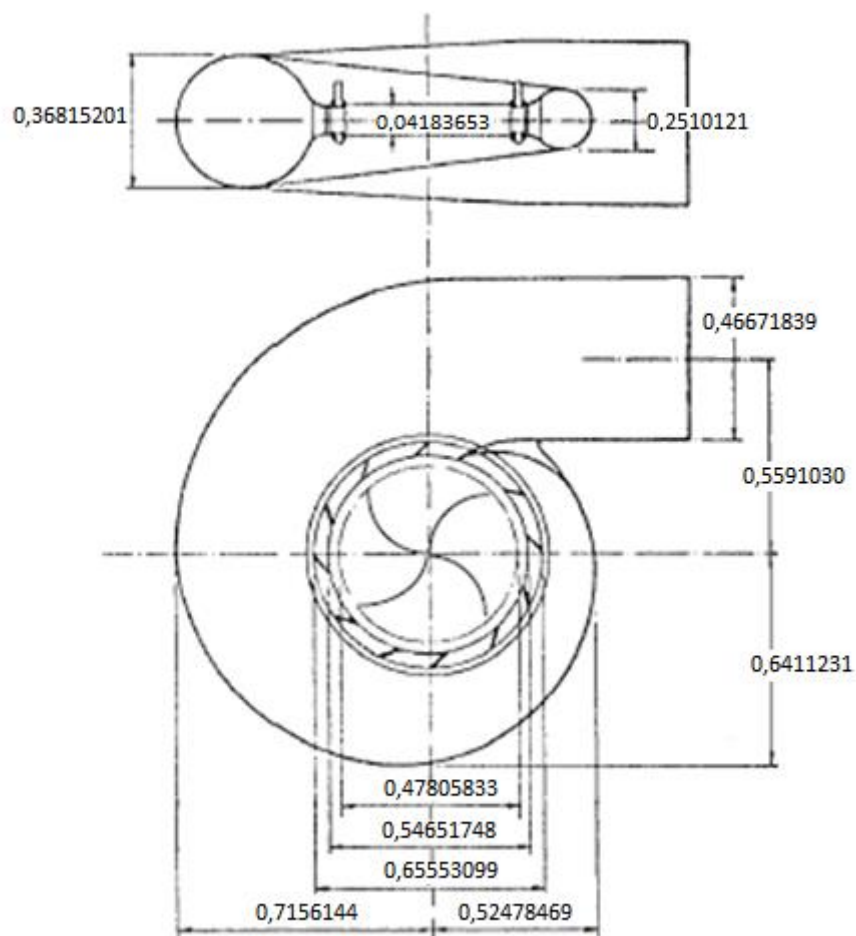


Figura 6.4 Voluta acotada

6.3 Diseño del distribuidor Fink

La función del distribuidor es conducir el flujo de agua hasta la entrada del rodete, además sirve para controlar su dirección y caudal.

El distribuidor Fink de álabes ajustables es un componente normal en las turbinas Francis y Kaplan, sin embargo, en ocasiones se omite en las turbinas Kaplan. Quedan entonces dos opciones, la primera es regular el caudal y la potencia variando el ángulo de los álabes del rodete, la segunda es renunciar a la regulación del caudal instalando un distribuidor fijo, que permita una alimentación de carga constante, pudiendo así instalar una turbina de hélice más barata.

El distribuidor Fink puede ser de tres tipos atendiendo a la disposición de los álabes directrices:

1. Cilíndrico: en este caso los ejes de giro se disponen perpendicularmente a un cilindro cuyo eje coincide con el eje de entrada al rodete. Esta distribución hace que el agua entre sin componente axial.
2. Axial: para esta disposición los ejes de giro se colocan en un plano transversal al eje de entrada del rodete, lo que reduce a cero la componente radial del fluido. Éste tipo de distribuidor es útil para centrales en las que el flujo es axial a la entrada de la turbina.
3. Cónico: los ejes de giro se disponen en una superficie cónica.

6.3.1 Regulación de caudal y potencia mediante el distribuidor

El principal cometido del distribuidor es ajustar la potencia que produce la turbina en función de la carga [2], mediante la regulación del caudal. Esta variación de caudal se consigue modificando:

- El ángulo de salida de la corriente del distribuidor (α_0)
- La longitud axial (altura b_0) de los álabes del distribuidor
- El ángulo de salida de los álabes del rodete (β_2)

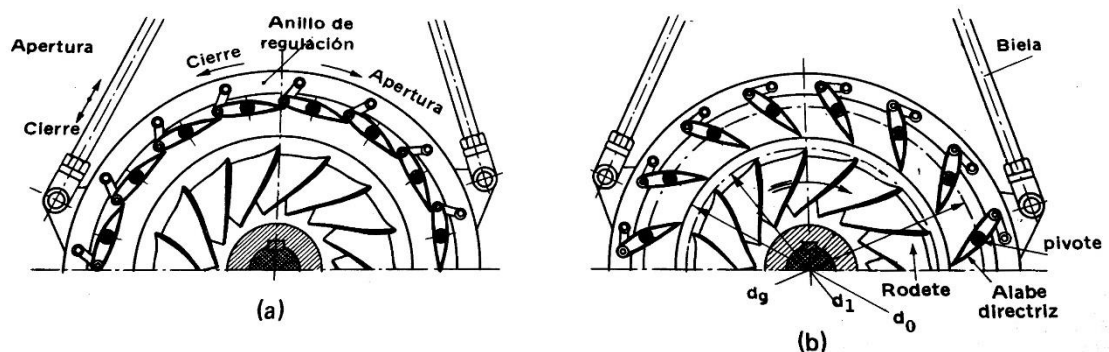


Figura 6.5 Esquema de un distribuidor Fink: (a) Cerrado, (b) Abierto

Si bien la regulación variando la altura b_0 no suele usarse para variar el caudal porque en las turbinas Francis, esta altura y la altura del rodete tienen que ser aproximadamente iguales, y esta última es difícil de modificar. Por tanto, descartada esta opción, la regulación del caudal se puede efectuar con los siguientes métodos:

- a) Variación del ángulo α_0 exclusivamente
- b) Variación simultánea de los ángulos α_0 y β_2
- c) Variación del ángulo β_2 exclusivamente

6.3.2 Descripción del distribuidor Fink

El distribuidor Fink realiza con elevado rendimiento las siguientes funciones:

- 1) Crea el campo de velocidades más adecuado en la sección de entrada al rodete en cuanto a velocidad y ángulo, de modo que las características del flujo de entrada sean adecuadas y se minimicen los choques.
- 2) Regula el caudal, y con éste, la potencia que suministra el rodete.
- 3) Cierra gradualmente la entrada de agua a la turbina para anular el embalamiento.

El distribuidor Fink consta de los siguientes elementos:

- 1. Anillo inferior, donde se colocan los álabes
- 2. Álabes directrices móviles, instalados sobre los anillos superior e inferior
- 3. Anillo superior
- 4. Manivelas solidarias de los álabes
- 5. Bielas regulables, que se fijan en un extremo a las manivelas, y en el otro extremo al anillo de regulación.
- 6. Anillo de regulación, que al girar provoca el giro de todos los álabes directrices el mismo ángulo. Este giro se realiza mediante la acción de uno o dos brazos impulsados por servomotores.

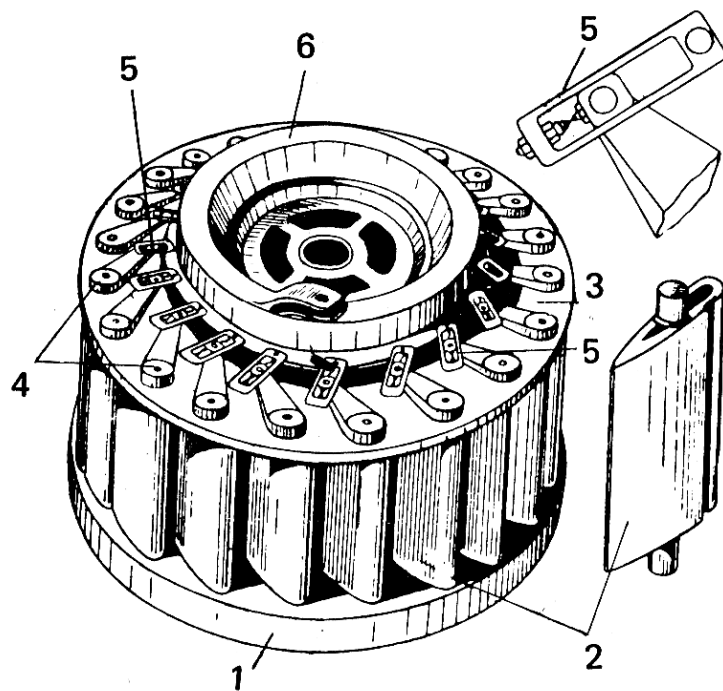


Figura 6.6 Esquema de un distribuidor Fink

Parámetros del distribuidor Fink:

Los parámetros principales de la corona del distribuidor son (Figura 6.6):

- El ancho, b_0
- El ángulo de salida de los álabes, α_0
- El diámetro de pivote del álabe, d_g
- La forma y cuerda del álabe
- La relación L/t , también conocida como solidez, donde L es la cuerda del perfil y t , el paso de los álabes.
- La excentricidad relativa

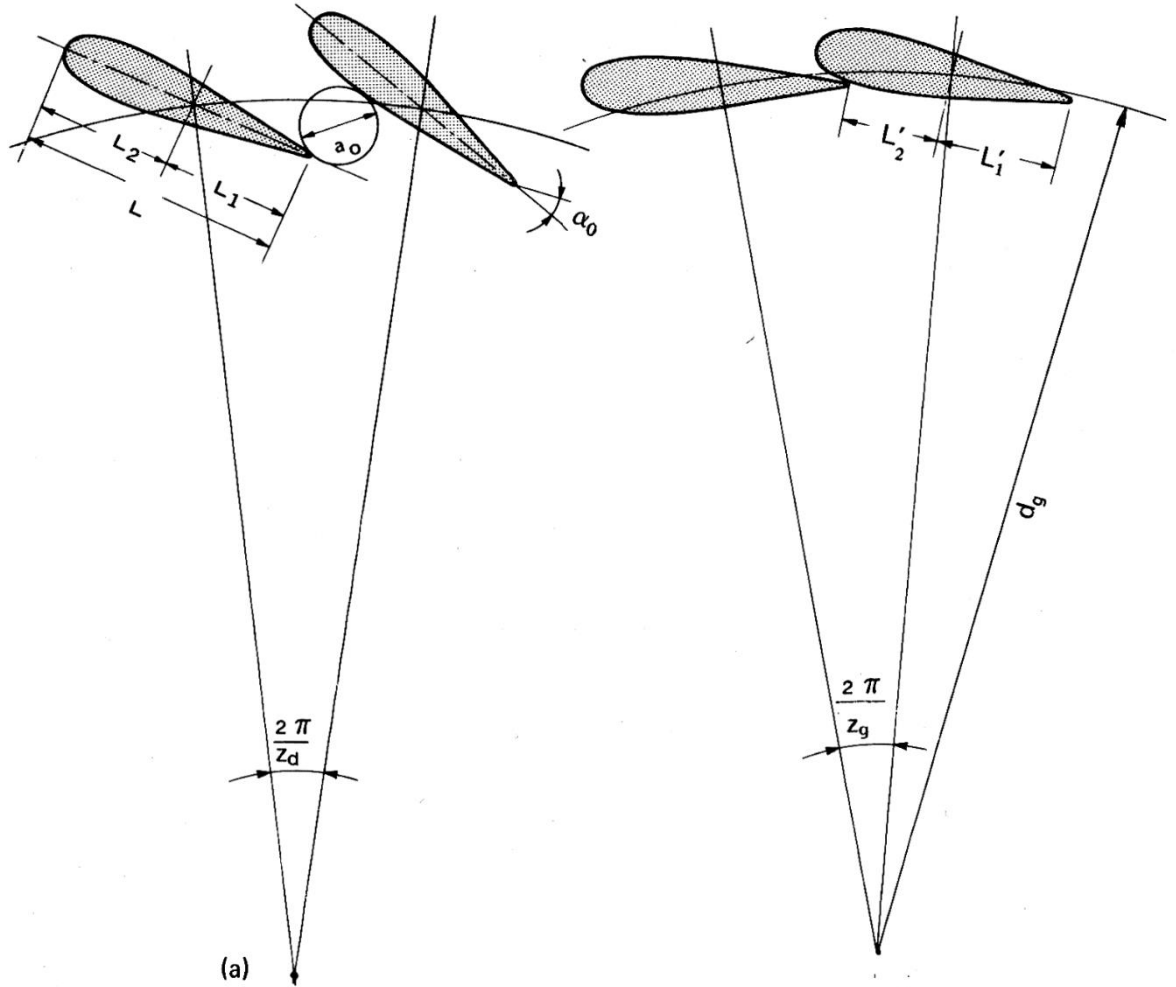


Figura 6.7 Esquema de los álabes de un distribuidor Fink

Se sabe que $H_t = \eta_{\text{hidráulico}} * H_n$. Mataix [2] recomienda emplear un rendimiento hidráulico de 0.905, por tanto:

$$H_t = 0.905 * 66.16 = 59.87 \text{ mca}$$

Teóricamente, en las turbinas Francis, el momento cinético a la salida es 0, pero en la práctica no suele ser completamente cierto. Por tanto, se tomará el 5% del momento cinético inicial.

$$g * H_t = u * v_{u1} - 0.05 * u * v_{u1} = 0.95 * u * v_{u1}$$

$$u_1 = \omega * r_{1ext} = \omega * \frac{d_{1ext}}{2} = 33.22 \text{ m/s}$$

$$\tan(\alpha_0) = \frac{K_{vm0}}{K_{vn0}} = \frac{\frac{Q}{d_0 b_0 \pi}}{\frac{2 r v_u}{d_0}} = \frac{Q}{2 r v_u b_0 \pi} = 0.233$$

Luego:

$$\alpha_0 = 13.1^\circ$$

Mayorando el ángulo:

$$\alpha_{\text{máximo}} = 1.25\alpha_0 = 16.37^\circ$$

Diámetro del borde de salida de los álabes del rodete en posición de máxima apertura:

$$d_0 = 1.05 * d_{1e} \rightarrow d_{1e} = \frac{n_{11}\sqrt{H}}{n} = 0.423m$$

$$d_0 = 0.444m$$

6.3.3 Número de álabes en el distribuidor.

En cuanto a los distribuidores resulta ventajoso aumentar el número de alabes a medida que aumenta el tamaño de la turbina, porque de este modo la cuerda de los perfiles disminuye, dado que ésta viene determinada por la condición de solape mínimo entre los álabes en la posición de cierre, para que sea lo más estanco posible, por tanto, se pueden emplear más álabes si éstos son más cortos.

El número de álabes se calcula usando la siguiente fórmula orientativa:

$$z_d = \frac{\sqrt{d_p * 1000}}{4} + 6 = 11.27$$

Donde:

z_d =número de álabes directrices

d_p =diámetro de las puntas en la posición de máxima apertura

Importante: el número de álabes no puede ser múltiplo del número de álabes del rodete, porque esto podría provocar vibraciones peligrosas en rodete y tubería forzada.

Por tanto, el distribuidor contará con 11 álabes.

6.3.4 Perfil de los álabes

En teoría (flujo ideal) la forma del perfil no es determinante, exceptuando la línea media en la proximidad del borde de salida, ya que ella es la que se encarga de la configuración de flujo adecuada.

En la práctica, en el flujo real la forma del perfil debe reducir las pérdidas del distribuidor, aunque la forma a la salida sigue siendo la más importante.

Para calcular el perfil de los álabes, primero se calcula el paso de los mismos en el diámetro d_g con la función:

$$t_d = \frac{\pi d_g}{z_d} \quad (36)$$

L_1 es la distancia desde el eje hasta la punta del álabe:

$$L_1 = \left(\frac{0.55}{0.65} \right) t_d = \frac{1.2}{1.8} r$$

d_g es el diámetro de pivotamiento de los álabes:

$$L_1 = \frac{1.2}{1.8} 0.209 = 0.14 \quad L_2 = \frac{1.3}{1.5} 0.209 = 0.181$$

$$d_g = \frac{d_0}{1 - \frac{2\pi \sin(\alpha_{m\acute{a}x})}{z_d(1 + \frac{L_1}{r})}} \quad (37)$$

$$d_g = 0.491m$$

$$t_d = \frac{\pi 0.491}{11} = 0.14m$$

Cuerda: $L = L_1 + L_2 = 0.321m$

El espesor máximo de los álabes se estima en un 18% de la cuerda, por tanto:

$$t_{m\acute{a}x} = 0.18L = 0.0578m$$

6.3.5 Momento del tubo hidráulico sobre los álabes:

Es el momento que resultante de la aplicación de las fuerzas de presión que actúan en ambas caras de los álabes directores.

Éste varía en función del grado de apertura. Para cada momento sobre los álabes, se produce una fuerza en el mecanismo de mando de la apertura del distribuidor. A continuación, se van a analizar los casos más desfavorables:

- Caso 1: distribuidor cerrado, rodete en marcha.

La presión del rodete a la salida es:

$$P_{salida} = -\rho g z_2$$

Y a la entrada, aguas abajo del distribuidor, es:

$$P_{salida} = -\rho g \left(z_1 + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \right)$$

Por tanto, la diferencia de presiones es:

$$\Delta p = \rho g \left[H - \left(-z_1 + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \right) \right]$$

La cual, produce una fuerza de presión sobre cada álabe:

$$F_p = t b_0 \Delta p$$

Quedando el momento sobre cada álabe con la expresión:

$$M' = r F_p = r t b_0 \rho g \left[H + z_1 - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \right] \quad (38)$$

- Caso 2: distribuidor cerrado, rodete parado, tubo de aspiración lleno de agua.

Dado que está parado:

$$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = 0$$

Y el momento hidráulico queda:

$$M'' = r t b_0 \rho g [H + a_4] \quad (39)$$

- Caso 3: distribuidor cerrado, rodete parado, tubo de aspiración lleno de aire.

$$M''' = r t b_0 \rho g H \approx 0$$

Conclusión: $M''' < M' < M''$

Por tanto, me limito a calcular el momento máximo, M'' :

$$M'' = r t b_0 \rho g [H + a_4] \quad (40)$$

$$M'' = 578.2 Nm$$

Siendo:

$$r_w = \frac{0.05}{0.14} t_d = 0.05 m$$

6.4 Diseño del tubo de aspiración

El tubo de aspiración tiene una función triple:

1. Conduce ordenadamente la corriente, después de que haya cedido toda su energía al rodete, al canal de salida
2. Aumenta la energía estática de la instalación, denominada también altura de suspensión. Este fenómeno se produce empleando un tubo de aspiración cilíndrico (Figura 6.6) éste produce efecto aspirador estático, que provoca que el rodete trabaje en un salto de presiones más elevado.

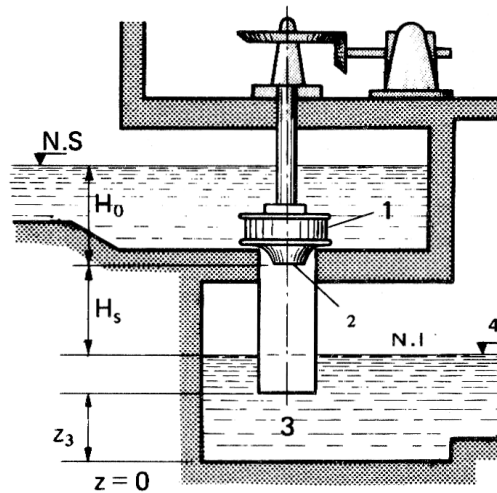


Figura 6.8 Esquema de un tubo de aspiración cilíndrico

- Recupera altura dinámica de la corriente a la salida del rodete. Para este caso el tubo de aspiración debe ser troncocónico o de cualquier otra forma en la que la sección crezca en la dirección del flujo. (Figura 6.7)

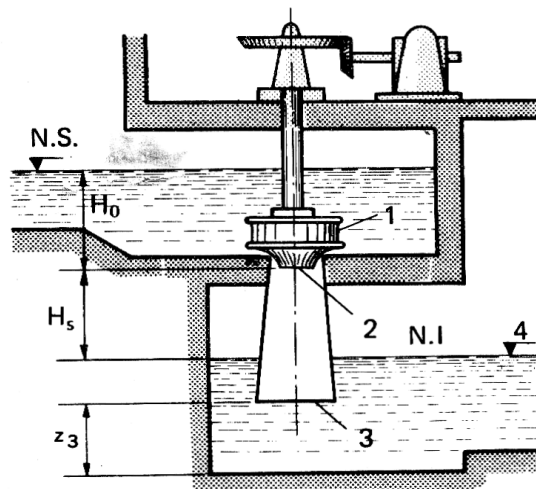


Figura 6.9 Esquema de un tubo de aspiración troncocónico

En las turbinas Francis rápidas se emplean tubos cilíndricos, mientras que en las turbinas Francis lentas predominan los tubos cónicos.

En el caso de nuestra turbina, el desagüe adecuado sería el cilíndrico, pero existe un problema: el espacio que queda disponible en el pie de la central podría ser muy limitado, y el desagüe de una central hidráulica suele requerir de una gran excavación, por ello se recurrirá al tubo de aspiración acodado.

El tubo de aspiración acodado es una solución que reduce al máximo el volumen y por tanto el coste de la excavación. Esto, sin embargo, reduce el rendimiento. Por ello la forma del tubo acodado tiene que estar ampliamente estudiada mediante ensayos con modelos para que las pérdidas no sean excesivas.

El tubo de aspiración acodado se compone por tres partes: la primera es la parte troncocónica, 1 en la Figura 6.8. El ángulo del cono debe de ser de en torno a 14° - 18° hasta 22° - 24° . La segunda parte es el codo, nombrada en la ilustración como (2), y, por último, el difusor (3).

A la hora de diseñarlo, en ocasiones se tiende a acortar demasiado la parte vertical del tubo, para ahorrar costes de excavación, pero ello conlleva también un problema, y es que, si se acorta demasiado, se podría perturbar el flujo del rodete.

Se va a seleccionar un tubo acodado, que sacrifica algo de rendimiento a costa de un gran ahorro económico.

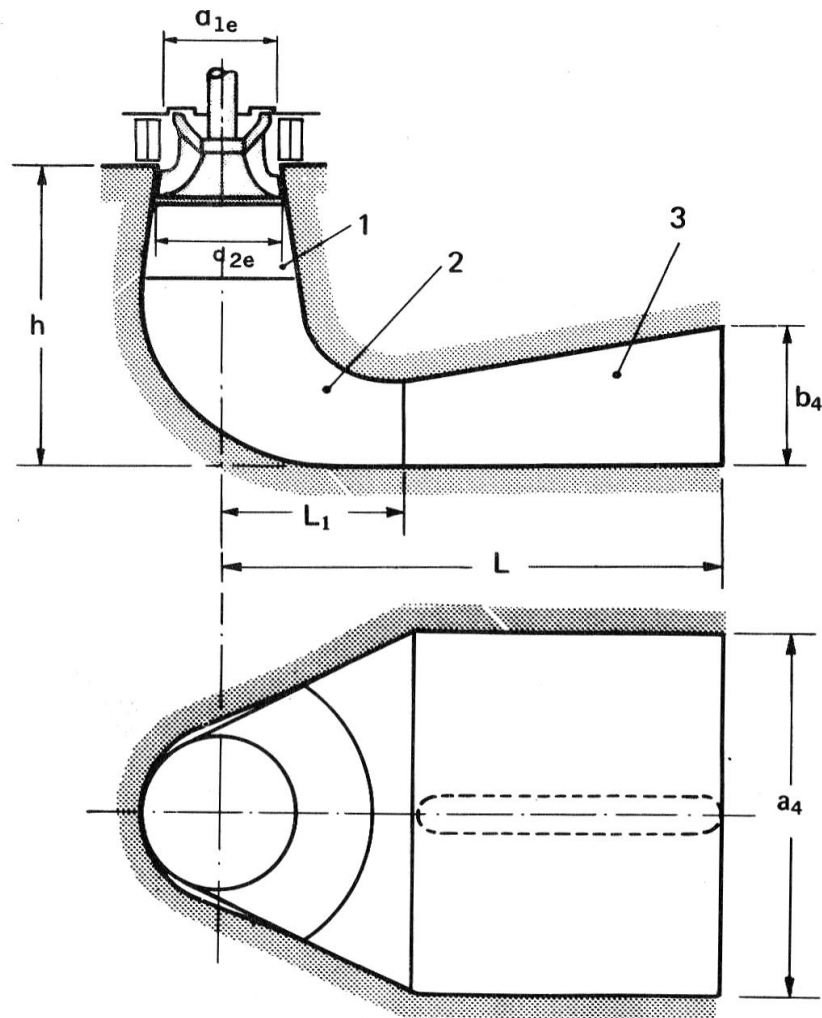


Figura 6.10 Esquema de un tubo de aspiración acodado

Dado que en este caso el rodete es más pequeño, se tomarán las medidas medias y se multiplicarán por el diámetro del caso:

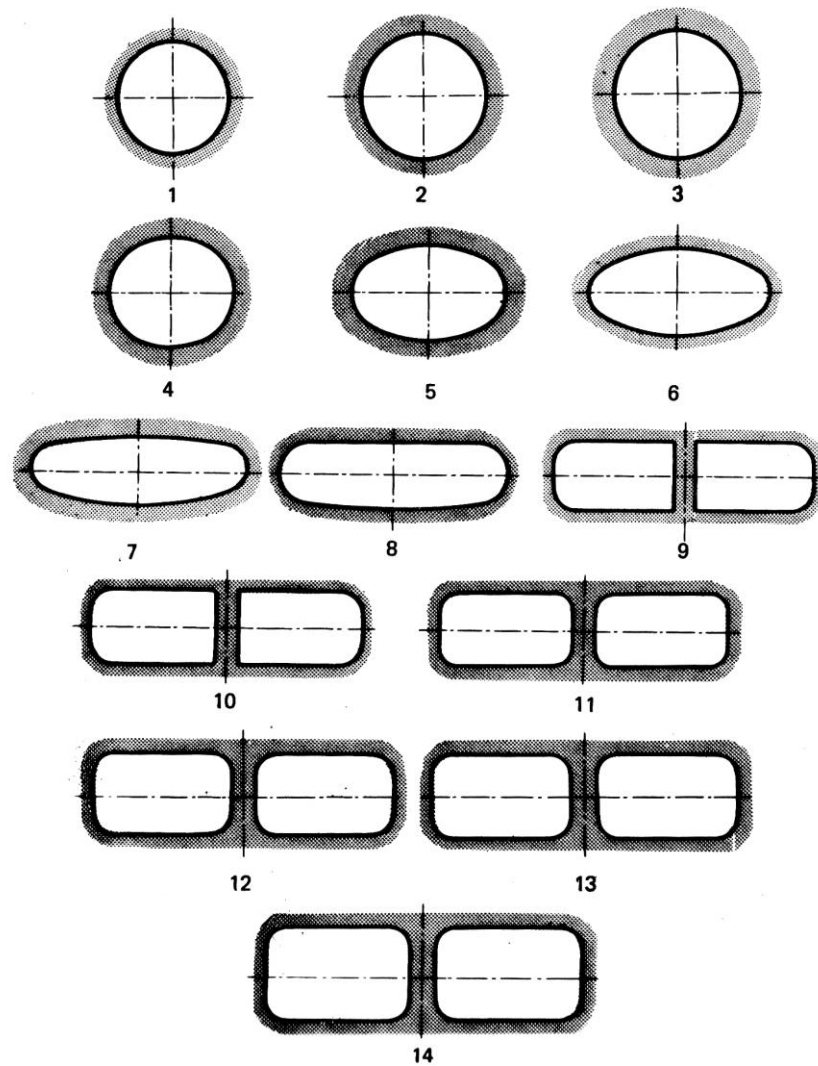


Figura 6.11 Ejemplos de secciones de tubos de aspiración

$$h=2.4m \quad L=4.5m \quad a_4=3m \quad b_4=1.1m \quad d_{2e}=0.401m$$

Por tanto: $h=0.96m$ $L=1.8m$

Altura a la salida: $a_4 = 1.2m$

Altura de la sección de salida: $b_4 = 0.44m$

6.5 Triángulos de velocidad

Los triángulos o diagramas de velocidad se basan en la teoría ideal de la mecánica de fluidos, prediciendo el comportamiento de las máquinas hidráulicas. Estudia el funcionamiento del rodete en su punto de diseño mediante la aplicación de ecuaciones de conservación en volúmenes de control. De este modo se predice el comportamiento global sin la necesidad de conocer el flujo en el interior con detalle.

Para este análisis necesitamos conocer ciertas relaciones entre:

- Las condiciones de funcionamiento: caudal, velocidad de giro, par, altura neta.
- Condiciones del flujo en las secciones de entrada y salida.
- Parámetros geométricos de la sección de paso a través del rotor.

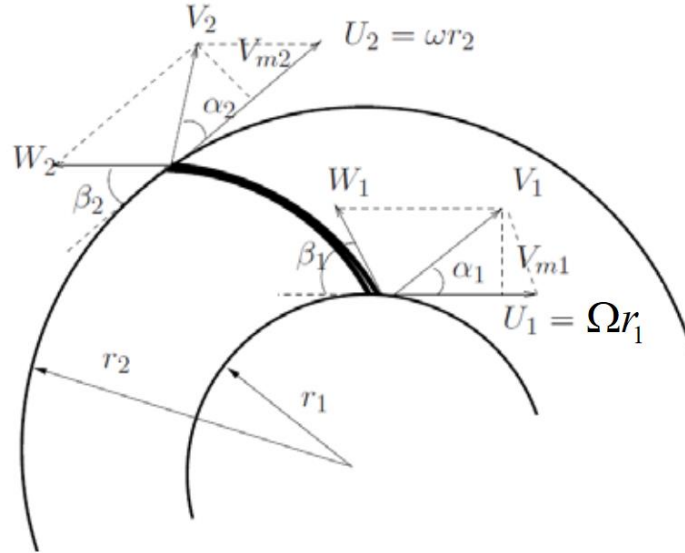


Figura 6.12 Esquema de los triángulos de velocidades en el rodete

6.5.1 Entrada

Velocidad de arrastre:

$$u_1 = n \frac{d_{1e}}{2} = 33.22 \text{ m/s}$$

Componente meridional:

$$v_{m1} = \frac{\eta_v Q}{\pi d_{1e} b_1} = 6.78 \text{ m/s}$$

La salida del distribuidor está muy cerca de la entrada al rodete, por tanto se acepta la simplificación: $\alpha_1 \approx \alpha_0 = 13.1^\circ$, por tanto:

$$v_1 \sin \alpha_1 = v_{m1} \rightarrow v_1 = \frac{v_{m1}}{\sin \alpha_1} = 29.91 \text{ m/s}$$

$$v_{u1} = v_1 \cos \alpha_1 = 29.14 \text{ m/s}$$

$$w_{u1} = u_1 - v_{u1} = 4.08 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{v_{m1}}{w_{u1}} \rightarrow \beta_1 = \arctan \frac{v_{m1}}{w_{u1}} = 58.96^\circ$$

$$w_1 = \sqrt{v_{m1}^2 + w_{u1}^2} = 7.91 \text{ m/s}$$

ENTRADA

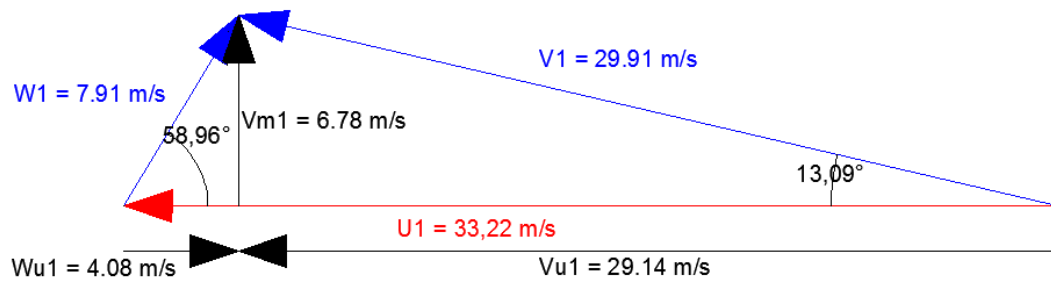


Figura 6.13 Triángulo de velocidades de entrada al rodete

6.5.2 Salida

Velocidad de arrastre:

$$u_2 = 31.5 \text{ m/s}$$

Componente meridional:

$$v_{m2} = 10.4 \text{ m/s}$$

Ecuación de Euler:

$$u_1 * v_{u1} - u_2 * v_{u2} = g H_t$$

$$\eta_h = \frac{H_m}{H_t}; \quad H_t = \frac{H_g + H_{inst}}{\eta_b} = 73.6 \text{ m}$$

$$v_{u2} = \frac{-g H_t + u_1 v_{u1}}{u_2} = 1.62 \text{ m/s}$$

$$w_{u2} = 29.88 \text{ m/s}$$

$$w_2 = 31.64 \text{ m/s}$$

$$v_2 = 10.53 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = 81.14^\circ \quad \beta_2 = 19.19^\circ$$

SALIDA

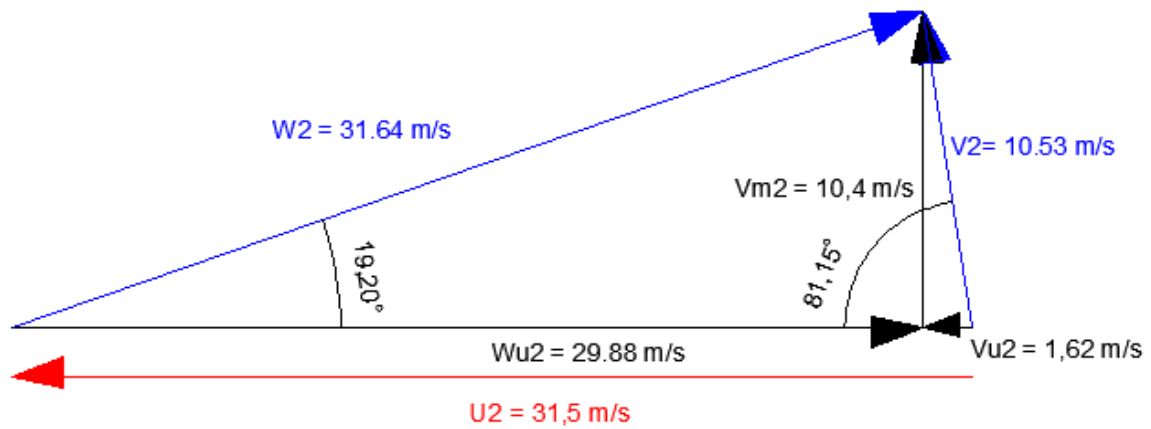


Figura 6.14 Triángulo de velocidades de salida del rodete

6.6 Curvas características de la turbina

El comportamiento tanto de bombas como de turbinas hidráulicas se puede predecir gráficamente mediante sus curvas características realizando un estudio previo de la máquina en laboratorio. Estas curvas son útiles para conocer los rangos de trabajo más eficientes en los que puede trabajar la turbina y conocer de antemano qué comportamiento tendrá fuera de éstos.

Debido a que no se dispone de curvas características de la turbina que se ha diseñado en este estudio, se va a proceder a estudiar las curvas de una turbina similar.

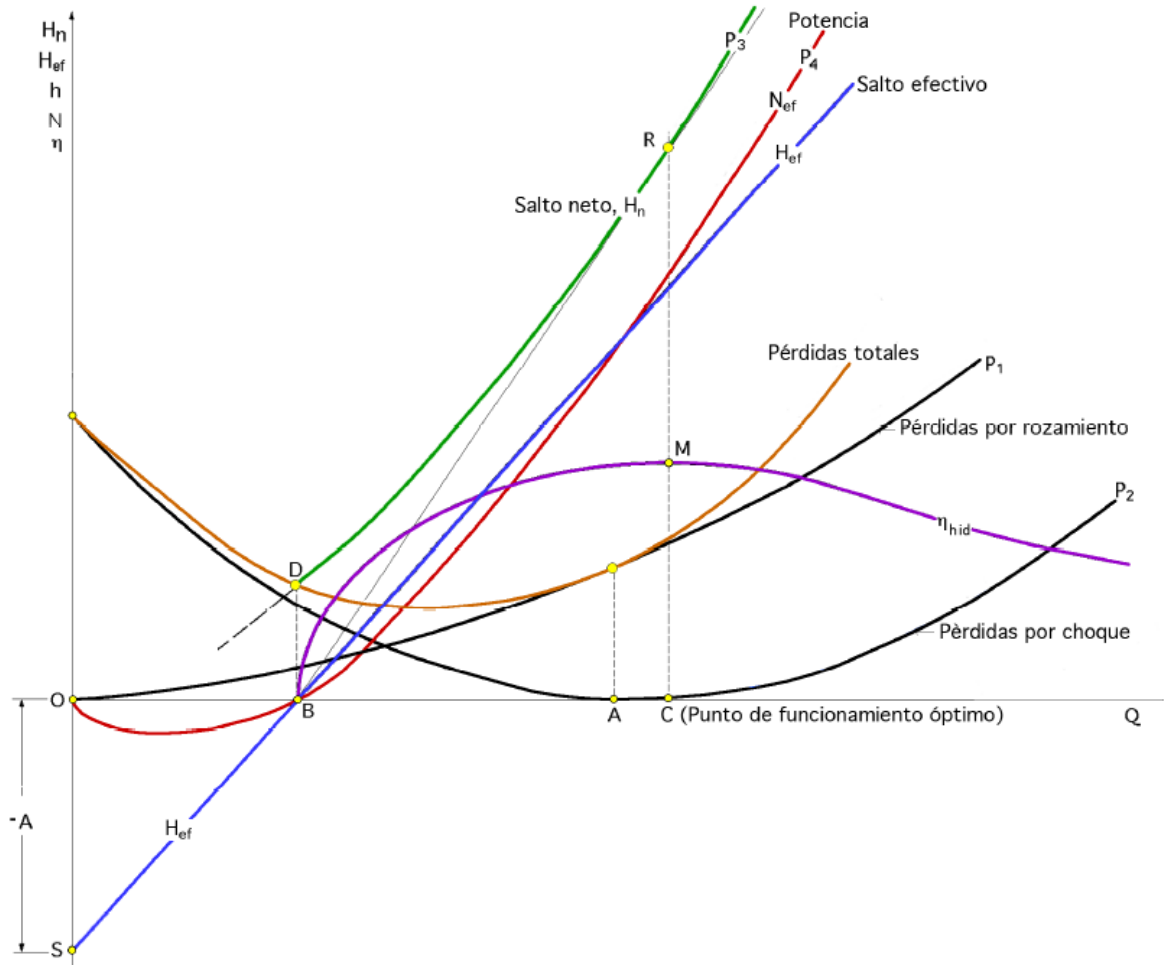


Figura 6.15 Gráfica de las curvas características de una turbina Francis

Ésta es una gráfica de curvas características para velocidad de giro y apertura del distribuidor constantes extraída del texto de Fernández Díez (E.T.S. de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación de la Universidad de Cantabria) [10].

A continuación, se va a demostrar a modo de ejemplo, la obtención de la ecuación para la altura neta, su obtención es sencilla pero laboriosa:

Se parte de la ecuación de Euler: $H_t = \frac{u_1 * v_{u1} - u_2 * v_{u2}}{g}$

Donde:

$$v_{u1(n=cte)} = v_{u1} \cotg(\alpha_1) = \frac{Q}{\Omega_1} \cotg(\alpha_1)$$

$$v_{u2(n=cte)} = u_2 - w_2 \cos(\beta_1) = u_2 - v_{u2} \cotg(\beta_2) = u_2 - \frac{Q}{\Omega_2} \cotg(\beta_2)$$

Sustituyendo y simplificando queda la expresión de la altura neta:

$$H_n = \frac{\pi Q n}{60 g \eta} \left(\frac{D_1}{\Omega_1} \cotg(\alpha_1) + \frac{D_2}{\Omega_2} \cotg(\beta_2) \right) - \frac{\pi^2 D_2^2 n^2}{3600 g \eta}$$

El fin de esta sustitución es dejar la altura neta en función de una sola variable, la velocidad de giro, para así poder representar la altura neta.

La obtención de las funciones para las demás características es similar, y sus representaciones en la gráfica son útiles para encontrar de un vistazo los puntos críticos de éstas.

Del mismo modo, se pueden estudiar las curvas para diferentes posiciones del distribuidor, en este caso se fija una velocidad de giro y se modifica el caudal. El resultado es el siguiente:

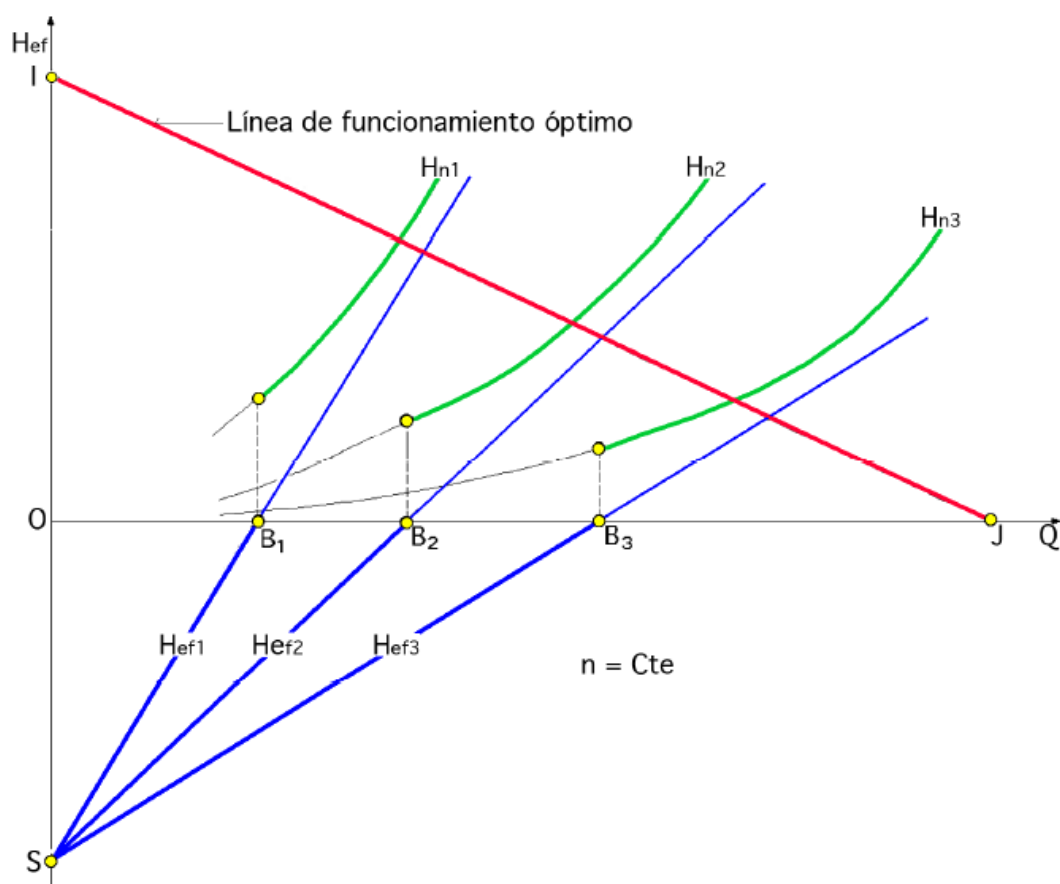


Figura 6.16 Gráfica de las curvas características de una turbina Francis para $n=cte$ y distintas posiciones (α_1) del distribuidor

Por último, las gráficas más importantes a la hora de estudiar el funcionamiento de una turbina son las siguientes, las colinas de rendimientos. Son gráficas básicas en cualquier catálogo de máquinas hidráulicas y permiten seleccionar la bomba o turbina rápidamente en función de dos de los parámetros más importantes en cualquier instalación, la velocidad de giro y el caudal de fluido que se necesita mover.

En la Figura 6.12 se puede observar una gráfica de colina del rendimiento de una turbina Francis rápida:

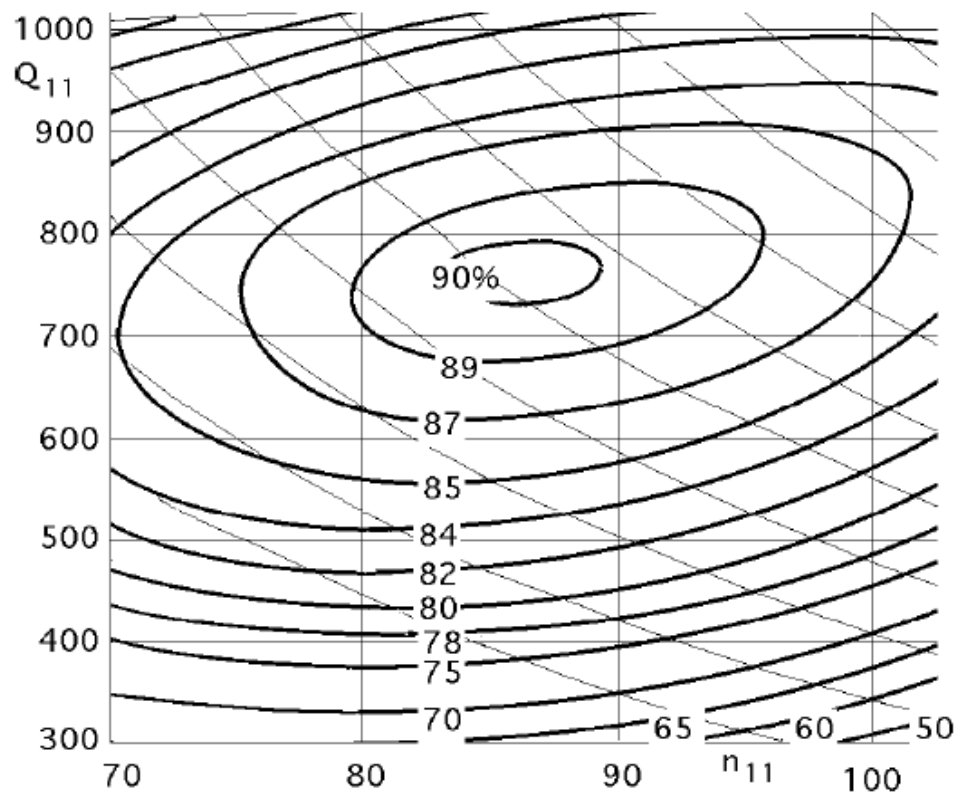


Figura 6.17 Gráfica de colinas de rendimiento de una turbina Francis rápida

7 CONCLUSIONES DEL ESTUDIO

Dado el enfoque del estudio, no se ha realizado un análisis económico del diseño e instalación de la turbina, por tanto, no se puede afirmar que haya una viabilidad económica.

Sin embargo, se ha demostrado que es posible instalar una turbomáquina en el pie de la presa, los motivos se van a exponer a continuación:

- Se dispone del espacio suficiente a pie de presa, donde instalar una caseta que albergará la turbina.

- La mayoría de las conducciones forzadas se encuentran instaladas en la presa, así como la valvulería y una galería a través de la cual realizar modificaciones y mantenimientos.

- El recurso hídrico disponible se ha demostrado que es suficiente para alimentar tanto los cultivos de regadío y las poblaciones circundantes, como la turbomáquina.

- Gracias al diseño de la turbina se ha conseguido garantizar un tiempo de turbinado suficientemente largo, sin limitar la demanda de agua del embalse, pudiendo además aportar energía limpia durante todas las horas de alta demanda del día.

- La situación del embalse es, por otra parte, excelente, debido a que está rodeado de municipios y un núcleo urbano grande, lo que disminuirá el coste del tendido de alta tensión y las pérdidas en el transporte de la corriente.

8 ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Presa de Rules	pág.7
Figura 2.1 Turbina Kaplan	pág.10
Figura 2.2 Turbina Francis.....	pág.10
Figura 2.3 Esquema de una central de agua fluyente	pág.11
Figura 2.4 Central hidroeléctrica Sayano–Shúshenskaya	pág.12
Figura 2.5 Esquema de una central hidráulica de bombeo	pág.12
Figura 2.6 Esquema de una central hidráulica mareomotriz	pág.13
Figura 2.7 Esquema de centrales hidráulicas en función del salto	pág.14
Figura 2.8 Esquema básico de una central hidráulica	pág.15
Figura 2.9 Tubería de acero predeformada	pág.16
Figura 2.10 Tubería de hormigón precomprimido en galería	pág.17
Figura 2.11 Planta de una central hidráulica	pág.18
Figura 2.12 Gráfica del potencial hidroeléctrico (TWh/año) por continentes ...	pág.19
Figura 3.1 Mapa de situación del embalse	pág.21
Figura 3.2 Mapa de situación del embalse	pág.22
Figura 3.3 Mapa orográfico del embalse	pág.23
Figura 3.4 Planta general del embalse	pág.23
Figura 3.5 Planta de la presa	pág.24
Figura 4.1 Corte transversal de la presa	pág.32
Figura 4.2 Diagrama de Moody	pág.34
Figura 4.3 Esquema de estrechamiento brusco	pág.35
Figura 4.4 Coeficientes de pérdida en función del tipo de reja	pág.36
Figura 5.1 Tabla de selección de turbinas en función de caudal y altura	pág.40
Figura 5.2 Tabla de selección de velocidad específica frente altura	pág.42
Figura 5.3 Tabla de selección de turbinas en función de potencia y altura	pág.43
Figura 5.4 Esquema de sección de una turbina Francis	pág.45
Figura 5.5 Esquema acotado del rodete	pág.48
Figura 5.6 Radios característicos de las aristas de entrada y salida del álabe .	pág.49
Figura 5.7 Curvas límite del volumen por los álabes	pág.51
Figura 5.8 Dimensiones del álabe	pág.54
Figura 5.9 Ejemplo de la variación de la línea de corriente	pág.56
Figura 5.10 Inscripción de la red de corriente en el interior del perfil hidráulico	pág.58
Figura 5.11 Curvas interior y exterior del álabe	pág.59
Figura 5.12 Aristas de entrada y salida de los álabes	pág.60

Figura 5.13 Tabla de selección del número de álabes del rodete	pág.61
Figura 6.1 Corte axial de una cámara espiral	pág.63
Figura 6.2 Secciones diversas de la cámara espiral	pág.63
Figura 6.3 Esquema de las dimensiones de diseño de la voluta	pág.64
Figura 6.4 Voluta acotada	pág.65
Figura 6.5 Esquema de un distribuidor Fink	pág.67
Figura 6.6 Esquema de un distribuidor Fink	pág.68
Figura 6.7 Esquema de los álabes de un distribuidor Fink.....	pág.69
Figura 6.8 Esquema de un tubo de aspiración cilíndrico	pág.73
Figura 6.9 Esquema de un tubo de aspiración troncocónico	pág.73
Figura 6.10 Esquema de un tubo de aspiración acodado	pág.75
Figura 6.11 Ejemplos de secciones de tubos de aspiración	pág.76
Figura 6.12 Esquema de los triángulos de velocidades en el rodete	pág.77
Figura 6.13 Triángulo de velocidades de entrada al rodete	pág.79
Figura 6.14 Triángulo de velocidades de salida del rodete	pág.80
Figura 6.15 Gráfica de las curvas características de una turbina Francis	pág.81
Figura 6.16 Curvas características de una turbina a distintas α_1	pág.82
Figura 6.17 Gráfica de colinas de rendimiento de una turbina Francis rápida .	pág.83

9 ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.4 Caudal ecológico requerido por mes	pág.30
Tabla 3.1 Coordenadas de la situación del embalse	pág.24
Tabla 3.1 Coordenadas de la situación del embalse	pág.24
Tabla 3.2 Volumen medio de agua por año	pág.28
Tabla 3.3 Volumen medio de agua por año	pág.29
Tabla 5.1 Tabla de número de pares de polos para velocidad de giro	pág.43
Tabla 5.2 Tabla de selección del tipo de turbina en función de vel. específica .	pág.44
Tabla 5.3 Tabla de dimensiones de partida del rodete en función de $d_{1\ ext}$...	pág.48
Tabla 5.4 Tabla de dimensiones del rodete	pág.48
Tabla 5.5 Tabla de parámetros del rodete	pág.54
Tabla 5.6 Tabla de los diámetros de las aristas del rodete	pág.61
Tabla 6.1 Valores de diseño de la voluta	pág.66

10 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] GONZÁLEZ GÓMEZ, Francisco Javier; TORRES RAMOS, Araceli. *Estudio de potencial y viabilidad para la recuperación de centrales minihidráulicas en Andalucía* [en línea]. [Sevilla, España], [ref. de 22 de diciembre de 2016] Disponible en web: https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/minihidraulica/minihidraulica/static/pdf/INFO_RME_AUTONOMICO.pdf

[2] MATAIX, Claudio. *Turbomáquinas hidráulicas*. Madrid: ICAI, D.L., 1975. ISBN: 84-600-6662-2

[3] ZOPPETTI JÚDEZ, Gaudencio. *Centrales Hidroeléctricas*. Barcelona: Edit. Gustavo Gil, 1974 (3ª Edición). ISBN: 84-252-0154-3.

[4] CASTRO, Adriana. *Manuales de energías renovables 6, Minicentrales Hidráulicas* [En línea]. Manual minicentrales hidroeléctricas. Madrid: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, octubre de 2006, [ref. de 14 de octubre de 2016]. Disponible en web: http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10374_Minicentrales_hidroelectricas_06_a8275b5d.pdf

[5] *Presa de Rules en el río Guadalfeo (Granada)* [en línea]. Ferrovial. [ref. de 10 de octubre de 2016]. Disponible en web: http://www.seprem.es/st_pe_f/JDFerrovial/PRESA_DE_RULES.pdf

[6] *Anejo V. Caudales ecológicos* [en línea]. Junta de Andalucía [ref. de 15 de octubre de 2016]. Disponible en web: https://www.juntadeandalucia.es/medioambiente/portal_web/agencia_andaluza_del_agua/nueva_organizacion_gestion_integral_agua/planificacion/planes_aprobados_consejo_gobierno/dh_mediterraneo_aprobado/Anejos_memoria/Anejo_V/Anejo_V.pdf

[7] VIEDMA ROBLES, Antonio; ZAMORA PARRA, Blas. *Teoría y problemas de máquinas hidráulicas*. Murcia: Horacio Escarbajal, 2008 (3ª Edición). ISBN: 9788493296520

[8] MERINO AZCÁRRAGA, José María. *Manual de eficiencia energética en instalaciones de bombeo*. Bilbao: Ente Vasco de la Energía, 2001. ISBN: 978-84-8129-056-1

[9] GARCÍA GUTIÉRREZ, Héctor; NAVA MASTACHE, Arturo. *Selección y dimensionamiento de turbinas hidráulicas para centrales hidroeléctricas* [en línea]. Méjico: Universidad Nacional Autónoma de México, abril de 2014, [ref. de 3 de noviembre de 2016]. Disponible en web: http://www.ingenieria.unam.mx/~deptohidraulica/publicaciones/pdf_publicaciones/SELEC_yDIMENSIONAMIENTODETURBINAS.pdf

[10] FERNÁNDEZ DÍEZ, Pedro. *Turbinas Hidráulicas* [en línea]. [ref. de 3 de marzo de 2017] Disponible en web: <http://es.pfernandezdiez.es/?pageID=19>