



industriales
etsii

**Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial**

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

**Aprovechamiento hidroeléctrico del
embalse del Río Joca, y estudio del
impacto económico-ambiental sobre el
sistema eléctrico de la República
Dominicana**

**TRABAJO FIN DE MÁSTER
EN ENERGÍAS RENOVABLES**

Autor: Víctor Francisco Sena Cuevas

Director: Blas Zamora Parra



**Universidad
Politécnica
de Cartagena**

Cartagena, 14 de Septiembre, 2017

Dedicatoria

A mi familia y amigos, por un oportuno *“apuesto a ti”*.

Agradecimiento

A mi tutor, Blas Zamora Parra, por su disposición de colaborarme en todas mis dudas con mucha paciencia, siempre con humildad y deseos de servir.

A Stephen Bolster, por su disposición a responder preguntas y proveer un Excel con informaciones del estudio de factibilidad de una presa en el Río Joca, realizado por el grupo del cual él fue parte.

A mi familia, por permitirme robarle un año del tiempo que debo dedicarle.

Abreviaturas y símbolos

Abreviaturas:

Representación	Descripción
€/MMBTU	Costo de millones de BTU de Gas Natural en Euros
BTU	British Thermal Unit
C.H.	Central Hidroeléctrica
c€/kWh	Precio de energía en centavos de euro
CDEEE	Corporación Dominicana de Empresas Eléctricas Estatales
CF	Flujo de caja
cUSD/kWh	Precio de energía en centavos de dólares estadounidense
EGEHID	Empresa de Generación Hidroeléctrica Dominicana
GN	Gas Natural
GWh/año	Gigavatios hora/año Producción anual de una central hidroeléctrica
IDAE	Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía
INDRHI	Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos
kW	Kilovatios, 1 kW=10 ³ Vatios
MMBTU	Millones de BTU
MW	Megavatios, 1 MW=10 ⁶ Vatios
Nm ³	Metros cúbicos normales
NPSH _D	Net Positive Suction Head (Altura neta de succión positiva) disponible
Pa	Presión ambiente
PCI	Poder calorífico inferior
P _v	Presión de vaporización
RPM	Revoluciones por minuto
TIR	Tasa interna de retorno
TWh	Producción en Teravatios horas
U/M	Unidad de medida
USA	Estados Unidos de América
USD/MMBTU	Costo de millones de BTU de Gas Natural en Dólares estadounidenses
VAN	Valor actual neto
W	Vatios = 1 julio/segundo
η_e	Rendimiento eléctrico
η_h	Rendimiento hidráulico
η_o	Rendimiento orgánico
η_{sist_conv}	Rendimiento de un sistema convencional
η_t	Rendimiento total de la turbina
η_v	Rendimiento volumétrico

Fórmulas químicas:

Representación	Descripción
CH ₄	Metano
CO ₂	Dióxido de carbono
NO _x	Óxido de nitrógeno
SO ₂	Dióxido de azufre

Símbolos Latinos:

Representación	Descripción
<i>a</i>	Velocidad de propagación de las ondas del sonido en el agua
<i>b₀</i>	Altura de álabes del rodete
<i>C</i>	Celeridad de la propagación de la sobrepresión
<i>D</i>	Diámetro de la tubería
<i>d</i>	Diámetro característico del rodete.
<i>d₁'</i>	Diámetro exterior a la salida
<i>d_{3i}</i>	Diámetro interior salida
<i>E</i>	Módulo de elasticidad
<i>e</i>	Espesor
<i>f</i>	Factor de utilización de la turbina
<i>g</i>	Constante de la gravedad
<i>H</i>	Altura o salto
<i>H_b</i>	Altura bruta o salto bruta
<i>H_{Lfricción}</i>	Pérdidas de carga por fricción
<i>H_n</i>	Altura neta o salto neto
<i>H_t</i>	Altura teórica o altura de Euler
<i>H_z</i>	Unidad de medida de la frecuencia (Hertz)
<i>K</i>	Coeficiente de resistencia de los elementos de la tubería
<i>k</i>	Rugosidad comercial
<i>L</i>	Longitud
<i>n</i>	Velocidad de giro en RPM
<i>n₀</i>	Velocidad específica definida por Bovet
<i>n₁₁</i>	Velocidad de giro reducida
<i>n_p</i>	Número de pares de polo
<i>P</i>	Producción de la central
<i>Q</i>	Caudal o flujo volumétrico
<i>Q₁₁</i>	Caudal reducido
<i>Re</i>	Número de Reynolds
<i>T₀</i>	Tiempo de cierre de la válvula

$t_{año}$	Número de horas correspondiente a un año
T_{iv}	Tiempo de ida y vuelta de las ondas de presión
u	Velocidad de arrastre a la que se somete el fluido. Velocidad del rodete en ese punto
u_1	Velocidad de arrastre a la que se somete el fluido a la entrada del rodete
u_{2e}	Velocidad de arrastre en el diámetro exterior a la salida
u_{2i}	Velocidad de arrastre en el diámetro interior a la salida
V	Velocidad del fluido en la tubería forzada
v_1	Velocidad absoluta del fluido en el punto del rodete
V_{GN}	Volumen de gas natural
v_{m1}	Componente meridional de la velocidad absoluta
v_u	Componente periférica de la velocidad absoluta
v_{u1}	Componente periférica de la velocidad absoluta a la entrada del rodete
W	Unidad de potencia (1 W= 1 julio/segundo)
W_1	Velocidad relativa del fluido a la entrada del rodete
W_{2e}	Velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro exterior
W_{2i}	Velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro interior
W_b	Potencia bruta
W_e	Potencia neta extraída

Símbolos Griegos:

Representación	Descripción
ε	Rugosidad relativa
\dot{U}	Caudal de Gas Natural
ΔH_{inst}	Pérdidas de carga en la tubería
ΔZ_{des}	Longitud del tubo de descarga salida de la turbina
ρ	Densidad
μ	Viscosidad dinámica
α_1	Ángulo de inclinación de álabes del distribuidor
β_1	Ángulo de inclinación de los álabes del rodete con respecto al distribuidor
β_{2e}	Ángulo de álabes del rodete en el diámetro exterior a la salida
β_{2i}	Ángulo de álabes del rodete en el diámetro interior a la salida
$\sigma_{t,i}$	Parámetro de Thoma para cavitación incipiente
φ_{2e}	Coefficiente de caudal
Ω	Velocidad de sincronismo
Ω_s	Velocidad específica
λ	Coefficiente de fricción

Índice de Contenido

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS DEL PROYECTO	12
1.1. Introducción	13
1.2. Justificación	14
1.3. Objetivos.....	15
1.3.1. Objetivo general	15
1.3.2. Objetivos específicos	15
1.4. Alcance y limitaciones del proyecto	16
1.4.1. Limitaciones.....	16
1.4.2. Alcance.....	16
CAPÍTULO 2: ANTECEDENTES.....	17
2.1. La energía hidráulica	18
2.1.1. El ciclo hidrológico.....	18
2.1.2. Un poco de historia.....	19
2.1.3. Situación actual de la energía hidroeléctrica en el mundo	19
2.1.4. Tipos de centrales hidroeléctricas	20
2.1.5. Partes de una central minihidráulica a pie de presa	23
2.2. El sector eléctrico en República dominicana.....	25
2.2.1. Principales empresas de generación y distribución de electricidad	25
2.2.2. Situación actual del sistema eléctrico dominicano.....	27
2.3. La energía hidroeléctrica en República Dominicana.....	28
2.3.1. Cinco ríos más importantes de la República Dominicana	28
2.3.2. Proyecto de construcción de una presa en el Río Joca	29
2.3.3. Principales centrales en operación	32
CAPÍTULO 3: ESTADO DEL ARTE.....	33
3.1. Concepto de estado del arte	34
3.2. Limitaciones del presente estado del arte.....	34
3.3. Estudio de factibilidad para una presa en el Río Joca. Análisis de una presa propuesta que se construiría en el Río Joca de la República Dominicana.....	34
3.3.1. Volumen del embalse.....	35
3.3.2. Curva de duración de caudales	35
3.3.3. Curva de masa o de caudales acumulados	36
3.3.4. Generación de energía	36
3.3.5. Análisis económico.....	37
3.3.6. Recomendaciones	38
3.3.7. Informe de Excel anexo.....	39

CAPÍTULO 4: ESCENARIOS DE PRODUCCIÓN HIDROELÉCTRICA.....	40
4.1. Enfoque general.....	41
4.2. Potencia hidráulica aprovechable.....	41
4.2.1. Potencia bruta.....	41
4.2.2. Potencia neta extraída.....	42
4.2.3. Rendimiento de la central.....	42
4.3. Producción hidroeléctrica.....	43
4.4. Opciones de aprovechamiento.....	43
4.4.1. Una sola turbina con caudal de diseño de 6.6 m ³ /s.....	44
4.4.2. Dos turbinas con caudal de diseño de 3.3 m ³ /s.....	48
4.4.3. Alternativa elegida.....	52
CAPÍTULO 5: ANÁLISIS DE CONDUCCIONES.....	53
5.1. Dimensionamiento de la tubería forzada y sus elementos.....	54
5.1.1. Condiciones iniciales.....	54
5.1.2. Dispositivo de apertura, cierre y regulación del paso de agua.....	54
5.1.3. Diámetro óptimo de la tubería.....	55
5.1.4. Elementos que producen pérdidas de carga.....	56
5.1.5. Pérdidas de carga totales en la instalación (ΔH_{inst}).....	58
5.1.6. Altura neta (H_n).....	62
5.1.7. Espesor de la tubería.....	62
5.1.8. Golpe de ariete.....	62
5.1.9. Recalculando el espesor de la tubería.....	66
5.1.10. Seguridad frente a un posible golpe de ariete.....	67
CAPÍTULO 6: SELECCIÓN Y PREDISEÑO DE LA TURBINA.....	68
6.1. La turbina hidráulica.....	69
6.1.1. Partes principales de una turbina hidráulica.....	69
6.1.2. Clasificaciones de las turbinas hidráulicas.....	69
6.1.3. Principales turbinas hidráulicas más utilizadas.....	71
6.2. Determinando la turbina adecuada.....	73
6.2.1. Velocidad de sincronismo (Ω).....	74
6.2.2. Velocidad específica (Ωs).....	75
6.2.3. Seleccionando la turbina.....	75
6.3. Dimensionamiento inicial del rodete.....	76
6.3.1. Diámetro característico del rodete.....	76
6.3.2. Número de álabes del rodete.....	77
6.4. Diseño del perfil hidráulico del rodete.....	78
6.4.1. Velocidad específica y perfiles hidráulicos de Bovet.....	78

6.4.2. Ancho del rodete.....	83
6.5. Ángulos de álabes del distribuidor y rodete.....	84
6.5.1. H_n nominal, y caudal nominal	85
6.5.2. H_n nominal, caudal máximo y mínimo	88
6.5.3. H_n nominal, triángulos de velocidades.....	90
6.5.4. H_n mínima, caudal nominal, intermedio y mínimo	91
6.6. Condiciones de cavitación	92
CAPÍTULO 7: CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA FRANCIS	95
7.1. Procedimiento	96
7.2. Triángulo de velocidades a la entrada y salida	96
7.3. Curvas características a velocidad de giro y ángulo del distribuidor constante.....	98
7.3.1. Curva de altura útil (H_u).....	98
7.3.2. Curva de altura neta (H_n).....	100
7.3.3. Curva de potencia útil (W_{util})	102
7.3.4. Curva de rendimiento hidráulico (η_h).....	103
7.3.5. Curva de potencia útil (W_{util}) y rendimiento de la turbina (η_t)	104
7.4. Curvas características a velocidad de giro constante, y ángulo de álabes del distribuidor variable	105
7.4.1. Curva de altura útil (H_u).....	106
7.4.2. Curva de altura neta (H_n).....	108
7.4.3. Curva de potencia útil (W_{util})	108
CAPÍTULO 8: APORTES AL SISTEMA ELÉCTRICO DOMINICANO, ANÁLISIS ECONÓMICO-AMBIENTAL	109
8.1. Producción final en condiciones nominales	110
8.1.1. Potencia neta a instalar.....	110
8.1.2. Producción de la central.....	110
8.2. Análisis ambiental.....	111
8.2.1. Ventajas y desventajas de la energía hidráulica	111
8.2.2. Emisiones a evitar	112
8.3. Análisis económico	115
8.3.1. Ventajas económicas de la energía hidráulica	115
8.3.2. Costos de producción con gas natural	115
8.3.3. Parámetros de inversión	116
8.3.4. Cálculos de rentabilidad.....	119
8.3.5. El Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR)	120
Conclusiones	122
Fuentes bibliográficas	124

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.1. Introducción

Las energías renovables se han convertido en una necesidad para aportar a la autonomía del sistema eléctrico de los países, reduciendo la dependencia de combustibles fósiles y así cuidar el medio ambiente generando energía limpia utilizando los recursos naturales de manera sostenible.

En la República Dominicana, para el 2016, solo el 9.4% de la energía provenía de fuentes renovables, lo que nos motiva a unir esfuerzos para fomentar el uso de energía verde y aportar al crecimiento del país.

El Gobierno Dominicano a través del Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos (INDRHI), trabaja en un programa de ejecución en los sistemas de riego y para abastecimiento múltiple de comunidades vulnerables a los efectos de sequía extrema, dentro de dichos planes está la construcción de la presa del Río Joca, que atraviesa la parte occidental del sur del país cerca de la frontera con Haití.

En el 2013, el INDRHI y la Universidad de Brigham Young (BYU) en USA, procedieron a realizar un estudio de factibilidad en caso de la construcción de la presa del Río Joca, realizado por estudiantes de Ingeniería Civil, donde se menciona brevemente la posible capacidad de producción hidroeléctrica, área en la que nos vemos motivados a profundizar, tomando los resultados pertinentes en de las investigaciones realizadas, se analizarán las características de la conducción, diferentes opciones de turbinación, grupos de turbinas, diseño de la posible turbina a instalar, y se pretende incluir un breve análisis del aporte económico y medioambiental que se haría al sistema eléctrico de la República Dominicana.

1.2. Justificación

La energía hidráulica es una de las energías renovables que más contribuye al ambiente y la utilidad de la presa se incrementa porque además del abastecimiento de agua e irrigación, se utiliza el salto para producción de energía eléctrica.

Se espera que el país continúe su desarrollo e incremente el aporte de las energías renovables para satisfacer la demanda y, de la misma manera, ir reduciendo la dependencia de combustibles fósiles.

En el estudio de factibilidad de una presa en el Río Joca, de Abril 2013, se menciona brevemente la capacidad de producción hidroeléctrica en el caso de construirse la presa y se estima en 1.05 GWh/año con un factor de utilización de 30% y 3.5 GWh/año para un factor de 100%.

Desde 2013 la presa está en construcción y se estima que para finales de 2017 estará concluida, lo que nos motivó a hacer un estudio de la capacidad de producción, a hacer una comparación con el estudio previo, y realizar un prediseño de la/las turbina (as) a instalar.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

- ✚ Analizar el aprovechamiento hidroeléctrico del embalse a construir en el Río Joca, estimar la producción real en las condiciones conocidas y hacer un prediseño de la turbina a instalar.

1.3.2. Objetivos específicos

- ✚ Conocer los principales datos de partida conseguidos en las investigaciones anteriores.
- ✚ Evaluar los diferentes escenarios de producción hidroeléctrica.
- ✚ Estudiar el dimensionamiento de la tubería forzada.
- ✚ Realizar una correcta selección y pre-diseño de la turbina.
- ✚ Analizar aportes al sistema eléctrico dominicano, aspectos económicos y ambientales.

1.4. Alcance y limitaciones del proyecto

1.4.1. Limitaciones

- ✚ En el presente proyecto se dispone de datos finales del estudio hecho para la construcción de la presa en cuestión. Se tiene un caudal fijo y en base a este se evaluará entre instalar una o dos turbinas.

No se cuenta con datos hidrológico ni rangos de caudales con los que contaron las personas que realizaron el estudio antes mencionado, por lo que es necesario destacar que no se hace propiamente un estudio de aportaciones hidrológicas. Se parte de un caudal predeterminado.

1.4.2. Alcance

- ✚ Resultados finales del estudio anterior, como altura bruta, volumen del embalse y caudal a manejar, curvas de duración de caudales y caudales acumulados.
- ✚ Estudio de las conducciones, tubería forzada, diámetro, espesor, golpe de ariete, pérdidas de carga y altura neta.
- ✚ Elección del número de turbinas para el caudal disponible.
- ✚ Selección y prediseño de la (s) turbina (s) a instalar, tipo de turbina, diseño del rodete, perfil hidráulico, condiciones de cavitación, y curvas características de la turbina.
- ✚ Aportes ambientales en emisiones de CO₂ a evitar, y análisis de rentabilidad.

CAPÍTULO 2: ANTECEDENTES

2.1. La energía hidráulica

Es el aprovechamiento de la energía cinética y potencial de un curso de agua. Los principales factores son; *altura* y el *caudal* que se trasiega. Esta energía contenida en el fluido se utiliza para mover una turbina y generar energía mecánica, a esta turbina se conecta un generador eléctrico y se transforma la energía mecánica en energía eléctrica.

2.1.1. El ciclo hidrológico

Todo se inicia con el ciclo hidrológico, este por su parte se produce gracias al Sol que es la principal fuente de energía renovable. Los rayos del Sol calientan los océanos, ríos y lagos, de esta manera provocan evaporación del agua; esta evaporación sube a la atmósfera para condensarse en las nubes y luego precipitar en forma de lluvia o nieve, según las condiciones de clima de una ubicación en cuestión. Al producirse la lluvia cae parte en el mar y el resto cae en la tierra, siendo esta la que se aprovecha para producción hidroeléctrica. Gracias a la pendiente con respecto al nivel del mar y las condiciones del terreno, las aguas terminan trasladándose hasta el mar. Estas vuelven a ser evaporadas, para de esta manera, iniciar nuevamente el ciclo hidrológico, tal como se muestra en la figura 2-1.

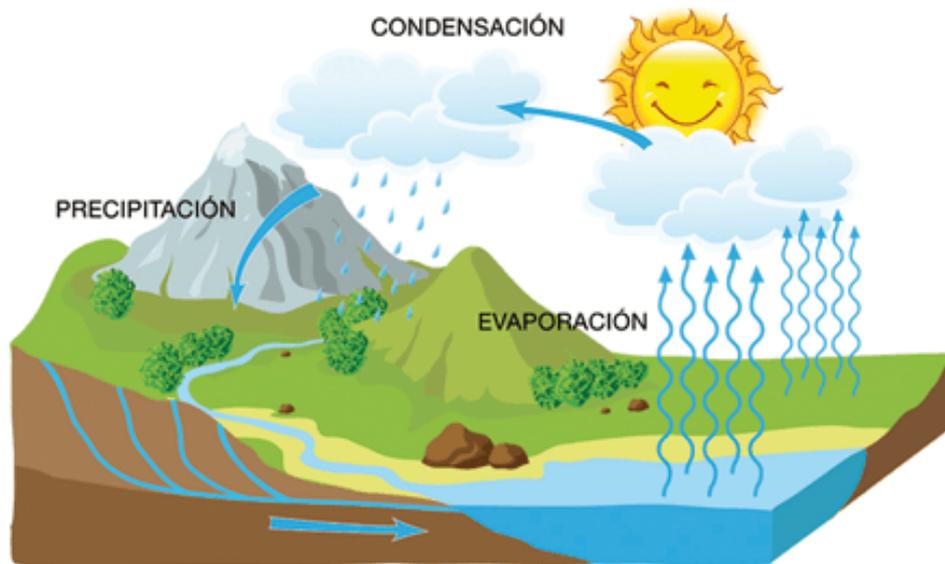


Figura 2-1: Ciclo hidrológico. Fuente: galería de imágenes de google.

El ciclo hidrológico a su vez justifica que la energía hidráulica sea renovable, debido a que utiliza el recurso del agua y su interacción con el Sol, que por muchos años se espera que sean inagotables en el planeta.

2.1.2. Un poco de historia

La utilización de la energía hidráulica data de la época de los griegos, quienes empleaban la rueda hidráulica para bombear agua. Tanto la rueda hidráulica vertical como la horizontal se usaron en la Edad Media y el Renacimiento en la agricultura, minas, industria textil, industria forestal y en el transporte. Al inicio del siglo XIX se instaló la primera turbina hidráulica. Se suele considerar que la primera central hidroeléctrica fue construida en Northumberland (Reino Unido), en 1880. Un año después comenzó a utilizarse la energía procedente de las cataratas del Niágara para alimentar el alumbrado público, y a finales de la década ya existían más de 200 centrales tan solo en Estados Unidos y Canadá.

2.1.3. Situación actual de la energía hidroeléctrica en el mundo

La producción anual media de energía hidroeléctrica a nivel mundial es alrededor de 2 700 TWh, lo que representa aproximadamente el 18% del total de la energía eléctrica producida. Ver figura 2-2.

A menor escala, la generación de electricidad con mini centrales hidroeléctricas ofrece posibilidades de crecimiento, debido a la diversidad de caudales que aún son susceptibles de ser aprovechados con las nuevas tecnologías. En Europa se considera mini central a una capacidad instalada inferior a 10 MW, pero no es un estándar, en otros países pueden considerar un límite de 30 MW.

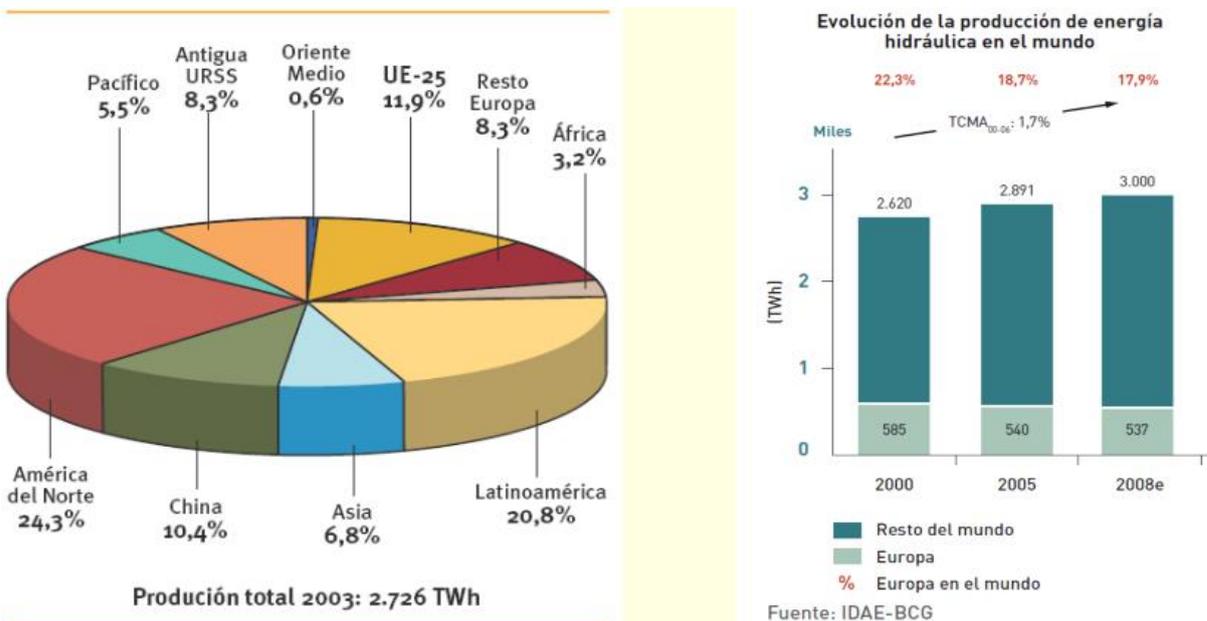


Figura 2-2: Producción hidroeléctrica en el mundo. Fuente: IDAE-BCG.

2.1.4. Tipos de centrales hidroeléctricas

Según el emplazamiento de la central hidroeléctrica se realiza la siguiente clasificación general:

Central de agua fluyente

Es aquel aprovechamiento en el que se desvía parte del agua del río mediante una toma, y a través de canales o conducciones se lleva hasta la central donde será turbinada. Una vez obtenida la energía eléctrica el agua desviada es devuelta nuevamente al cauce del río, figura 2-3.

Dependiendo del emplazamiento donde se sitúe la central será necesario la construcción de todos o sólo algunos de los siguientes elementos:

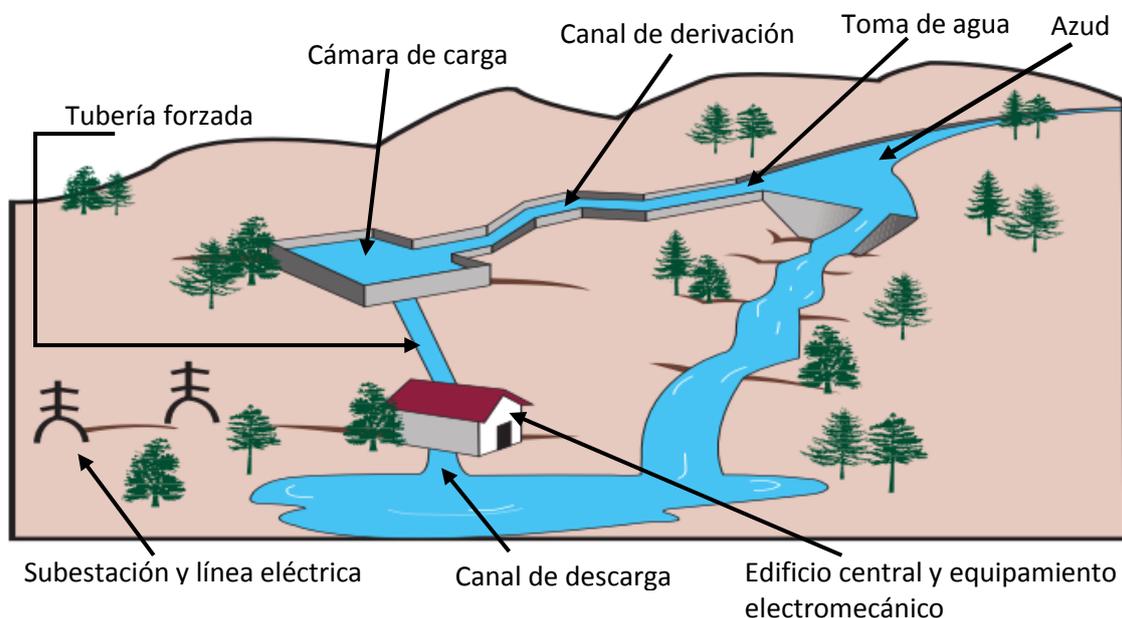


Figura 2-3: Central de agua fluyente. Fuente: Minicentrales hidroeléctrica, IDAE.

Dentro de este grupo hay diversas formas de realizar el proceso de generación de energía. La característica común a todas las centrales de agua fluyente es que dependen directamente de la hidrología, ya que no tienen capacidad de regulación del caudal turbinado y éste es muy variable. Estas centrales cuentan con un salto útil prácticamente constante y su potencia depende directamente del caudal que pasa por el río.

En algunos casos se construye una pequeña presa en la toma de agua para elevar el plano de ésta y facilitar su entrada al canal o tubería de derivación. El agua desviada se conduce hasta la cámara de carga, de donde sale la tubería forzada por la que pasa el agua para ser turbinada en el punto más bajo de la central.

Para que las pérdidas de carga sean pequeñas y poder mantener la altura hidráulica, los conductos por los que circula el agua desviada se construyen con pequeña pendiente, provocando que la velocidad de circulación del agua sea baja, puesto que la pérdida de carga es proporcional al cuadrado de la velocidad. Esto implica que en algunos casos, dependiendo de la orografía, la mejor solución sea optar por construir un túnel, acortando el recorrido horizontal.

Otros casos que también se incluyen en este grupo, siempre que no exista regulación del caudal turbinado, son las centrales que se sitúan en el curso de un río en el que se ha ganado altura mediante la construcción de una azud, sin necesidad de canal de derivación, cámara de carga ni tubería forzada.

Central en canal de riego o de abastecimiento

Se distinguen dos tipos de centrales dentro de este grupo:

- Aquellas que utilizan el desnivel existente en el propio canal. Mediante la instalación de una tubería forzada, paralela a la vía rápida del canal de riego, se conduce el agua hasta la central, devolviéndola posteriormente a su curso normal en canal.
- Aquellas que aprovechan el desnivel existente entre el canal y el curso de un río cercano. La central en este caso se instala cercana al río y se turbinan las aguas excedentes en el canal.

Las obras que hay que realizar en estos tipos de centrales son las siguientes:

- Toma en el canal, con un aliviadero que habitualmente es en forma de pico de pato para aumentar así la longitud del aliviadero.
- Tubería forzada.
- Edificio de la central con el equipamiento electromecánico.
- Obra de incorporación al canal o al río, dependiendo del tipo de aprovechamiento.
- Subestación y línea eléctrica.

Central a pie de presa

Se sitúan debajo de los embalses destinados a usos hidroeléctricos o a otros usos, aprovechando el desnivel creado por la propia presa, figura 2-4.

Es aquel aprovechamiento en el que existe la posibilidad de construir un embalse en el cauce del río para almacenar las aportaciones de éste, además del agua procedente de las lluvias y del deshielo. La característica principal de este tipo de instalaciones es que cuentan con la capacidad de regulación de los caudales de salida del agua, que será turbinada en los momentos que se precise. Esta capacidad de controlar el volumen de producción se emplea en general para proporcionar energía durante las horas punta de consumo.

La toma de agua de la central se encuentra en la denominada zona útil, que contiene el total de agua que puede ser turbinada. Debajo de la toma se sitúa la denominada zona muerta, que simplemente almacena agua no útil para turbinar.

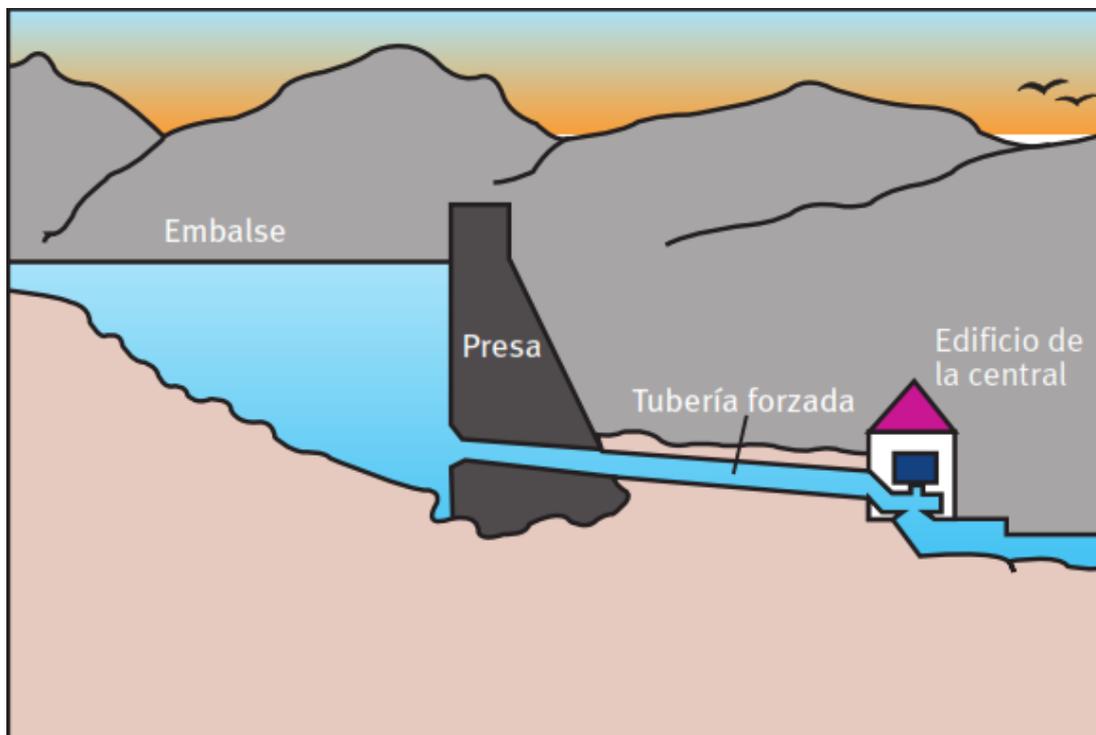


Figura 2-4: Central a pie de presa. Fuente: Minicentrales hidroeléctrica, IDAE.

Según la capacidad de agua que tenga la zona útil la regulación puede ser horaria, diaria o semanal. En las minicentrales hidroeléctricas el volumen de almacenado suele ser pequeño, permitiendo por ejemplo producir energía eléctrica un número de horas durante el día, y llenándose el embalse durante la noche. Si la regulación es semanal, se garantiza la producción de electricidad durante el fin de semana, llenándose de nuevo el embalse durante el resto de la semana.

También se incluyen en este grupo aquellas centrales situadas en embalses destinados a otros usos, como riego o abastecimiento de agua en poblaciones. Dependiendo de los fines para los que fue creada la presa, se turbinan los caudales excedentes, los caudales desembalsados para riego o abastecimientos, e incluso los caudales ecológicos.

Las obras e instalaciones necesarias para construir una minicentral al pie de una presa que ya existe son:

- Adaptación o construcción de las conducciones de la presa a la minicentral.
- Toma de agua con compuerta y reja.
- Tubería forzada hasta la central.
- Edificio central y equipamiento electro-mecánico.
- Subestación y línea eléctrica.

2.1.5. Partes de una central minihidráulica a pie de presa

Las siguientes partes son las principales a destacar en una central minihidráulica a pie de presa.

Azud

Es el muro transversal al curso del río, de poca altura, que provoca un remanso de agua sin producir una elevación notable del nivel. Su objetivo es desviar parte del caudal del río hacia la toma de la central. Aquella parte que no es derivada vierte por el aliviadero y sigue su curso normal por el río. Resiste al empuje del agua por su propio peso, aunque en los azudes de tierra y escollera se suele colocar un anclaje al terreno con el fin de aumentar su estabilidad.

Presa

El muro que retiene el agua tiene una altura considerable y provoca una elevación notoria del nivel del río mediante la creación de un embalse. En función del tamaño de éste se podrán regular las aportaciones. Hay varios tipos de presas, según la forma de resistir el empuje hidrostático. Algunas, como la presa de contrafuertes o la de bóveda, requieren mayor complejidad en su construcción, y están más enfocadas a las centrales hidráulicas.

Aliviaderos

Dispositivos que permiten el paso del agua desde el embalse hasta el cauce del río, aguas abajo, para evitar el peligro que podrían ocasionar las avenidas. Éstas pueden provocar una subida del nivel del agua en el embalse que sobrepase el máximo permitido. En estos casos es necesario poder evacuar el agua sobrante sin necesidad de que pase por la central. Las compuertas permiten regular y controlar los niveles del embalse.

Canales, túneles y tuberías

Según el tipo de minicentral a construir, se necesita una red mayor o menor de conducciones. Las instalaciones situadas a pie de presa no tienen cámara de carga, ya que es el propio embalse. El primer tramo que recorre el agua se realiza a través de canales, túneles o tuberías. En el segundo tramo hasta la turbina se utilizan siempre tuberías. Las tuberías también se emplean en las conducciones bajo tierra, pero si son del tipo sin superficie libre, el fluido estará sometido a presión. Cuando la presión interna es muy alta, se incluye un armazón metálico como refuerzo. La sección transversal a adoptar dependerá de la clase de terreno, ya que habitualmente se utiliza la sección rectangular para canales en roca y la sección trapezoidal para canales en tierra. Para conducciones en lámina libre enterradas se suelen utilizar tuberías prefabricadas de hormigón.

Tubería forzada

Es la tubería que se encarga de llevar el agua desde la cámara de carga hasta la turbina. Debe estar preparada para soportar la presión que produce la columna de agua, además de la sobrepresión que provoca el golpe de ariete en caso de parada brusca de la minicentral. Dependiendo de la orografía del terreno y de los factores medioambientales, la colocación de la tubería forzada será enterrada o aérea. En este último caso, será necesario sujetar la tubería mediante apoyos, además de los anclajes para cada cambio de dirección de ésta y la instalación de juntas de dilatación que compensen los esfuerzos originados por los cambios de temperatura.

Edificio de la central

Es el emplazamiento donde se sitúa el equipamiento de la minicentral: turbinas, bancadas, generadores, alternadores, cuadros eléctricos, cuadros de control, etc. La ubicación del edificio debe analizarse muy atentamente, considerando los estudios topográficos, geológicos y geotécnicos, y la accesibilidad al mismo. El edificio puede estar junto al azud o presa, situarse al pie de éste, estar separado aguas abajo cuando hay posibilidad de aumentar la altura del salto, e incluso puede construirse bajo tierra. Esta última opción se realiza cuando las excavaciones van a ser más económicas, además de evitar el impacto visual que acompaña a este tipo de construcciones, o bien cuando la central se construye al mismo tiempo que la presa (en grandes presas).

Elementos de cierre y regulación

Dispositivos que aislen la turbina u otros órganos de funcionamiento, a la vez que regulen la llegada de caudal son fundamentales. Los más destacados son válvulas, ataguías, compuertas...etc

Turbinas hidráulicas

La turbina hidráulica es el elemento clave de la minicentral. Aprovecha la energía cinética y potencial que contiene el agua, transformándola en un movimiento de rotación, que transferido mediante un eje al generador produce energía eléctrica. Las turbinas hidráulicas se clasifican en dos grupos: turbinas de acción y turbinas de reacción. En una turbina de acción la presión del agua se convierte primero en energía cinética. En una turbina de reacción la presión del agua actúa como una fuerza sobre la superficie de los álabes y decrece a medida que avanza hacia la salida.

Generador

Es la máquina que transforma la energía mecánica de rotación de la turbina en energía eléctrica. El generador basa su funcionamiento en la inducción electromagnética. El principio de su funcionamiento se basa en la ley de Faraday, mediante la cual, cuando un conductor eléctrico se mueve en un campo magnético se produce una corriente eléctrica a través de él.

2.2. El sector eléctrico en República Dominicana

El suministro del servicio tradicionalmente descansó en el Estado, sin embargo, desde finales de los 90, cuando se materializó un proceso de reestructuración de las empresas públicas, las funciones de generación, transmisión, distribución y comercialización de energía eléctrica pasaron a estar a cargo de empresas privadas. Esta reestructuración nace para combatir la enraizada crisis del sector.

2.2.1. Principales empresas de generación y distribución de electricidad

Las siguientes empresas de generación y distribución de electricidad conforman el sistema eléctrico de la República Dominicana, siendo *Edenorte*, *Edesur*, *Edeeste*, *Uers*, *Eted* y *Egehid* las empresas estatales.

Consortio Energético Punta Cana

El Consorcio Energético Punta Cana – Macao (CEPM) y Compañía de Electricidad de Bayahibe (CEB) son empresas generadoras, distribuidoras y comercializadores de energía eléctrica con plena capacidad para garantizar el suministro tanto en la zona de Bávaro y alrededores como en Bayahibe y con una excelente calidad de servicio.

Edenorte

La Empresa Distribuidora de Electricidad del Norte S.A., tiene la concesión de la comercialización y distribución de energía eléctrica en las 14 provincias de la Zona Norte de la República Dominicana.

Edesur Dominicana, S.A

EDESUR, S.A., es una de las empresas estatales distribuidoras de electricidad de República Dominicana. Tiene un área de concesión que se inicia en la acera oeste de la Avenida Máximo Gómez, en el Distrito Nacional y termina en la provincia fronteriza de Elías Piña.

Empresa Generadora de Electricidad Haina, S.A. EGE Haina

EGE Haina es la mayor empresa de generación eléctrica del sistema interconectado de la República Dominicana. EGE Haina es una de las dos compañías generadoras de electricidad que fueron formadas en el proceso de capitalización de la Corporación Dominicana de Electricidad.

Consortio Laesa, Ltd

LAESA, LTD es una empresa privada dedicada a la generación de electricidad para su inyección al Sistema Eléctrico Nacional Interconectado de la República Dominicana (SENI-RD), mediante tres centrales de Generación que totalizan una capacidad instalada de 111 MW y que operan en base al uso de combustible Fuel Oil No.6. Las Centrales de Generación están ubicadas en el municipio de Pimentel, Provincia Duarte.

Empresa Distribuidora de Electricidad del Este

La Empresa Distribuidora de Electricidad del Este, S.A. (EDEEste), distribuye y comercializa electricidad desde la acera Este de la Máximo Gómez hasta la provincia La Altagracia (Higüey), incluyendo Monte Plata y Santo Domingo Norte. Cubre una extensión de 11700 kilómetros cuadrados del territorio nacional, servir electricidad a más de 618 mil clientes y suministra más de 3120 millones de kWh al año.

Compañía de Electricidad de Puerto Plata

Empresa privada generadora de energía eléctrica cuyas plantas de producción están ubicadas en la ciudad de Puerto Plata, República Dominicana.

Compañía de Electricidad de San Pedro de Macorís (CESPM)

Planta generadora de electricidad localizada en San Pedro de Macorís con la misión de producir energía eléctrica con rentabilidad sostenida, operando bajo las mejores prácticas internacionales de calidad, seguridad, medio ambiente y responsabilidad social.

Transcontinental Capital Corporation, LTD

Empresa generadora de electricidad en República Dominicana, con más de 15 años sirviendo a instituciones gubernamentales, así también como el mercado privado. Como productor independiente de energía, Transcontinental Capital Corporation genera y vende electricidad a la red eléctrica local, pero no transmite ni distribuye electricidad a los clientes.

Empresa de Generación Hidroeléctrica Dominicana (EGEHID)

Entidad que se rige por una mística y una filosofía institucional que tiene por misión generar energía eléctrica de calidad, a un precio competitivo, en armonía con el medio ambiente, con recursos humanos altamente calificados y motivados para la máxima satisfacción de nuestros clientes y la comunidad.

Gas Natural Fenosa

Gas Natural Fenosa es una de las compañías multinacionales líderes en el sector del gas y la electricidad. En República Dominicana dispone de dos centrales térmicas, Palamara y La Vega.

UERS

La Empresa UERS tiene como misión Electrificar las comunidades rurales y suburbanas de la República Dominicana a partir de fuentes renovables y no renovables de energía, fomentando la cultura del ahorro y el manejo responsable de la energía, para propiciar su desarrollo integral.

Luz y Fuerza

Compañía dedicada al suministro de energía eléctrica a las localidades de Las Terrenas, Las Galeras y El Limón en la provincia de Samaná.

AES Dominicana

Se posiciona como el principal Grupo inversor con modernas facilidades de energía, con tecnología de última generación y con la canasta de combustibles más competitivos en precios de los que se utilizan para la generación de electricidad en el mercado nacional. AES Dominicana es el único Grupo con presencia local que cuenta con dos infraestructuras portuarias de gran calado. La terminal de Gas Natural Líquido, ubicada en el parque energético de AES Andrés, es la entrada exclusiva de gas natural al país; mientras que el Puerto Internacional Itabo, es el único puerto de recepción de carbón y otros tipos de granos.

ETED

La Empresa de Transmisión Eléctrica Dominicana (ETED), compañía eléctrica estatal cuyo objetivo es operar el Sistema Eléctrico Nacional Interconectado (SENI) para proveer servicios de transporte de energía eléctrica en alta tensión a todo el territorio nacional. Su responsabilidad es la operación, mantenimiento y administración de todas las redes de alta tensión, subestaciones, equipos, maquinarias, sistemas de transmisión de electricidad, bienes muebles e inmuebles transferidos desde la CDE.

2.2.2. Situación actual del sistema eléctrico dominicano

Actualmente persiste el alto costo al que las empresas adquieren la energía antes de distribuirla. Durante el año 2013, el 55% de la energía comprada por las Empresas Distribuidoras de Electricidad y la Corporación Dominicana de Empresas Eléctricas Estatales (CDEEE) se adquirió al precio más caro del mercado, oscilando entre 22.3 y 25.4 centavos de dólar por kilovatio. Esta situación se debe a que la producción de energía en República Dominicana depende fundamentalmente de generadores eléctricos de gasoil, gas y otros combustibles fósiles (ver tabla 2-1). Hasta Septiembre 2016 la producción estaba en 11 897.9 GWh, y el costo promedio de compra de energía fue de 10.17 centavos de dólares por kWh (cUSD/kWh), aproximadamente 8.65 centavos de euros por kWh (c€/kWh), según el informe de desempeño de la CDEEE.

La Red de Distribución Eléctrica en la República Dominicana cubre al día de hoy 88% de la población. Con el objetivo de incrementar la cobertura se han ejecutado diversas políticas públicas para enfrentar esta "crisis centenaria", siendo al día de hoy la más importante la construcción de dos plantas a carbón. Cada planta aportará 380 megavatios al sistema eléctrico, además de unos 7 500 empleos directos y 20 000 indirectos.

A todo esto, si bien es cierto que esta iniciativa resulta un gran logro para el sector eléctrico, en el ámbito ambiental estas medidas conllevan un retroceso, debido a que la combustión de carbón produce tantas o más emisiones de gases con efecto invernadero que la combustión de otros combustibles fósiles. Todo esto a su vez provoca el llamado calentamiento global.

Aportes según el tipo de combustible:

	Acumulado Año							
	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Generación de Energía por tipo de combustible								
Total Generación (GWh)	11,645.1	12,271.6	12,960.3	13,848.3	14,065.2	14,300.1	14,956.3	11,897.9
Eólica	0.0	0.0	0.0	67.9	238.6	238.8	283.5	253.3
Fuel Oil No. 2	799.8	260.3	672.0	652.5	384.5	302.8	1,134.9	1,094.9
Fuel Oil No. 2 y No. 6	785.5	796.4	421.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Fuel Oil No. 6	4,437.5	4,582.6	4,905.1	4,981.8	5,231.0	6,096.5	6,209.4	4,892.9
Gas Natural	2,229.1	3,343.3	3,444.9	4,250.1	4,345.8	4,200.1	4,296.4	3,218.1
Carbón	1,927.3	1,854.5	1,989.4	2,111.7	2,005.5	2,201.1	2,098.1	1,568.5
Hidráulica	1,465.9	1,434.5	1,527.9	1,784.4	1,859.9	1,260.9	934.1	870.2
Composición Generación de Energía por tipo de Combustible								
Eólica	0.0%	0.0%	0.0%	0.5%	1.7%	1.7%	1.9%	2.1%
Fuel Oil No. 2	6.9%	2.1%	5.2%	4.7%	2.7%	2.1%	7.6%	9.2%
Fuel Oil No. 2 y No. 6	6.7%	6.5%	3.2%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
Fuel Oil No. 6	38.1%	37.3%	37.8%	36.0%	37.2%	42.6%	41.5%	41.1%
Gas Natural	19.1%	27.2%	26.6%	30.7%	30.9%	29.4%	28.7%	27.0%
Carbón	16.6%	15.1%	15.3%	15.2%	14.3%	15.4%	14.0%	13.2%
Hidráulica	12.6%	11.7%	11.8%	12.9%	13.2%	8.8%	6.2%	7.3%

Tabla 2-1: Producción según tipo de combustible. Fuente: Informe de desempeño-Septiembre-2016, Corporación Dominicana de Empresas Eléctricas Estatales (CDEEE).

2.3. La energía hidroeléctrica en República Dominicana

La generación de electricidad en República Dominicana está dominada por combustibles fósiles, de los 11 897.9 GWh producidos en 2016, solo un 9.4% fue aportado por energías renovables, incluyendo 7.3% de fuentes hidroeléctricas.

También se puede observar que desde el 2009 al 2014 la energía hidráulica ha aportado al sistema eléctrico dominicano más de 1200 GWh/año, incluyendo 1860 GWh/año en el 2013, para un 13.2% de la energía total producida, pero en los últimos dos años (2015 y 2016) el total más alto ha sido 934.1 GWh, siendo el porcentaje aportado de 6.2% y 7.3% respectivamente.

2.3.1. Cinco ríos más importantes de la República Dominicana

La tabla 2-2 contiene los cinco ríos más importantes en la República Dominicana, algunos son aprovechados para agua potable, riego, y producción de electricidad.

PRINCIPALES RÍOS DE LA REPÚBLICA DOMINICANA					
Orden	Nombre del río	Caudal (m3/s)	Longitud (km)	Porcentaje del territorio nacional	Afluentes
1ro.	Yaque del norte	82,43	296	14,5	Jimenoa, Jagua, Amina, Mao, Maguaca y Guayubín.
2do.	El Yuna	91,3	210	11,5	El Camú, Masipedro, Maimón, Chacuey y La Cuaba.
3ro.	El Yaque del sur	N/D	209	10,5	Mijo, Río en Medio, Las Cuevas, Los Baos y San Juan.
4to.	El Ozama	91	148	6,5	El Higuero, Guanuma, Matúa, Mayiga, Mijo, Boyá, Yabacao, Comatillo, Yaví, Tosa y Quita Sueño.
5to.	El Artibonito	91	321	11,5	Macasía, Libón y Joca (Rep. Dom. Y Haití).

Tabla 2-2: Principales ríos de la República Dominicana. Fuente: Dominicana Informa, 4 febrero, 2015.



Figura 2-5: Ubicación del Río Joca en el mapa de la República Dominicana. Fuente: Google map.

2.3.2. Proyecto de construcción de una presa en el Río Joca

El Río Joca

Es un río en la República Dominicana, que se encuentra en la parte occidental del país, tiene una longitud de 60 km, desemboca en el río Artibonito, próximo a la frontera con Haití, como se puede ver en la tabla 2-2 y figura 2-5 y 2-6.

La temperatura media anual es aproximadamente 23 °C. El mes más cálido es de marzo con temperatura media es de 26 °C, y el más frío es Diciembre 22 ° C. La precipitación media anual es de 2.48 mm. El mes más húmedo es de mayo, con un promedio de 397 mm de precipitación, y el más seco es febrero, con 34 mm de lluvia.



Figura 2-6: desembocadura del Río Joca en el río Artibonito. Fuente: Google map.

Planificación de la construcción

La demanda de agua se ha incrementado en los últimos años y las represas aparecen como una herramienta económicamente viable para poder almacenar agua y usarla cuando escasea. De esta manera las represas permiten satisfacer dicha demanda, frente a la imposibilidad de poder realizarlo mediante una obra de toma con el caudal firme de un curso de agua.

La construcción de una presa en el Río Joca, otra en el Río Tocino y la desviación del agua de la zona cerca de Sabana Mula permitirían satisfacer las necesidades de riego de tierras agrícolas y la generación de energía eléctrica.

El objetivo del proyecto de presa Río Joca es contribuir a la reducción del proceso de desertificación y mejoramiento de los recursos hídricos e hidroeléctricos con miras a garantizar la satisfacción de las necesidades de los pueblos de la zona, con una capacidad de almacenamiento de 70 millones metros cúbicos.

Considerando el estudio de la presa, se procedió a investigar el estado de la construcción según la agenda del INDRHI. La construcción de la presa se inició en el 2013, que a finales del 2016 estaba construida a un 80% y que se espera que para 2017 esté concluida, con la capacidad de 70 millones de m³ como se recomendó en el estudio anteriormente realizado.

En los proyectos de EGEHID (Empresas de Generación Hidroeléctrica Dominicana), no se registra el aprovechamiento hidroeléctrico de la nueva presa, por lo que el presente estudio podría utilizarse como recomendación para el proyecto real. Las siguientes tablas del INDRHI muestran el estado de la obra.

Tabla 6.1- Incidencias de las Funciones del INDRHI en el Plan de Gestión de los Sistemas de Riego 2013-2017

Funciones del INDRHI	Proyectos relacionados
3. Desarrollar la infraestructura hidráulica para almacenamiento de agua y el control de inundaciones, y las obras fluviales y de riego.	3.5. Diseño y construcción de la presa de Joca en Artibonito
	3.6. Programa de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas en Canales de Riego Desarrollado
	3.7. Desarrollar un Programa Lagunas de Almacenamiento Línea Noroeste
	3.8. Construcción Sistema de Riego Azua II, Pueblo Viejo, Prov. Azua.
	3.9. Diseño y Construcción Sistema de Riego Río Caña
	3.10. Diseño y Construcción Sistema de Riego Aglipo III
	3.11. Diseño y Construcción Sistema de Riego Canal Pantuflas

Tablas del Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos (INDRHI). Fuente: plan de gestión de los sistemas de riego

Tabla No. 7.2 - PLAN NACIONAL PLURIANUAL DE INVERSION DEL SECTOR PUBLICO 2013 - 2016

INSTITUTO NACIONAL DE RECURSOS HIDRAULICOS															
No	SNIP	Fecha de Inicio	Fecha de Término	Cond.	Nombre del Proyecto	Monto 2012	Monto 2013	Monto 2014	Monto 2015	Monto 2016	Total	Unidad Responsable	Unidad Medida	Cantidad	Beneficiarios
Proyectos en Ejecución con Asignación de Recursos Externos y Contrapartida Local															
Nuevas Propuestas de Proyectos a Incluir en Plan Plurianual															
23		1-Jan-2013	31-Dec-2016	Nuevo	CONSTRUCCION PRESA DE JOCA EN LA CUENCA DEL RIO ARTIBONITO, PROVINCIA ELIAS PIÑA	0,00	208,000,000.00	4,888,400,000.00	5,000,000,000.00	4,823,200,000.00	14,919,600,000.00	ING. LUIS SEGURA	Presas Construidas (millones de m ³)	70	15,282

Tablas del Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos (INDRHI). Fuente: plan de gestión de los sistemas de riego.

Tabla 9.1 - MATRIZ DE ACTIVIDADES, INDICADORES, METAS Y SUPUESTOS DEL PNPSP 2013-2017

ACTIVIDAD	INDICADOR	Metas					SUPUESTOS
		2013	2014	2015	2016	2017	
Construcción Presa de Monte Grande y Rehabilitación y Complementación de la Presa de Sabana Yegua	100 % de las obras construidas regulando 250 millones de m ³ a final del 2016	20 %	50 %	80 %	100 %		
Construcción Presa de Guaigüí, Aprovechamiento Múltiple del Camú	100 % de las obras construidas regulando 50 millones de m ³ a final del 2016	10 %	40 %	80 %	100 %		
Diseño y Construcción de la Presa Chavón en La Javilla	100 % de las obras diseñadas y construidas regulando 80 millones de m ³ a final del 2017	5 %	25 %	50 %	80 %	100 %	
Diseño y Construcción de la Presa de Amina	100 % de las obras diseñadas y construidas regulando 337 millones de m ³ a final del 2017	5 %	25 %	50 %	80 %	100 %	
Diseño y Construcción de la Presa Joca en cuenca Río Artibonito	100 % de las obras diseñadas y construidas regulando 70 millones de m ³ a final del 2017	5 %	25 %	50 %	80 %	100 %	
Diseño y Construcción de la Presa Los Jobos en la cuenca del Río Masacre, provincia de Dajabón	100 % de las obras diseñadas y construidas regulando 3.61 millones de m ³ a final del 2016	0 %	5 %	60 %	100 %		La asistencia técnica y financiera de organismos internacionales y la contrapartida nacional fluye sin contratiempo. No se presentan eventos extraordinarios que afecten la ejecución de las obras
Diseño de la Presa Monte Mayor en municipio Hondo Valle de la provincia Elías Piña	Todas las obras diseñadas (muro presa, aliviaderos o vertedor de excedencias, obras de toma, vialidad, etc.) al final del 2014.	0 %	100 %				
Diseño de la Presa Los Baos en la provincia San Juan de la Maguana	Todas las obras diseñadas (muro presa, aliviaderos o vertedor de excedencias, obras de toma, vialidad, etc.) al final del 2014.	0 %	100 %				
Programa de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas en Canales de Riego Desarrollado	A final del 2017 se han instalado 7 centrales hidroeléctricas	-	2	4	6	7	
Desarrollar un Programa Lagunas de Almacenamiento Línea Noroeste	22 lagunas de almacenamiento construidas regulando 16 millones de m ³ de agua al final del 2017	2	7	12	17	22	

Tablas del Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos (INDRHI). Fuente: plan de gestión de los sistemas de riego.

8. Matriz de Marco Lógico del Proyecto

RESUMEN NARRATIVO DE OBJETIVOS	INDICADORES VERIFICABLES OBJETIVAMENTE	MEDIOS DE VERIFICACION	SUPUESTOS
<p>FIN</p> <p>El proyecto se enmarca dentro del eje estratégico 4 de la Estrategia Nacional de Desarrollo: protección y conservación del medio ambiente y una adaptación al cambio climático.</p> <p>Aprovechamiento de los recursos hídricos de la cuenca Artibonito-Macasías, para contribuir al desarrollo de la zona fronteriza</p>	<p>% de incremento de los ingresos de los agricultores de la zona fronteriza</p> <p>Disminución de la tasa de desnutrición en los hogares de la zona fronteriza</p>	<p>Reportes del Ministerio de Agricultura</p> <p>Reportes Anuales del Banco Central de la Rep Dominicana</p> <p>Encuentra de hogares ONE</p>	
<p>PROPOSITO</p> <p>El objetivo del proyecto es el aprovechamiento múltiple de los recursos hídricos de los ríos Joca, Tocino y Yacahueque mediante la construcción de tres presas de almacenamiento y un túnel de trasvase Joca-Tocino-Sabana Mula, agua potable, riego de tierras agrícolas, asistencia técnica y económica, la generación de energía</p>	<p>1-Reforzamiento Acueducto en Sabana Mula</p> <p>2-Riego a 700 ha en el Sector de Sabana Mula y 1,700 ha en el sector de Yacahueque</p> <p>3- Producción de Energía eléctrica (13.4 GWh/año) en el sitio de Joca y (1.5 GWh/año) en Tocino.</p>	<p>1-Reportes de INAPA</p> <p>2-Reportes de la Junta de Regantes y del Distrito de riego de la zona</p> <p>3-Reportes de Generación de la CDEEE</p>	<p>1- No Sequias prolongadas, ni ciclones, ni precipitaciones extremas</p> <p>2- Integración de los agricultores al proyecto</p> <p>3- Mano de obra suficiente</p> <p>4- Financiamiento a las cosechas a tiempo.</p> <p>5- Niveles de los embalses que permitan una operación normal para el suministro de agua potable, la generación de energía eléctrica y el riego de las tierras</p>

Tablas del Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos (INDRHI). Fuente: plan de gestión de los sistemas de riego.

2.3.3. Principales centrales en operación

A finales de 2016, la Empresa de Generación Hidroeléctrica Dominicana (EGEHID) informó que la mayoría de las presas están trabajando a plena capacidad, y que se encuentran en operación 27 centrales, con una capacidad total instalada de 613.81 MW y una producción media anual de 1621.15 GWh. También se recomienda que en la República Dominicana se necesita construir más presas, ya que las lluvias que se han producido en las últimas semanas demandan más infraestructura de esta índole.

En la siguiente tabla se pueden ver las principales informaciones de las centrales que están actualmente en operación, de acuerdo a la EGEHID.

CENTRALES HIDROELÉCTRICAS EN REPÚBLICA DOMINICANA						
Nombre Central	Ubicación	Inicio operación	Altura (m)	Uso	Grupos	Potencia instalada (MW)
Tavera	Santiago	1973	80	Energía-Riego-Agua Potable	2	96
Angostura	Santiago	N/D	N/D	Energía-Riego-Agua Potable	1	18
Monción	Santiago Rodríguez	2002	119	Energía-Riego-Agua Potable	2	52
C.E. Moncion	Monción	N/D	N/D	Energía-Riego-Agua Potable	1	3,21
Baiguaque	Santiago	N/D	N/D	Energía	1	1,2
Rincon	Bonao	1978	54	Energía-Riego-Agua Potable	1	10,1
Hatillo	Cotui	1984	50,7	Energía-Riego	1	8
Jimenoa	Jarabacoa	1954	14,5	Energía	1	8
Rio Blanco	Bonao	1996	43	Energía	2	25
Pinalito	Constanza	2009	57	Energía-Riego-Agua Potable	2	50
El Salto Constanza	Constanza	1995	5	Energía	1	0,65
Aniana Vargas	Bonao	N/D	N/D	Energía	1	0,7
Rosa Julia de la Cruz	Nagua	N/D	N/D	Energía	1	0,8
Valdesia	Baní	1976	78	Energía-Riego-Agua Potable	2	54
Jigüey	San Cristóbal	1992	110,5	Energía	2	98
Aguacate	San Cristóbal	1992	41,5	Energía	2	41,5
Las Barias	Baní	1976	22	Energía-Riego	1	0,85
Nizao-Najayo	San Cristóbal	N/D	N/D	Energía	1	0,33
Los Anones	San Cristóbal	N/D	N/D	Energía	1	0,11
Sabana Yegua	San Juan	1980	76	Energía-Riego	1	13
Sabaneta	San Juan	1981	72	Energía-Riego	1	6,36
Las Damas	Duvergé	1967	15	Energía	1	7,5
Los Toros	Azua	2001	276	Energía	2	9,7
Domingo Rodríguez	San Juan	N/D	N/D	Energía	1	4
Magueyal	Azua	N/D	N/D	Energía-Riego	1	3,2
TOTAL INSTALADO (MW)						512,21

Tabla 2-3: Principales centrales hidroeléctricas en operación. Fuente: Información disponible de presas en la página de la Empresa de Generación Hidroeléctrica Dominicana (EGEHID)

CAPÍTULO 3: ESTADO DEL ARTE

3.1. Concepto de estado del arte

El estado del arte es una compilación de resultados de otras investigaciones que, sobre el tema de investigación escogido, se han realizado. Se trata de establecer qué se ha hecho recientemente sobre el tema seleccionado. Se puede detectar si ya se ha investigado sobre el tema, así determinar cuál es el enfoque que pueda marcar la diferencia entre lo ya investigado y lo próximo a investigar. Al revisar otras investigaciones se puede establecer de qué forma otros investigadores han estudiado el tema. El estado del arte debe ser conclusivo, debe establecer qué se investigó, metodología utilizada y resultados obtenidos.

Cuando se trata de un proyecto específico, en el estado del arte también se incluyen “proyectos análogos”, para lo cual se requiere establecer: Nombre del proyecto, lugar del proyecto, autores, determinación del proyecto, criterios de investigación y resultados obtenidos.

3.2. Limitaciones del presente estado del arte

Para el proyecto en cuestión, el estado del arte no se trata de una recopilación de las últimas investigaciones que se han hecho sobre un tema científico en la energía hidráulica, del aprovechamiento hidroeléctrico en general, las nuevas tecnologías en fabricaciones de turbina, ni de un estudio que considera las revistas con mayor impacto en la ciencia. Trata de los estudios hechos para evaluar la construcción de una presa en el Río Joca de República Dominicana. Comparando esto a la definición anterior, se trata, más bien de un proyecto específico, donde se abordará el estudio y los resultados obtenidos que serán base para poder realizar el presente trabajo.

3.3. Estudio de factibilidad para una presa en el Río Joca. Análisis de una presa propuesta que se construiría en el Río Joca de la República Dominicana.

Para principios del año 2013, un equipo de estudiantes de Ingeniería Civil, de la Universidad de Brigham Young (BYU), de los Estados Unidos de América (USA), conformado principalmente por Steven Bolster, Lindsey Cahoon, Logan Palmer y Garret Frame, hizo un estudio de factibilidad en conjunto con el Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos (INDRHI) de la República Dominicana, con el objetivo de determinar si sería factible implementar una presa en el Río Joca y desviar el agua al área de Sabana Mula con el fin de satisfacer las necesidades de riego de tierras agrícolas y la generación de energía eléctrica. La capacidad deseada por el INDRHI es de 70 millones de metros cúbicos.

Dentro del estudio se incluye factores como: capacidad de almacenamiento, valores de precipitación máxima probable (PMP), curva de duración de caudales, curva de caudales acumulados, generación hidroeléctrica eléctrica, entre otros.

3.3.1. Volumen del embalse

Utilizando funciones de Watershed Modeling System (WMS) o Sistema modelado de cuenta hidrográfica, Sistema de Posicionamiento Global (GPS) y algunos elementos aportados por el INDRHI, como modelos digitales de elevación (DME) de 30 metros, mapa y ubicación de la presa, se procedió a elaborar la curva de almacenamiento-altura, como se puede ver en la figura 3-1.

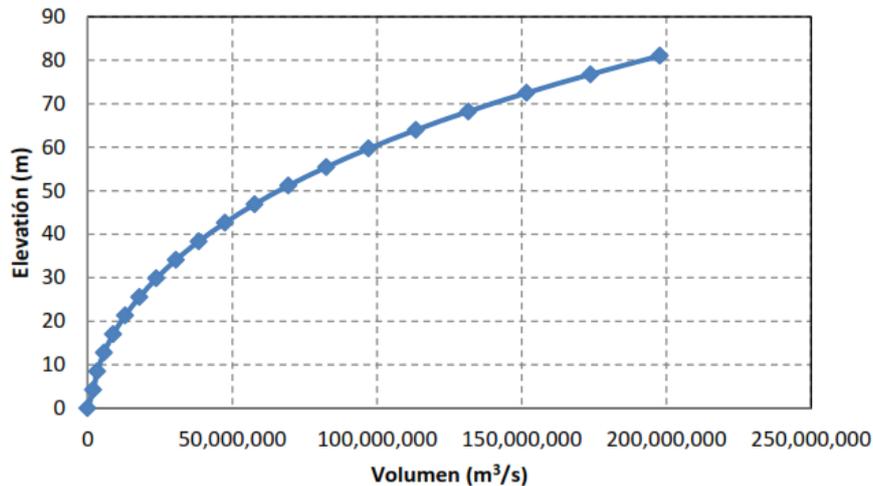


Figura 3-1: Curva de almacenamiento-altura, desarrollada por WMS para la presa en el Río Joca.

En la presente curva de almacenamiento-elevación se encontró que la capacidad requerida por el INDRHI se puede conseguir con una altura de presa de 50 m. A los efectos de este informe, los 70 millones de m³ y altura de ser necesario, esta altura se puede incrementar para conseguir mejor producción hidroeléctrica o para desarrollar más capacidad de almacenamiento para riego.

3.3.2. Curva de duración de caudales

Para evaluar la capacidad del Río Joca se ha desarrollado una curva de duración de caudales, para esto se utilizó también el modelo digital de elevación (DME) de 30 metros, considerando también el tipo de suelo, y los archivos de las formas fluviales definidos. La curva fue desarrollada con ArcMap 10. Figura 3-2.

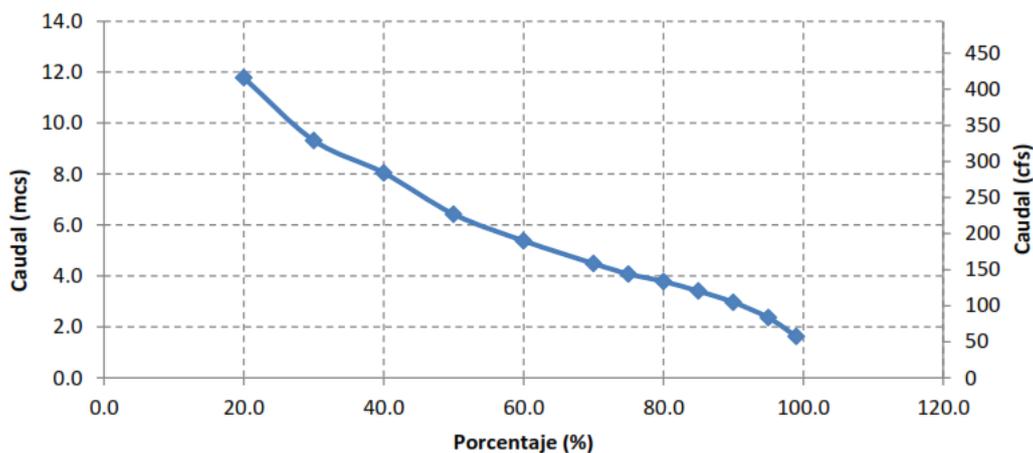


Figura 3-2: Curva de duración de caudales para el Río Joca.

3.3.3. Curva de masa o de caudales acumulados

Con el fin de determinar si el río podría proporcionar la cantidad de agua necesaria para llenar el embalse, se creó una curva de masa para determinar la capacidad necesaria del embalse para producir un rendimiento específico. Los datos de caudales proporcionados por el INDRHI ayudaron a crear la curva. La data desde 1956-1993 fue más que suficiente para crear una curva de masa confiable.

Los valores de flujo de corriente en el Río Joca se utilizaron para crear la curva de la masa de la escorrentía acumulada en incrementos mensuales en metros cúbicos por segundo. Entonces el valor de rendimiento requerido para obtener la masa necesaria para el riego se determinó también como la energía hidroeléctrica. El rendimiento de la reserva requiere un promedio mensual de 7 m³/s. Esto viene de 3.6 m³/s que sería necesaria para el riego de las 2000 hectáreas en Sabana Mula, 3 m³/s para el 80% del caudal normal de la presa en la curva de duración de caudales (figura 3-2), y 0.4 m³/s de la evaporación y otros factores. Con el rendimiento mensual de 7 m³/s, se determinó que la presa puede ser utilizada tanto para riego y energía hidroeléctrica, ver figura 3-3.

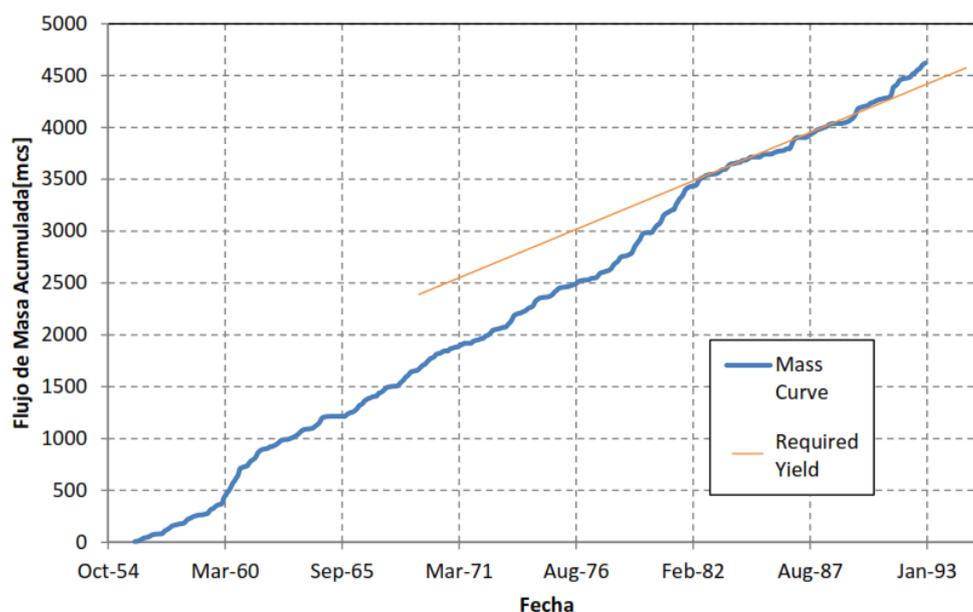


Figura 3-3: Curva de caudales acumulados.

3.3.4. Generación de energía

El análisis hidroeléctrico se realizó para ver cuánto el proyecto de la presa del Río Joca podría producir si la energía hidroeléctrica fuera a incorporarse en la propia presa. Para este análisis, se utilizó la ecuación para salida de una turbina. La turbina se encuentra en la parte inferior de la presa de manera que se pueda lograr la mayor cantidad de altura. El nivel del agua en la presa se prevé que sea aproximadamente 50 m de altura. Por lo tanto, la altura a turbinar también sería 50 m.

La turbina sería alimentada por una tubería a través de la base de la presa. Se determinó que la tubería sería de alrededor de 300 m de largo. Esta longitud se determinó por el ancho de la base de la presa que se prevé que sea de este ancho. La tubería tendrá un diámetro de unos 2 m para tomar suficiente agua.

Con estas dimensiones y una eficiencia del 85% para la turbina, se determinó que la energía a extraer sería de alrededor de 3.5 GWh/ año. Esto es, si la turbina se utiliza 100% del tiempo. Esto sin embargo no es el caso la energía hidroeléctrica de una presa. Es más razonable suponer que sólo el 30% del tiempo de la turbina estaría en uso. Esto reduce la energía de salida a 1.05 GWh/ año con estas especificaciones.

En las especificaciones del proyecto, la cantidad que se especifica como necesaria es de 5.7 GWh/año. A partir del análisis realizado, este valor no se podría lograr al menos que se logren 30 m de altura adicional, ya sea haciendo una presa más alta y elevar el nivel del agua aumentando la profundidad de la tubería y así también la turbina. Con estos cambios, el 5.7 GWh/año podría lograrse si la turbina se ejecuta 100% del tiempo. Si sólo se utiliza la turbina 30%, la altura necesaria sería 261 m o un 210 m adicional. Esto no es práctico y concluye que si la energía hidroeléctrica se utilizara en este proyecto, no se podría alcanzar el 5.7 GWh/año. Sólo 1.05 GWh/año razonablemente se podría lograr con las especificaciones propuestas.

El análisis de la energía hidroeléctrica en la salida del túnel que va en Sabana Mula fue confirmada por el mismo análisis. Esta es la mejor opción y daría lugar a la producción de energía suficiente para lo que se especifica. El túnel es más grande y puede alimentar mejor las turbinas. Esta opción representa altura a causa del cambio de la elevación desde la ubicación de la presa a la ciudad de Sabana Mula, que es necesaria para mayor producción hidroeléctrica. Esta cantidad de energía producida es todavía un montón de energía y podría ser vendida para ayudar a mantener los precios del proyecto.

3.3.5. Análisis económico

Hay una serie de costos asociados con la construcción de una presa en el Río Joca, algunas de las cuales tienen un valor monetario y algunos que no lo tienen. El costo del capital de la presa se estimó en \$ 230 millones de dólares para la construcción.

Suponiendo que la presa será capaz de producir 3.5 GWh/año que se puede vender a \$ 0.20 USD/kWh, así como una tasa de inflación del 3% y una tasa de interés del 5%, se necesitarían unos 17 años para que la presa se comience a ser rentable, ver figura 3-4.

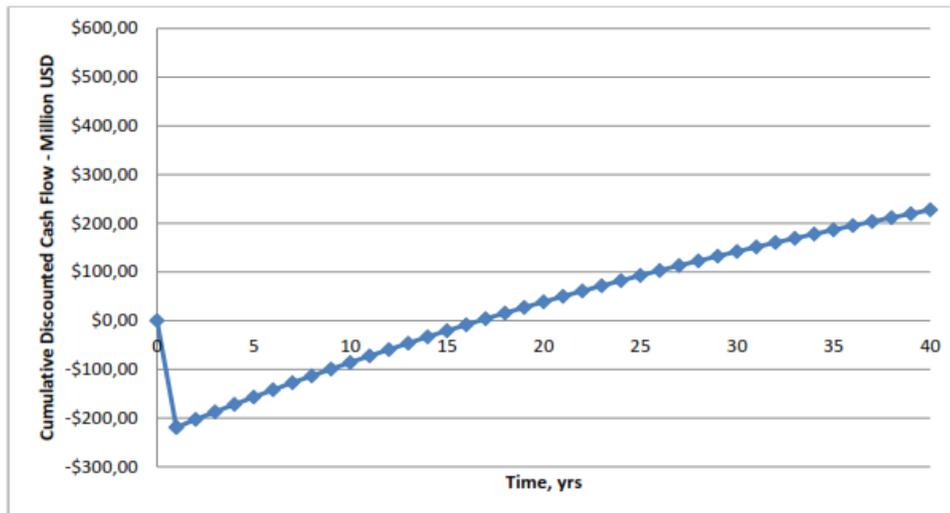


Figura 3-4: Tiempo vs flujo de dinero para la presa del Río Joca.

Hay una serie de costos y beneficios que no se pueden asignar una cantidad de dinero y por lo tanto no pueden ser incluidos en este análisis económico, pero aun así deben considerarse.

La construcción de presa generará miles de empleos. También requerirán algunos ciudadanos, cuyas casas están situadas justo aguas arriba de la presa, a ser reubicados.

La presa evitará inundaciones durante huracanes y grandes tormentas tropicales, y posiblemente salvar muchas vidas que de otra manera se perderían.

El agua almacenada en la presa de Joca estará disponible para el riego durante las estaciones secas. Esto permitirá a los cultivos, y por lo tanto, las economías que rodean, a florecer durante todo el año.

El impacto que la presa tendrá sobre los ecosistemas circundantes no se puede predecir con exactitud. La toma de corriente y aliviadero puede destruir la vida vegetal directamente debajo de la presa debido al cambio en la temperatura del agua y la velocidad de flujo. Pueden ocurrir erosiones aguas abajo debido a los sedimentos que caen fuera de la suspensión según el agua pasa a través del depósito.

3.3.6. Recomendaciones

A través del análisis descrito anteriormente, creemos que si se construye la presa puede cumplir con el riego deseado y salidas de generación de energía. El río proporciona suficiente flujo para llenar el embalse a un precio razonable. Se recomienda que un mayor análisis incluyendo estudios de campo podría ocurrir por una mayor investigación de flujo a través del cañón. Los beneficios que una presa produciría para esta zona son muy buenos y son posibles gracias a la hidrología del terreno.

3.3.7. Informe de Excel anexo

En la tabla 3-1, se muestra el resumen anexo que se consiguió gracias a uno de los estudiantes que participó en la investigación. Se observan 2 grupos de turbinas de 2 MW cada una. Ambas manejando un caudal de 4 m³/s.

Componente de la infraestructura	Unidades	Valor
1. Cortina de Presa:		
Cota de cortina	m.s.n.m.	580
Altura de cortina	m. sobre el cauce	85
Altura de la corona	m. sobre cimientos	95
Volumen de material	Millones m ³	1,7
Longitud de corona	m.	505
Ancho de corona	m.	8
Tipo de presa	De gravedad. Hormigón compactado a Rodillo	
2. Embalse		
Volumen Útil	millones de m ³	58
Volumen Muerto	Millones de m ³	22
Nivel de Agua Máxima Normal	m.s.n.m.	570
Nivel de Agua Máximo extraordinario	m.s.n.m.	576
Nivel de Agua Mínimo	m.s.n.m.	540
3. Túnel de Trasvase:		
Diámetro del Túnel	m	3
Longitud del Túnel	Km.	10,2
Caudal Máximo Túnel	m ³ /s	8
4. Camino de acceso:		
Longitud .	Km	27,31
Ancho	m	6
5. Puente acueducto:		
Longitud	m	200
Ancho	m	8
6. Laguna de Regulación:		
Capacidad	m ³	300.000
Revestimiento	Lamina polietileno 1.2 de espesor	
7. Central Hidroeléctrica:		
Dos grupos	2 x 4 m ³ /s	
	2 x 2 MW	
8. Canales de riego:		
Canal Este		
Longitud	Km	45
Área Regada	ha	5.251
Caudal	m ³ /s	8,83
Canal Oeste		
Longitud	Km	8
Área Regada	ha	2.365
Caudal	m ³ /s	3,97

Tabla 3-1: Informe de Excel anexo. Fuente: Equipo de estudiantes de la Universidad de Brigham Young (BYU), USA.

CAPÍTULO 4: ESCENARIOS DE PRODUCCIÓN HIDROELÉCTRICA

4.1. Enfoque general

El objetivo del capítulo es introducir conceptos de potencia, variación de la producción según factor de utilización, y luego evaluar y decidir entre una o dos turbinas a pie de presa. Se hacen estimaciones de rendimientos, altura neta y otros valores que no serán definitivos para las condiciones de diseño real, solo se hacen para evaluar entre las dos alternativas.

4.2. Potencia hidráulica aprovechable

4.2.1. Potencia bruta

La potencia máxima aprovechable para una altura (H) y un caudal definido (Q), es proporcional al flujo másico (ρQ) por la energía mecánica específica de esta cantidad de agua, con respecto de un cierto nivel de referencia, (gH).

$$W_b = \rho g Q H_b$$

Siendo:

$W_b =$ Potencia bruta máxima aprovechable.

$H_b =$ Altura bruta o salto bruto.

$Q =$ Caudal disponible.

$g =$ Constante de la gravedad (9.81 m/s^2).

$\rho =$ Densidad del agua (1000 kg/m^3).

Por lo que se puede decir, que para un caudal de $4 \text{ m}^3/\text{s}$ y una altura de 50 m , la potencia máxima a producir sería de:

$$W_b = \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) * 4 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 50 \text{ m} = 1\,962\,000 \text{ W} = \mathbf{1.96 \text{ MW}}$$

Muy similar a lo señalado en el punto 7, de la tabla 3-1, donde en el apartado de Central Hidroeléctrica se definen como: dos turbinas, manejando $4 \text{ m}^3/\text{s}$, y cada una tendría una potencia de 2 MW .

7.	Central	
	Hidroeléctrica	
	Dos grupos	$2 \times 4 \text{ m}^3/\text{s}$
		$2 \times 2 \text{ MW}$

Pero en el estudio anterior no se destaca si se han considerado las pérdidas, solo se dice la potencia a instalar y la producción que se espera, ya que estudio es sobre la construcción de una presa, no de un aprovechamiento hidroeléctrico.

4.2.2. Potencia neta extraída

Con el objetivo de conseguir la potencia neta, se consideran las pérdidas de carga (ΔH_{inst}) de los elementos de la tubería forzada, lo cual ayuda a conseguir el salto neto o altura neta (H_n), que viene definida por la siguiente expresión:

$$H_n = H_b - \Delta H_{inst}$$

Para los objetivos de este capítulo, se estima $\Delta H_{inst} = 10\%$ de la altura bruta, ya que estas suelen estar entre 5-10%, por lo que, para $H_b = 50 \text{ m}$, se tiene un $H_n = 45 \text{ m}$.

Ahora la potencia a esperar en la instalación se define por la siguiente ecuación:

$$W_e = \eta_e \eta_t \rho g Q H_n$$

Siendo:

$W_e =$ Potencia neta extraída.

$\eta_e =$ Rendimiento total del aparataje eléctrico.

$\eta_t =$ Rendimiento total de turbinado.

$\eta_t = \eta_w \eta_o \eta_h$.

$\eta_w =$ Rendimiento volumétrico.

$\eta_o =$ Rendimiento orgánico.

$\eta_h =$ Rendimiento hidráulico.

Se volverá a calcular la potencia a extraer en el caso planteado anteriormente, con $H_n=45 \text{ m}$, y estimando el η_e y η_t en 98% y 90% respectivamente:

$$W_e = 0.98 * .90 * \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) * 4 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 45 \text{ m} = \mathbf{1.56 \text{ MW}}.$$

4.2.3. Rendimiento de la central

El rendimiento de la central (η_c) viene definido por:

$$\eta_c = \eta_e \eta_t \frac{H_n}{H_b} = \frac{W_e}{W_b}$$

Por lo que el rendimiento global de la central es:

$$\eta_c = 0.98 * 0.90 * \frac{45 \text{ m}}{50 \text{ m}} = 0.8; \eta_c = 80\%$$

4.3. Producción hidroeléctrica

La producción hidroeléctrica se suele expresar como una potencia desarrollada durante un intervalo de tiempo, que por convenio es un año. De este modo se suele calcular la producción a través de la siguiente relación:

$$P = f W_e t_{\text{año}}$$

Donde:

$P =$ Producción hidroeléctrica.

$f =$ Factor de utilización.

El factor de utilización tiene en cuenta las paradas como consecuencia de falta de agua, mantenimiento, etc.

$t_{\text{año}} =$ Número de horas correspondiente a un año.

Siguiendo la relación, se calcula cuánto sería la producción para la potencia neta calculada anteriormente de $W_e = 1.56 \text{ MW}$, para factores de utilización de 30, 50, 80 y 100 %.

$$P = f W_e t_{\text{año}}$$

$$P = 0.3 * 1.56 \text{ MW} * 8\,760 \text{ h} = 4\,092 \text{ MWh/año} = \mathbf{4.1 \text{ GWh/año}}$$

$$P = 0.5 * 1.56 \text{ MW} * 8\,760 \text{ h} = 6\,820 \text{ MWh/año} = \mathbf{6.8 \text{ GWh/año}}$$

$$P = 0.8 * 1.56 \text{ MW} * 8\,760 \text{ h} = 10\,912 \text{ MWh/año} = \mathbf{10.9 \text{ GWh/año}}$$

$$P = 1.0 * 1.56 \text{ MW} * 8\,760 \text{ h} = 13\,666 \text{ MWh/año} = \mathbf{13.7 \text{ GWh/año}}$$

Se puede observar cómo aumenta la producción hidroeléctrica según se incrementa el factor de utilización, pero lo más consciente sería considerar que este no supere el 80%.

En caso de escoger el 50%, se puede decir que para esta central, si se maneja un caudal nominal de $4 \text{ m}^3/\text{s}$, a una altura neta de 45 m, con rendimiento eléctrico de 98% y rendimiento total de la turbina de 90% se puede conseguir una producción de 6.8 GWh/año.

4.4. Opciones de aprovechamiento

En lo adelante se harán diferentes evaluaciones para decidir cuál sería la mejor opción de aprovechamiento entre una o dos turbinas con el caudal disponible. En principios se conoce que el caudal que entrará a la presa será de $7 \text{ m}^3/\text{s}$, de los cuales, $0.4 \text{ m}^3/\text{s}$ se pierden en evaporación y otros factores, y que se necesitan $3.6 \text{ m}^3/\text{s}$ para el riego de Sabana Mula.

Estas evaluaciones se resumen en dos opciones, ambas a pie de presa:

- Una sola turbina con caudal de diseño de $6.6 \text{ m}^3/\text{s}$, como se conserva la continuidad, a la salida se toma el caudal necesario para riego de Sabana Mula.
- Dos turbinas con caudal de diseño de $3.3 \text{ m}^3/\text{s}$, que ambas descarguen en el mismo canal a la salida de la presa, y de ahí se tome el caudal necesario para riego de Sabana Mula.

4.4.1. Una sola turbina con caudal de diseño de $6.6 \text{ m}^3/\text{s}$

Para una altura neta de 45 m:

En la Tabla 4-1 y figura 4-1, se observa la potencia bruta y neta extraíble para cada caudal.

Única turbina, $Q_{\text{máx}}=7,6$; $Q_{\text{nom}}=6,6$; $Q_{\text{min}}=3$		
Caudal	Potencia bruta	Potencia extraída
$Q \text{ (m}^3/\text{s)}$	$W_b \text{ (MW)}$	$W_e \text{ (MW)}$
	$W_b = \rho * g * Q * H$	$W_e = \eta_e * \eta_t * \rho * g * Q * H_n$
7,6	3,73	2,94
6,6	3,24	2,58
3	1,47	1,00

Tabla 4-1: Potencia bruta y neta extraída, según caudal

Para desarrollar las gráficas de potencia y rendimiento según caudal, se hicieron las siguientes estimaciones de rendimiento hidráulico, orgánico y volumétrico:

-Para todas las evaluaciones de altura neta (H_n) de 45 m:

Caudal (Q)	m ³ /s	7,6	6,6	3
$\eta_{\text{hidráulico}}$	%	93%	94%	85%
$\eta_{\text{volumétrico}}$	%	98%	98%	95%
$\eta_{\text{orgánico}}$	%	98%	98%	95%
η_{turbina}	%	89%	90%	77%

Tabla 4-1.1. Estimación de rendimientos para $H_n=45 \text{ m}$

Este no es el desempeño real de la central, solo que al observar las curvas de rendimiento y potencia de una central en funcionamiento, con altura neta de diseño muy similar a la del proyecto en cuestión, los rendimientos de turbina; el mejor es para el caudal de diseño, seguido del rendimiento con caudal máximo, y el menor rendimiento se consigue en caudal mínimo.

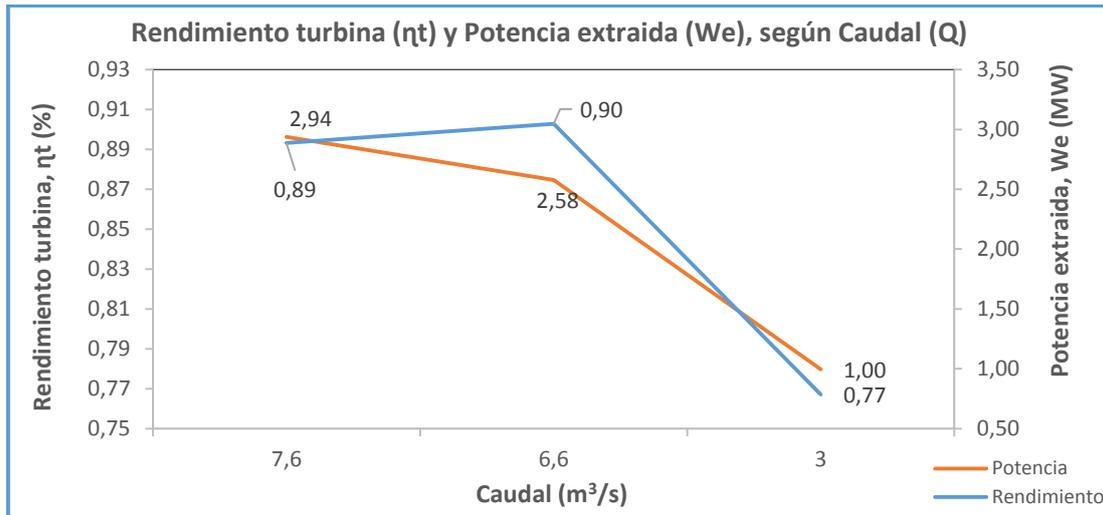


Figura 4-1: Gráfica de rendimiento y potencia, según caudal

En la tabla 4-2 y figura 4-2, se observa cómo varía la producción para cada caudal, según el factor de utilización.

Factor de utilización, f (%)	f (%)	Producción (GWh/año)		
	0,3	7,72	6,77	2,62
0,4	10,29	9,03	3,49	
0,5	12,86	11,29	4,36	
0,6	15,44	13,55	5,23	
0,7	18,01	15,81	6,11	
0,8	20,58	18,06	6,98	
0,9	23,15	20,32	7,85	
1	25,73	22,58	8,72	
	Caudal	7,6 m³/s	6,6 m³/s	3 m³/s

Tabla 4-2: Producción según caudal y factor de utilización.

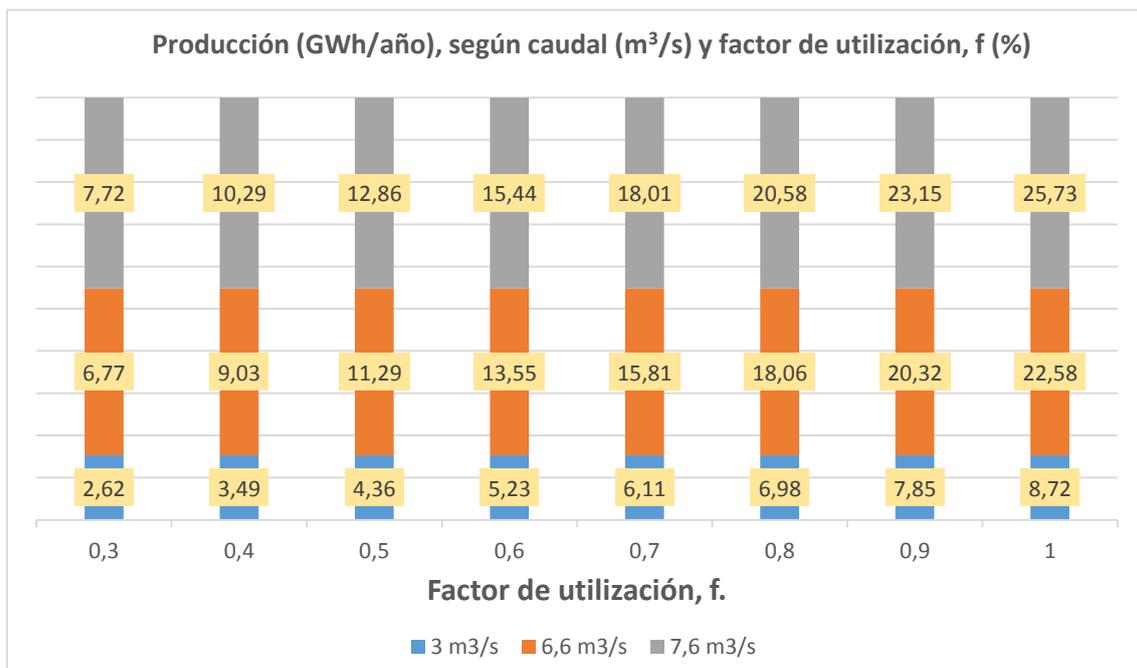


Figura 4-2: Gráfica de producción según caudal y factor de utilización.

Para una altura neta de 30 m:

Se hicieron estimaciones de potencia y producción en caso de que el volumen de la presa sea bajo, y que el salto neto fuera 30 m. Ver tabla 4-3 y figura 4-3.

Única turbina, Q _{nom} =6,6; Q _{intermedio} =5; Q _{min} =3		
Caudal	Potencia bruta	Potencia extraída
Q (m ³ /s)	W _b (MW)	W _e (MW)
	$W_b = \rho * g * Q * H$	$W_e = \eta_e * \eta_t * \rho * g * Q * H_n$
6,6	2,27	1,70
5	1,72	1,22
3	1,03	0,62

Tabla 4-3: Potencia bruta y neta extraída, según caudal

Para desarrollar las gráficas de potencia y rendimiento según caudal, se hicieron las siguientes estimaciones de rendimiento hidráulico, orgánico y volumétrico:

-Para todas las evaluaciones de altura neta (H_n) de 30 m:

Q	m3/s	6,6	5	3
η_{hidr}	%	0,93	0,9	0,8
η_{vol}	%	0,98	0,97	0,95
$\eta_{orgánico}$	%	0,98	0,97	0,95
$\eta_{turbina}$	%	0,89	0,85	0,72

Tabla 4-3.1. Estimación de rendimientos para H_n=30 m

Como se apuntó en el apartado anterior, este no es el desempeño real de la central, solo que al observar las curvas de rendimiento y potencia de una central en funcionamiento, con altura mínima muy similar a la del proyecto en cuestión, los rendimientos de turbina; el mejor es para el caudal de diseño, seguido del rendimiento con caudal intermedio, y el menor rendimiento se consigue en caudal mínimo.

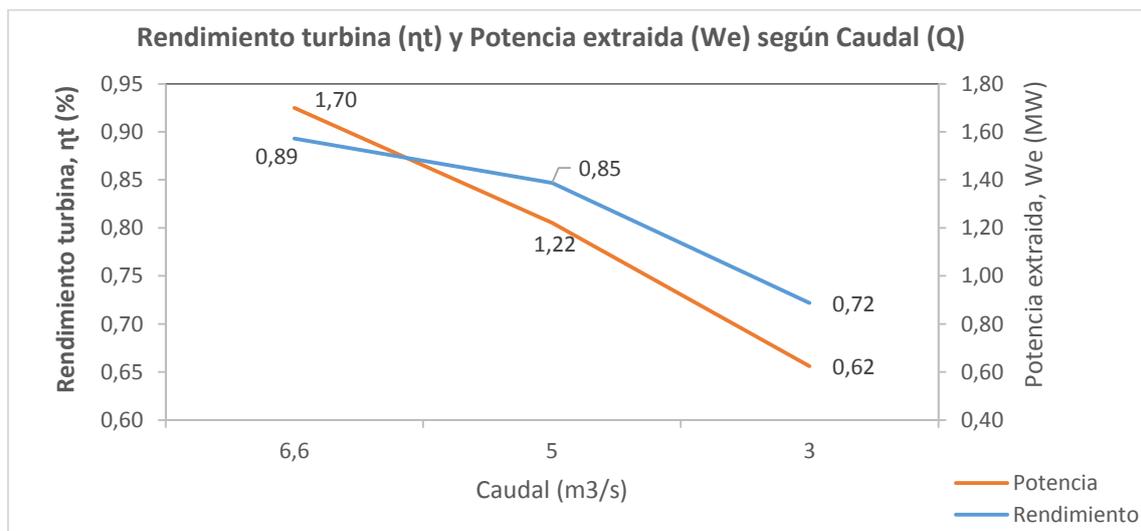


Figura 4-3: Gráfica de rendimiento y potencia, según caudal

En la tabla 4-4 y figura 4-4, se observa cómo varía la producción para cada caudal, según el factor de utilización.

Factor de utilización, f (%)	f (%)	Producción (GWh/año)		
	0,3	4,47	3,21	1,64
	0,4	5,96	4,28	2,19
	0,5	7,45	5,35	2,74
	0,6	8,94	6,42	3,28
	0,7	10,43	7,49	3,83
	0,8	11,91	8,56	4,38
	0,9	13,40	9,63	4,93
	1	14,89	10,70	5,47
	Caudal	6,6 m ³ /s	5 m ³ /s	3 m ³ /s

Tabla 4-4: Producción según caudal y factor de utilización.

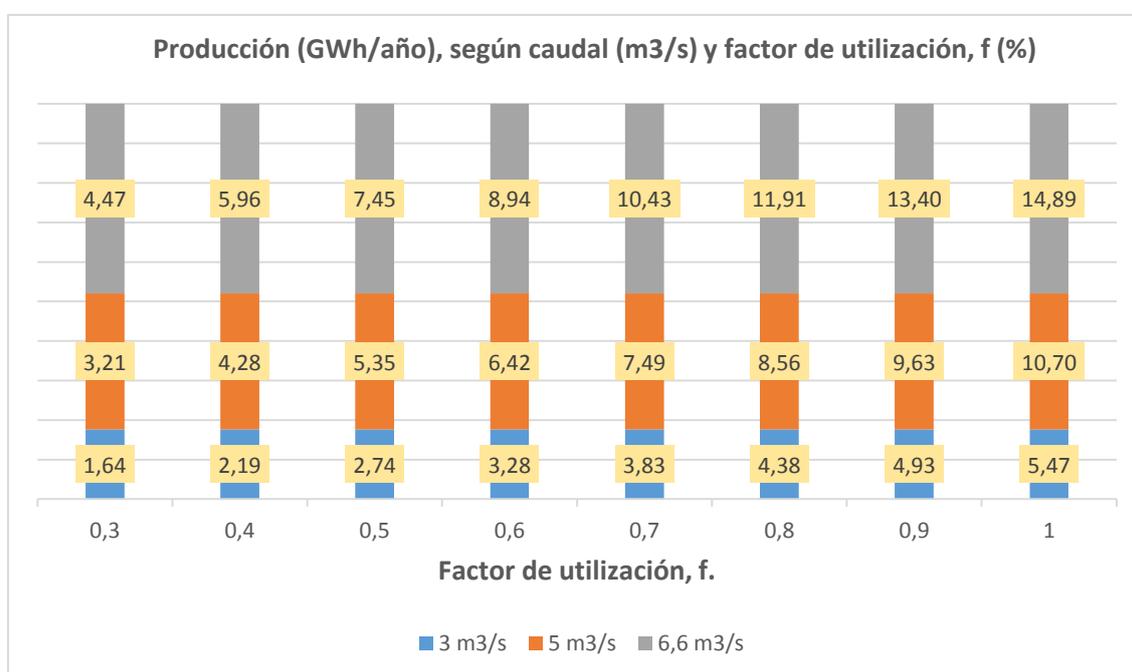


Figura 4-4: Producción según caudal y factor de utilización

Resumen de evaluaciones para una única turbina:

En esta primera opción se puede ver que para el caudal nominal de 6.6 m³/s y altura neta de 45 m, la potencia neta extraída es de 2.58 MW con un rendimiento de turbinado de 90%. En cuanto a la producción hidroeléctrica, para un factor de utilización de 30%, se consigue 6.77 GWh/año, y para 50%, 11.29 GWh/año.

Para una altura neta de (30 m), con el caudal mínimo (3 m³/s), con un factor de utilización de 30%, se produce 1.64 GWh/año.

Con esta opción, cuando la única turbina esté fuera de servicio, la producción será igual a cero (0).

4.4.2. Dos turbinas con caudal de diseño de 3.3 m³/s

Para una altura neta de 45 m:

En la Tabla 4-5 y figura 4-5, se observa la potencia bruta y neta extraíble para cada caudal.

Dos turbinas, Q _{máx} =3,8; Q _{nom} =3,3; Q _{min} =1,5		
Caudal	Potencia bruta	Potencia extraída
Q (m ³ /s)	W _b (MW)	W _e (MW)
	$W_b = \rho * g * Q * H$	$W_e = \eta_e * \eta_t * \rho * g * Q * H_n$
3,8	3,73	2,94
3,3	3,24	2,58
1,5	1,47	1,00

Tabla 4-5: Potencia bruta y neta extraída, según caudal

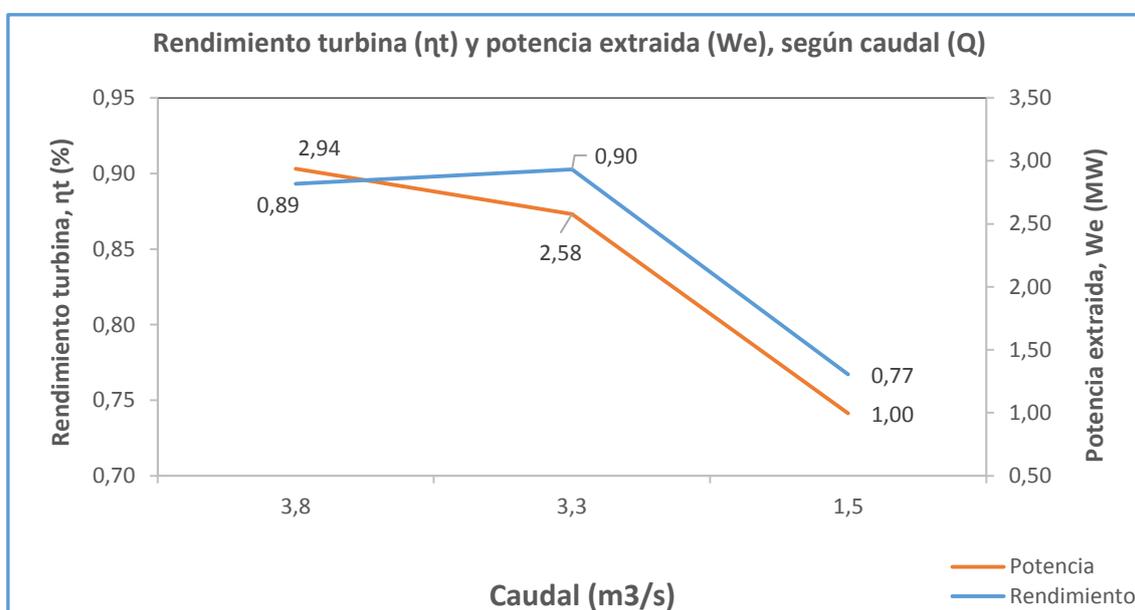


Figura 4-5: Gráfica de rendimiento y potencia, según caudal

En la tabla 4-6 y figura 4-6, se observa cómo varía la producción para cada caudal, según el factor de utilización.

Factor de utilización, f (%)	f (%)	Producción (GWh/año)			
		3,8 m ³ /s	3,3 m ³ /s	1,5 m ³ /s	
	0,3	7,72	6,77	2,62	
	0,4	10,29	9,03	3,49	
	0,5	12,86	11,29	4,36	
	0,6	15,44	13,55	5,23	
	0,7	18,01	15,81	6,11	
	0,8	20,58	18,06	6,98	
	0,9	23,15	20,32	7,85	
	1	25,73	22,58	8,72	
		Caudal	3,8 m³/s	3,3 m³/s	1,5 m³/s

Tabla 4-6: Producción según caudal y factor de utilización.

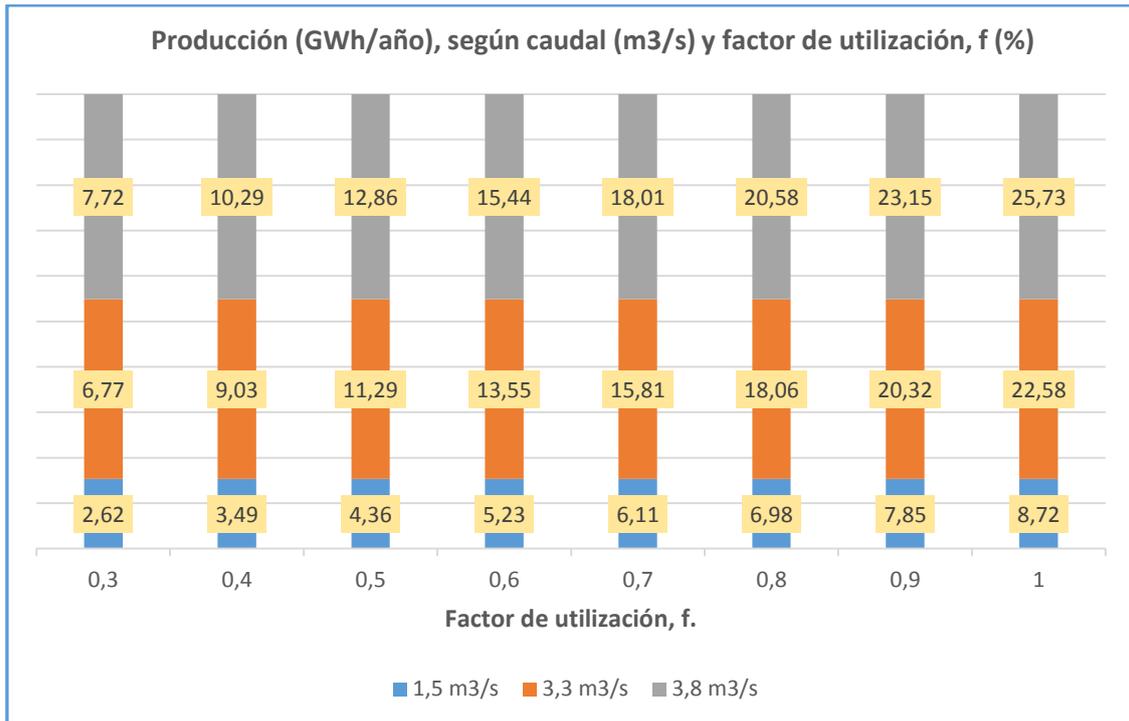


Figura 4-6: Gráfica de producción según caudal y factor de utilización

Con una turbina fuera de servicio:

La figura 4-6.1 muestra la producción cuando hay una turbina fuera de servicio.

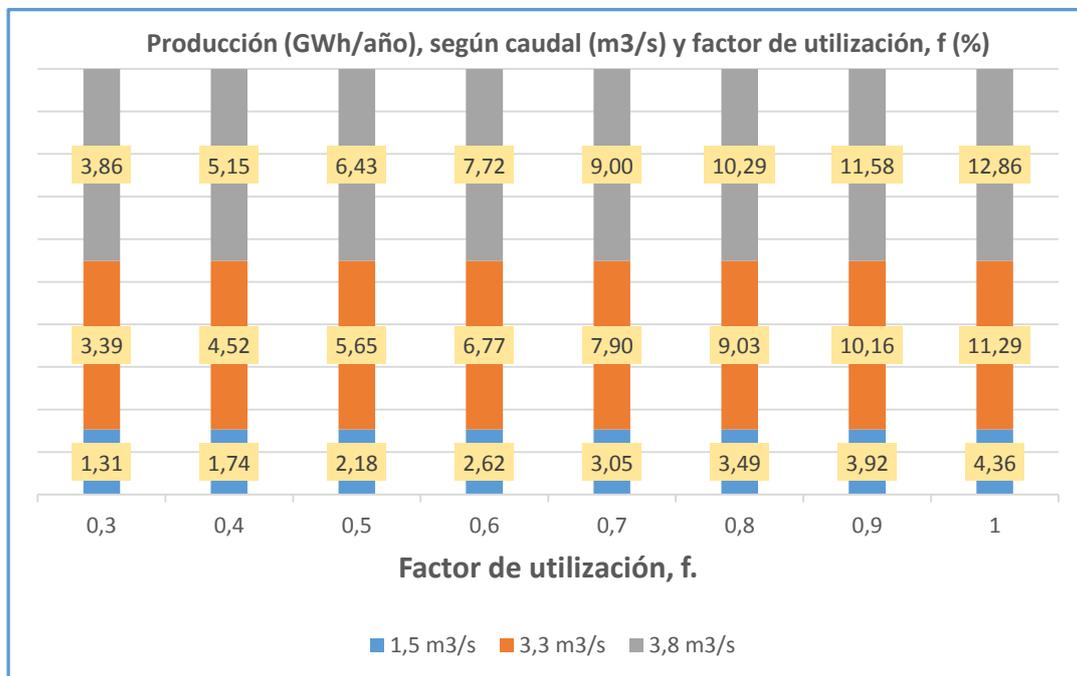


Figura 4-6.1: Gráfica de producción según caudal y factor de utilización, con una turbina fuera de servicio

Para una altura neta de 30 m:

Se hicieron estimaciones de potencia y producción en caso de que el volumen de la presa sea bajo, y que el salto neto fuera 30 m. Ver tabla 4-7 y figura 4-7.

Dos turbinas, Q _{nom} =3,3; Q _{intermedio} =2,5; Q _{min} =1,5		
Caudal	Potencia bruta	Potencia extraída
$Q \text{ (m}^3/\text{s)}$	$W_b \text{ (MW)}$	$W_e \text{ (MW)}$
	$W_b = \rho * g * Q * H$	$W_e = \eta_e * \eta_t * \rho * g * Q * H_n$
3,3	2,27	1,70
2,5	1,72	1,22
1,5	1,03	0,62

Tabla 4-7: Potencia bruta y neta extraída, según caudal

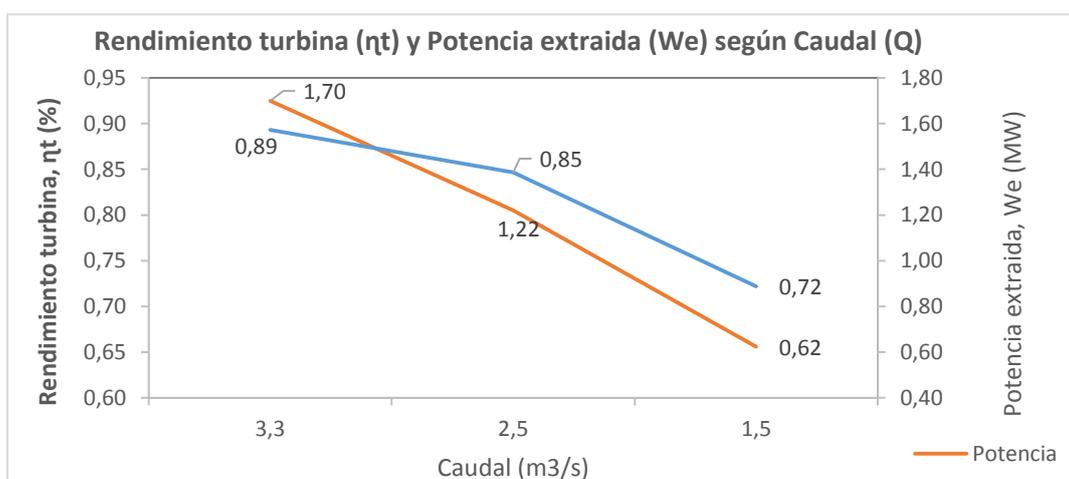


Figura 4-7: Gráfica de rendimiento y potencia, según caudal

La tabla 4-8 y figura 4-8, muestran la producción según el factor de utilización.

Factor de utilización, f (%)	f (%)	Producción (GWh/año)		
	0,3	4,47	3,21	1,64
	0,4	5,96	4,28	2,19
	0,5	7,45	5,35	2,74
	0,6	8,94	6,42	3,28
	0,7	10,43	7,49	3,83
	0,8	11,91	8,56	4,38
	0,9	13,40	9,63	4,93
	1	14,89	10,70	5,47
	Caudal	3,3 m³/s	2,5 m³/s	1,5 m³/s

Tabla 4-8: Producción según caudal y factor de utilización.

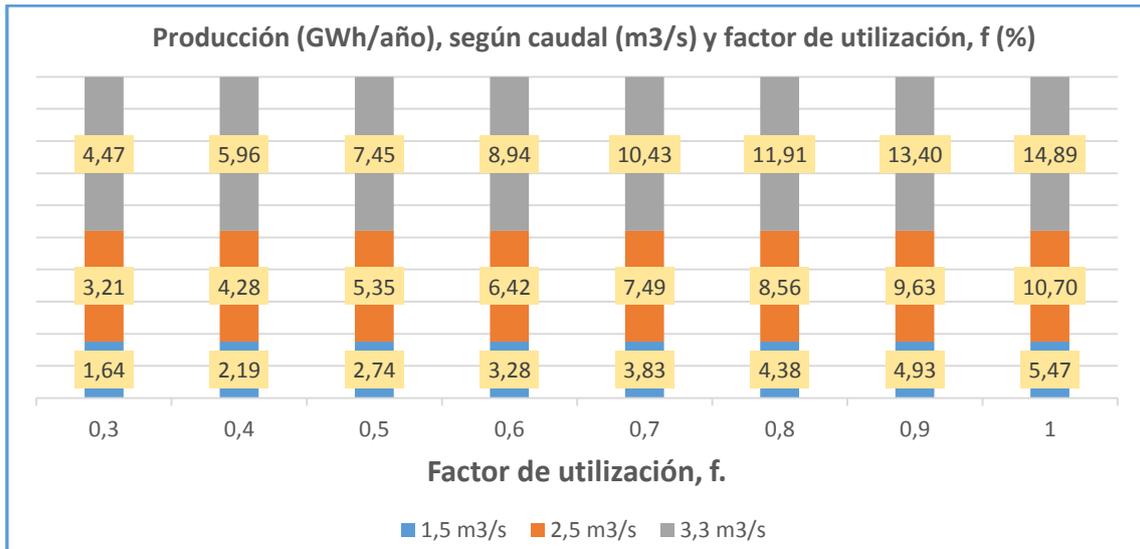


Figura 4-8: Producción según caudal y factor de utilización

Con una turbina fuera de servicio:

La figura 4-8.1 muestra la producción cuando hay una turbina fuera de servicio.

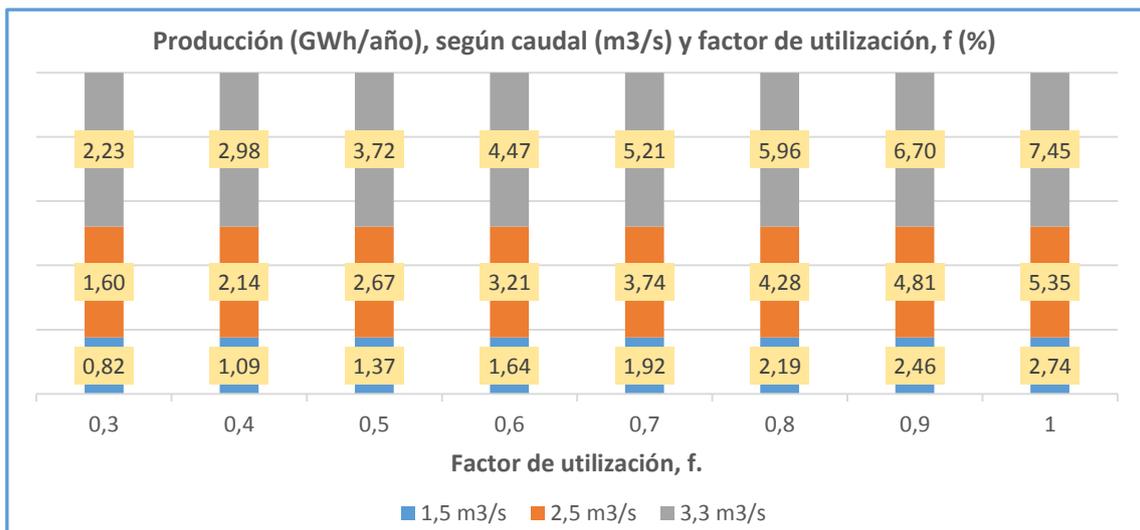


Figura 4-8.1: Gráfica de producción según caudal y factor de utilización, con una turbina fuera de servicio

Resumen de evaluaciones para dos turbinas:

En la segunda opción se obtiene los mismos resultados, ya que el caudal nominal (3.3 m³/s) es la mitad del nominal de la primera opción (6.6 m³/s), y considerando que el rendimiento es el mismo (90%), pero esta vez son dos turbinas.

Lo mismo sucede con la producción hidroeléctrica, para un factor de utilización de 30%, se consigue 6.77 GWh/año, y para 50%, 11.29 GWh/año. Para una altura neta de (30 m), con el caudal mínimo (1.5 m³/s), y un factor de utilización de 30%, se produce 1.64 GWh/año.

La diferencia que existe y es cuestión de lógica, es que si en algún momento hay una turbina fuera de servicio, la central estaría a la mitad de la producción esperada y así el servicio no se ve suspendido totalmente.

4.4.3. Alternativa elegida

Luego de analizar los diferentes escenarios de producción, considerando el factor de utilización, se opta por tener más flexibilidad en la central y se elige la segunda opción: ***Dos turbinas con caudal de diseño de 3.3 m³/s, que ambas descarguen en el mismo canal a la salida de la presa, y de ahí se tome el caudal necesario para riego de Sabana Mula.***

La opción de tener una sola turbina, aunque puede resultar en menos gastos en equipos eléctricos y en gastos de transporte, cuando esta falle, la producción de la central cae por completo.

Mientras que, al tener dos turbinas pequeñas, se tienen mayores alternativas para manejar caudales pequeños en caso de bajo volumen en el embalse, y si se presenta la situación de que una turbina esté fuera de servicio, la central todavía podría garantizar producción de energía eléctrica.

CAPÍTULO 5: ANÁLISIS DE CONDUCCIONES

5.1. Dimensionamiento de la tubería forzada y sus elementos

El siguiente diseño comprende las conducciones desde toma de agua de la presa hasta la entrada al sistema de alimentación de las turbinas, a través de un colector general o de colectores individuales. En ocasiones, la conducción se divide en dos partes; la primera de ellas extrae el agua del embalse y la conduce a un determinado punto en el que la pendiente de la conducción cambia drásticamente para llevar el agua a la central de turbinación. La primera conducción se llama galería de presión, y la segunda es propiamente la tubería forzada. Estas tuberías soportan elevadas presiones. El material empleado puede ser de acero (en este caso requiere un control riguroso de las soldaduras), fundición, fibrocemento, hormigón armado o plástico forzado con fibra de vidrio. A menudo se efectúa una protección interior en las conducciones contra corrosión mediante pinturas especiales. Las tuberías forzadas siempre deben estar dotadas con dispositivos de protección contra el golpe de ariete.

5.1.1. Condiciones iniciales

Recordando las informaciones del estado del arte, el apartado que habla sobre la generación de energía eléctrica.

El diámetro de la tubería se concluyó que sería de 2 m, la longitud 300 m, esta última se estimó considerando las dimensiones de la presa a construir, la cual tendrá una altura bruta de 50 m, El caudal nominal que se proveerá a la presa es la media de la curva de duración de caudales ($7 \text{ m}^3/\text{s}$), de este se restan $0.4 \text{ m}^3/\text{s}$ que se pierden en evaporación y otros factores, por lo que se dispone de $6.6 \text{ m}^3/\text{s}$. Se evaluó entre una turbina de $6.6 \text{ m}^3/\text{s}$ como caudal nominal o dos turbinas de $3.3 \text{ m}^3/\text{s}$, esta última se terminó eligiendo por ofrecer mayor flexibilidad.

5.1.2. Dispositivo de apertura, cierre y regulación del paso de agua

Se tienen principalmente dos tipos de dispositivos de regulación del paso de agua: *las compuertas y las válvulas*.

Las compuertas:

Son dispositivos capaces de retener, dejar paso libre, o regular el caudal de agua que llega a una apertura, sumergida o no, o que circula por una conducción abierta o cerrada. Se utilizan para el suministro de agua a las turbinas situadas a pie de presa, y en las tomas de agua para las tuberías forzadas que llevan el agua a las turbinas. Existen las compuertas *giratorias y las deslizantes*.

Las válvulas:

A diferencia de las compuertas, se instalan siempre en conductos cerrados. Aparecen en cualquier punto de la instalación, y pueden ser de distintos tipos, siendo los más habituales los siguientes: *válvulas de compuerta, de mariposa, esféricas o de bola, y válvulas de chorro hueco*.

5.1.3. Diámetro óptimo de la tubería

Es el que hace mínimo el coste total de la instalación. En la siguiente imagen se ha representado una curva de costes en función del diámetro. Lógicamente, a medida que aumenta el diámetro, las pérdidas por rozamiento son menores, mientras que el coste de amortización de la tubería aumenta. Estos dos efectos contrapuestos llevan a que la curva de costes totales tenga un mínimo, que es el que se corresponde con el llamado diámetro óptimo o económico.

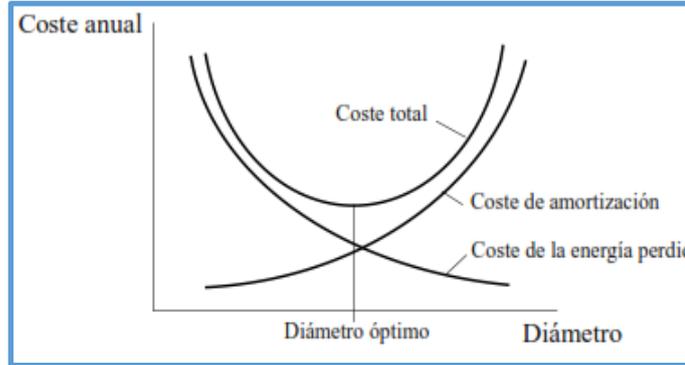


Figura 5-1: Curva para la obtención del diámetro óptimo. Fuente: Viedma y Zamora (2016).

El cálculo del diámetro económico es forzosamente iterativo y trabajoso. Existen en la bibliografía diversas fórmulas aproximadas, por ejemplo, una expresión muy sencilla tomada de Merino Azcárraga (2001), es la siguiente:

$$D_{\text{económico}} = C Q^{0.43} H_b^{-0.14}$$

Donde:

H_b = Altura o salto bruto.

$C = 1.26$ para precios bajos de energía y 1.43 para precios altos.

D = Diámetro.

Q = Caudal.

Considerando el caudal nominal de $3.3 \text{ m}^3/\text{s}$:

$$D_{\text{económico}} = 1.43 * 3.3^{0.43} * 50^{-0.14}$$

$$D_{\text{económico}} = 1.382 \text{ m}$$

El diámetro definitivo será: **$D = 1.4 \text{ m}$**

$$Q = VA \rightarrow V = \frac{Q}{A} \rightarrow V = \frac{3.3}{\frac{\pi * 1.4^2}{4}} = V = 2.1437 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cuando se trabaje con caudal máximo y mínimo, las velocidades serían:

$$V = \frac{3.8}{\frac{\pi * 1.4^2}{4}} = 2.4685 \frac{\text{m}}{\text{s}}; \text{ y } V = \frac{1.5}{\frac{\pi * 1.4^2}{4}} = 0.9744 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \text{ Respectivamente.}$$

5.1.4. Elementos que producen pérdidas de carga

Como se explicó anteriormente, la altura neta es la diferencia entre la altura bruta y las pérdidas de carga totales de la instalación. Para los ejemplos anteriores las pérdidas se estimaron como el 10% de la altura bruta, esta vez se tendrá un valor más real utilizando los elementos que conforman la tubería forzada.

Las pérdidas de carga en el fluido debido a la fricción se calculan por medio de la ecuación de Darcy:

$$H_{L_{fricción}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

λ = Coeficiente de fricción.

L = Longitud de la tubería.

D = Diámetro de la tubería.

V = Velocidad del fluido en la tubería.

g = Valor constante de la gravedad.

Cuando se consideran los elementos que conforman la tubería forzada, como válvulas y codos, se agrega la siguiente expresión:

$$H_{L_{elementos}} = K * \frac{V^2}{2g}$$

Siendo K un coeficiente de resistencia.

Pérdidas en la entrada o toma de agua

Se estima el peor de los casos, donde la tubería se proyecta hacia adentro de la presa, lo cual da un valor de $K=1.0$.

Pérdidas en la salida

Conforme el fluido pasa de una tubería a un depósito, su velocidad disminuye. En el proceso se disipa la energía cinética que el fluido tenía en la tubería, el valor de $K=1.0$.

Pérdidas por contracción súbita

Estimando una relación 1.4 entre el diámetro de la tubería y la entrada a la cámara de espiral, corresponde un $K=0.18$.

Pérdidas en codos

Se estima que habrían 2 codos de 90° con un $K=0.9$.

Pérdidas en válvula de descarga y compensación:

Es una válvula de emergencia que se utiliza para descargar en caso de un cierre brusco, para cuidar los álabes del distribuidor frente a un posible golpe de ariete, se tomará el valor de $K=1$, al no encontrar en las bibliografías un valor para estas.

Pérdidas en válvula de compuerta

Para esta instalación se estiman dos válvulas, una en la toma de agua y a la mitad de la tubería forzada, se recomiendan válvulas de compuerta completamente abierta para las que se toma un $K=3$, pero para los cálculos, y no siendo tan optimista, se harán con una abierta por la mitad, con un $K=5.6$.

Pérdidas en la rejilla

Para evitar que a la tubería entren objetos no deseados, que puedan afectar la turbina, se colocan rejillas en la toma de agua, estas rejillas producen pérdidas de carga al paso del fluido por las mismas, el valor de K se obtiene mediante la ecuación de *Kirschmer*:

$$H_{L_{rejillas}} = \beta \left(\frac{e_b}{d} \right)^{4/3} * \frac{V^2}{2g} * \text{sen } \alpha = K * \frac{V^2}{2g}$$

$$\text{Por lo que: } K = \beta * \left(\frac{e_b}{d} \right)^{4/3} * \text{sen } \alpha$$

Siendo:

e_b = Espesor de los barrotes.

d = Distancia entre los barrotes.

α = Inclinación de los barrotes con respecto a la horizontal.

β = Coeficiente que depende de la forma de los barrotes.

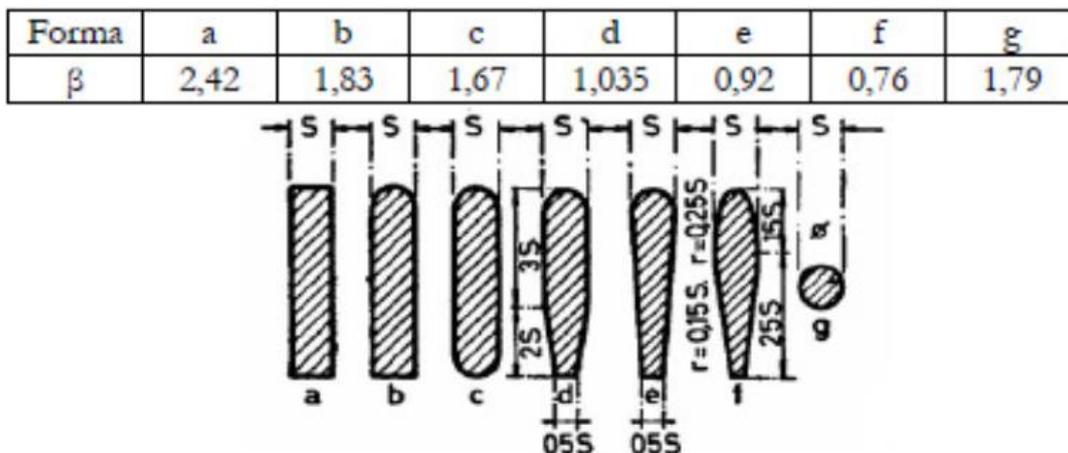


Figura 5-2: Valores de β para cálculos de K en rejillas. Fuente: Estudio del recurso hidráulico y proyecto de una central minihidráulica en la cuenca del río Tormes.

Seleccionando barrotos de la forma “a”, el valor de β es de 2.42 (figura 5-2), estimando el espesor de los barrotos en 10 mm, la distancia entre ellos se recomienda entre 40 y 50 mm para turbinas Francis, y la inclinación en torno a 70° para facilitar su limpieza, se procede a calcular el valor de K .

$$K = 2.42 * \left(\frac{0.01}{0.04}\right)^{\frac{4}{3}} * \text{sen } 70^\circ ; \rightarrow K = 0.36$$

Otras pérdidas

Considerando que se agreguen otros elementos a la tubería, se estimó $K=3$ para complementos variados que se puedan agregar a la instalación.

Coefficiente de resistencia global (K_{global})

Conociendo los valores de K para cada elemento (tabla 5-1), el $K_{\text{global}}=21.20$. Ahora se puede avanzar con los cálculos de pérdidas de carga, algunos valores se tomaron de *Roberson et al*, y otros de *Robert L. Mott (2006)*.

Kglobal		
#	Parte / elemento	K
1	Entrada a la tubería	1,00
2	Codos 90°	1,80
2	Válvulas de compuerta 1/2 abierta	11,20
1	Válvula de descarga y compensación	1,00
1	Válvula de regulación (150* λ)	1,66
1	Rejilla	0,36
1	Contracción súbita	0,18
1	Salida de la tubería	1,00
1	Otros elementos que se agreguen a la instalación	3,00
Total=		21,20

Tabla 5-1: Coeficiente de resistencia global de los elementos de la tubería forzada. Tomados de *Roberson et al.*, y otros de *Robert L. Mott (2006)*.

5.1.5. Pérdidas de carga totales en la instalación (ΔH_{inst})

Como se explicó anteriormente, en el apartado 3.1.2, la altura neta es la diferencia entre la altura bruta y las pérdidas de carga totales de la instalación.

Teniendo la ecuación de Darcy, y los valores de K que representa cada elemento de la tubería forzada, para obtener las pérdidas de carga en la instalación (ΔH_{inst}), se puede utilizar la expresión general de *Darcy-Weisbach*:

$$\Delta H_{\text{inst}} = \left[\lambda \frac{L}{D} + \Sigma_i K_i \right] \frac{V^2}{2g}$$

Siendo:

$\lambda =$ Coeficiente de fricción

$L =$ Longitud de la tubería (300 m).

$D =$ Diámetro de la tubería (1.4 m).

$\Sigma_i K_i =$ Sumatoria de coeficientes de resistencia.

$V =$ Velocidad del fluido en la tubería (2.1437 m/s).

$g =$ Valor constante de la gravedad (9.81 m/s²).

En lo adelante se procederá a conseguir los valores que hacen falta para resolver la ecuación general de pérdidas de carga:

Coeficiente de fricción

El coeficiente de fricción se consigue a través del diagrama de Moody, en el cual se busca con el número de Reynolds y la rugosidad relativa.

-El número de Reynolds se calcula por medio de la siguiente expresión: $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$

Siendo:

$\rho =$ Densidad del agua.

$V =$ Velocidad del agua.

$D =$ Diámetro de la tubería forzada.

$\mu =$ Viscosidad dinámica del agua.

$$Re = \frac{10^3 \frac{kg}{m^3} * 2.1437 \frac{m}{s} * 1.4 m}{10^{-3} \frac{kg}{m * s}} \rightarrow Re = 3.0 * 10^6$$

-La rugosidad relativa es el cociente entre la rugosidad del material utilizado en la tubería forzada y el diámetro de dicha tubería, expresado con la siguiente relación:

$$\varepsilon = k/D$$

Donde:

$\varepsilon =$ Rugosidad relativa del material de la tubería forzada.

$k =$ Rugosidad del material.

$D =$ Diámetro de la tubería forzada.

Para encontrar el valor de k , se hace a partir de la siguiente tabla:

Rugosidades comerciales de algunos materiales, k (mm)	
Vidrio, bronce, plomo, cobre	0,0015
Acero comercial, hierro forjado	0,046
Hierro fundido asfaltado	0,12
Hierro galvanizado	0,15
Hierro fundido	0,25
Madera	0,18 a 9
Horrmigón	0,3 a 3
Acero remachado	0,9 a 9

Tabla 5-2: Valores de rugosidad según el material. Fuente: Apuntes de la asignatura Energía Hidráulica y Maremotriz, máster en EERR.

Se utilizará 0.046 mm como valor de k , considerando que se trata de acero comercial.

$$\varepsilon = \frac{0.046}{1000} m \quad \varepsilon = \mathbf{0.0000329}$$

Antes de ir al diagrama de Moody se calcula el coeficiente de fricción con algunas fórmulas que se recomiendan en las bibliografías:

$$\text{Para tubos lisos: } \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 0.87 \ln(Re\sqrt{\lambda}) - 0.8; \rightarrow \lambda = 0.00969; \rightarrow \lambda = 0.010$$

$$\text{Para tubos rugosos: } \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 0.87 \ln\left(\frac{D}{k}\right) + 1.14; \rightarrow \lambda = 0.00976; \rightarrow \lambda = 0.010$$

$$\text{Situaciones intermedias: } \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -0.87 \ln\left(\frac{k}{3.71 D}\right); \rightarrow \lambda = 0.00976 \rightarrow \lambda = 0.010$$

Ecuación de Swamee para flujos turbulentos, descrita por *Robert L. Mott (2006)*:

$$\lambda = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{1}{3.7 \frac{D}{k}} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2};$$

$$\lambda = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{1}{3.7 * \frac{1.4}{4.6 * 10^{-5}}} + \frac{5.74}{(3 * 10^6)^{0.9}} \right) \right]^2}; \rightarrow \lambda = 0.011$$

Con los valores de rugosidad relativa ($\epsilon = 0.000033$) y número de Reynolds ($Re=3 \cdot 10^6$) se busca el coeficiente de fricción (λ) en el diagrama de Moody.

El valor estimado que se obtiene en el diagrama es de $\lambda=0.011$.

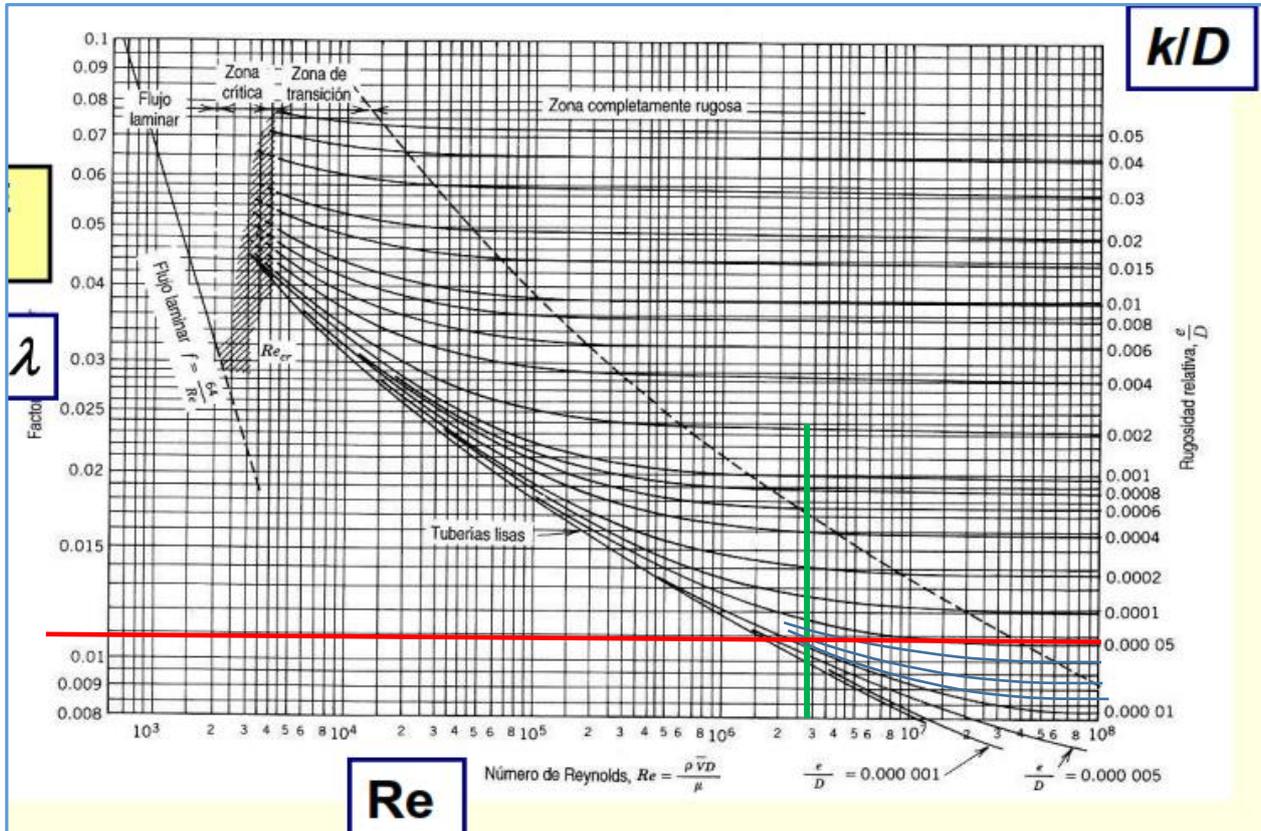


Figura 5-3 Ubicación del coeficiente de fricción en el diagrama de Moody. Fuente: Apuntes de la asignatura Energía Hidráulica y Maremotriz, máster en EERR.

Se observó que el factor de fricción encontrado en el diagrama de Moody tiene mucha similitud con relación al calculado en las ecuaciones anteriores.

Calculando a ΔH_{inst}

Conocidos los valores de K y el coeficiente de fricción λ , se procede a calcular las pérdidas totales en la instalación:

$$\Delta H_{inst} = \left[0.011 * \frac{300 \text{ m}}{1.4 \text{ m}} + 21.2 \right] \frac{\left(2.1437 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{\left(2 * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)} ; \rightarrow \Delta H_{inst} = 5.52 \text{ m}$$

Estas pérdidas representa el 11.04% de la altura bruta o salto bruto.

5.1.6. Altura neta (H_n)

Ahora que se conocen los valores de las pérdidas de carga totales de la instalación (ΔH_{inst}), y la altura bruta (H_b), se puede conocer del salto neto o altura neta que se dispone para la tener una mejor idea de la capacidad de turbinación que tendrá la central en cuestión. Se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$H_n = H_b - \Delta H_{inst}$$

$$H_n = 50 \text{ m} - 5.52 \text{ m}; \rightarrow H_n = 44.48 \text{ m}.$$

5.1.7. Espesor de la tubería

El espesor de la tubería forzada suele ser como mínimo de unos 6 mm. Esta medida se calcula en función del tipo de salto y el diámetro.

Espesor de la tubería forzada en la sección inferior en función del salto y el diámetro:

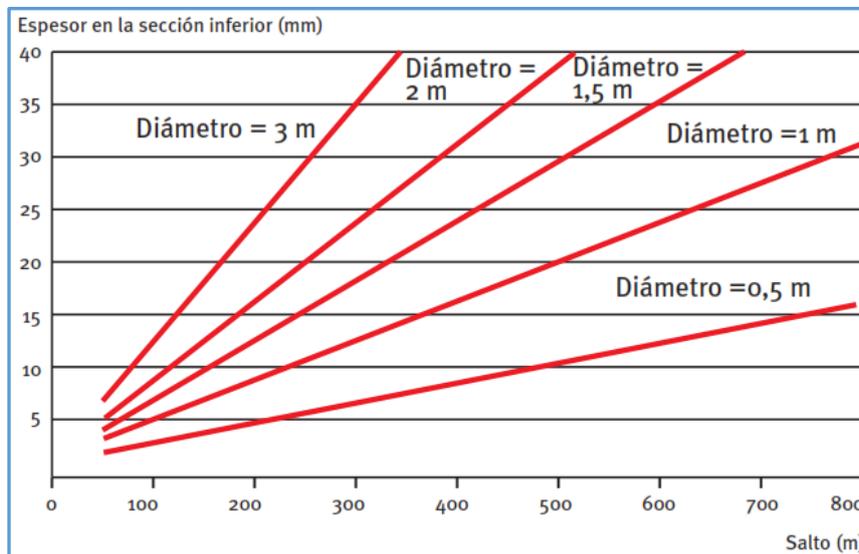


Figura 5-4: Espesor de la tubería en función de diámetro y caudal. Fuente: Minicentrales hidroeléctricas, IDAE.

Conociendo el diámetro de 1.4 m y el salto bruto de 50 m, se podría seleccionar un espesor de 4 mm, y luego recalcarlo cuando se conozca el golpe de ariete, pero para respetar la condición de espesor mínimo, se seleccionará ($e=6$ mm).

5.1.8. Golpe de ariete

En algunos casos las sobrepresiones en los conductos pueden ser muy altas, estas tensiones tan grandes pueden también modificar la dimensión de la sección del conducto introduciendo conceptos de elasticidad del mismo, hasta el momento considerado como rígido. El fenómeno es conocido en la práctica como *golpe de ariete*; se produce en los conductos al cerrar o abrir rápidamente una válvula y al poner en marcha o parar una máquina hidráulica, o también al disminuir bruscamente el caudal; los cambios bruscos de energía cinética dan lugar a sobrepresiones o depresiones importantes.

Las variaciones de presión producidas en este fenómeno transitorio deben incluirse de forma obligada en el proceso de diseño de cualquier instalación hidráulica, en el caso de que un análisis de la instalación indique probabilidad de aparición de golpe de ariete.

En el caso de bombeo, la parada repentina de la bomba hace que la columna de líquido que se estaba bombeando se pare y caiga posteriormente con una sobrepresión muy alta sobre la misma bomba, de manera que la bomba y/o conducción pueden verse gravemente afectadas.

Otro caso de interés es el que ocurre en las centrales hidroeléctricas, en las que se ha de reducir bruscamente el caudal suministrado a las turbinas hidráulicas acopladas a los alternadores, cuando se anula la carga del alternador. Si el cierre es muy brusco, el golpe de ariete generado puede afectar gravemente al sistema distribuidor o al mismo rodete.

Al cerrarse rápidamente una válvula en la tubería durante el escurrimiento, el flujo a través de la válvula se reduce, lo cual incrementa la carga del lado aguas arriba de la válvula, iniciándose un pulso de alta presión que se propaga en la dirección contraria a la del escurrimiento. Esta onda provoca sobrepresiones y depresiones las cuales deforman las tuberías y eventualmente las destruyen. Desde el punto de vista energético puede considerarse la transformación de la energía cinética del fluido en energía potencial elástica (cambios de presión) y viceversa. Si la tubería carece de roce y es indeformable y por lo tanto no hay pérdidas de energía, el fenómeno se reproduce indefinidamente. Si hay roce y la tubería es elástica parte de la energía se va perdiendo y las sobrepresiones son cada vez menores hasta que el fenómeno se extingue.

En el caso de cierre de una válvula, la fuerza viva del agua se convertirá en trabajo, determinando en las paredes de la tubería presiones superiores a la carga inicial. Si se pudiera cerrar la válvula en un tiempo $t = 0$, se produce el cierre instantáneo y considerando que el agua fuese incompresible y la tubería no fuese elástica, la sobrepresión tendría valor infinito. En la práctica, el cierre lleva algún tiempo, por pequeño que sea y la energía que va a absorberse se transforma en esfuerzos de compresión del agua y deformación de las paredes de la tubería.

La sobrepresión no es infinita, pero tiene un valor más o menos alto según el tiempo de cierre y el material de que esté hecha la tubería. Esta sobrepresión se origina en la válvula que se cierra, y viaja por la tubería a una velocidad que se llama celeridad "c". Estas ondas de sobrepresión suelen ir seguidas de ondas de depresión.

Al igual que sucede en un resorte largo que es estirado y luego dejado libre, la tubería debido a la elasticidad del material de que está hecha, se contrae hasta un tamaño ligeramente menor que el previo a la sobrepresión, produciéndose la salida de agua mayor que el aumento de volumen causado por la sobrepresión. Este fenómeno es acompañado por una reducción de la presión que, por inercia, debería ser (en teoría) igual y de sentido inverso a la sobrepresión. Este fenómeno se repetirá continuamente, presentándose una serie de ondas de presión que oscilan entre valores de cada vez menores, debido a la disipación de la energía, hasta que finalmente el sistema se estabiliza llegando a tenerse la presión hidrostática.

Para calcular la máxima sobrepresión a la que se puede ver expuesta la instalación se deberán utilizar la expresión de *Allievi* (que se contempla como de diseño desde el punto de vista de la seguridad, al calcular la máxima sobrepresión posible que se puede alcanzar en la tubería) si ($T_0 < T_r$; $T_0 < T_{iv}$) o mediante la expresión de *Michaud* ($T_{iv} < T_0 < T_r$).

Siendo:

T_0 : Tiempo de cierre de la válvula.

T_r : Tiempo de residencia de una partícula fluida en el conducto ($T_r = L/V$), siendo (V) la velocidad del fluido en la tubería.

T_{iv} : tiempo de ida y vuelta de las ondas de presión ($2L/c$).

Donde la L es la longitud de la tubería sujeta al fenómeno.

Tipos de cierre

-Cierre lento: Si el tiempo de cierre de la válvula es mayor que el tiempo de residencia de una partícula fluida en el conducto. No se producen sobrepresiones.

-Cierre intermedio: Si el tiempo de cierre es $T_0 \approx T_r$, el término inercial no es despreciable, sin embargo los efectos de la compresibilidad siguen siendo despreciables.

-Cierre rápido, pero no instantáneo: Si el tiempo de cierre es $T_{iv} < T_0 < T_r$. La sobrepresión generada puede calcularse de modo aproximado mediante la fórmula de Michaud, suponiendo que la ley de cierre de la válvula es lineal con el tiempo.

-Cierre rápido e instantáneo: Es el golpe de ariete propiamente dicho. Si $T_0 < T_r$; $T_0 < T_{iv}$. Para este caso la sobrepresión se obtiene mediante la fórmula de Allievi.

Puesto que la válvula encargada del cierre de la admisión a las turbinas, (y por tanto la susceptible de provocar una sobrepresión) son las dos válvulas de compuerta, situadas al inicio y a mitad de la tubería forzada, será ésta la que determine el tiempo de cierre, y por tanto el posible golpe de ariete. La válvula de compuerta tiene un tiempo de cierre aproximado de **$T_0=4$** segundos.

Celeridad de la propagación de la sobrepresión (c)

La celeridad se calcula a través de la siguiente ecuación:
$$c^2 = \frac{1}{\frac{1}{a^2} + \frac{\rho D}{eE}}$$

Siendo:

$a =$ Velocidad de propagación ondas del sonido en el H_2O : ($a = 1400 \frac{m}{s}$).

$\rho =$ Densidad del agua: ($\rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$).

$D =$ Diámetro de la tubería: ($D = 1.4 m$).

$E =$ Módulo de elasticidad del acero: ($E = 2.1 * 10^6 \frac{kg}{cm}$).

$e =$ Espesor de la tubería: ($e = 6 mm$).

Luego de conocer los valores de las variables, se procede a calcular a "c":

$$c^2 = \frac{1}{\frac{1}{\left(1400 \frac{m}{s}\right)^2} + \frac{1000 \frac{kg}{m^3} * 1.4m}{0.006m * 2.1 * 10^{11} \frac{N}{m^2}}}; \rightarrow c = 785.355 \frac{m}{s}$$

Tiempo de ida y vuelta (T_{iv})

Conociendo a "c", ahora se puede calcular el tiempo de ida y vuelta de las ondas de presión, a través de la siguiente ecuación:

$$T_{iv} = \frac{2L}{c}$$

$$T_{iv} = \frac{2 * 300 m}{785.355 \frac{m}{s}}; \rightarrow T_{iv} = 0.8 s$$

Tiempo de residencia (T_r)

Ahora se calcula el tiempo de residencia de una partícula fluida en el conducto, se hace a través de la siguiente ecuación:

$$T_r = \frac{L}{V}$$

$V =$ Velocidad del agua en la tubería para un caudal máximo de $4 \frac{m^3}{s}$; $\rightarrow V = 2.6 m/s$

$$T_r = \frac{300 m}{2.6 \frac{m}{s}}; \rightarrow T_r = 115.4 s$$

Tipo de cierre y método de trabajo

Ahora se procede a determinar si se trabajará con Allievi o con Michaud:

$T_0 < T_r$? Sí. (Allievi)

$T_0 < T_{iv}$? No. (Allievi)

$T_{iv} < T_0 < T_r$? Sí. (Michaud).

Entonces se trata de un cierre rápido no instantáneo, por lo que se utiliza la ecuación de **Michaud** para el cálculo de las sobrepresiones en la tubería:

$$\Delta P = \frac{2\rho L V}{T_0};$$

$$\Delta P = \frac{2 * 1000 \frac{kg}{m^3} * 300 m * 2.6 \frac{m}{s}}{4 s}; \rightarrow \Delta P = 3.9 * 10^5 Pa$$

$$\Delta P = 40 \text{ m. c. a.}$$

5.1.9. Recalculando el espesor de la tubería

Se vuelve a calcular el espesor de la tubería para estar seguro que soporta la sobrepresión. Se calculará mediante la expresión general para el cálculo de tuberías forzadas, que se encuentra en el texto de *Zoppetti (1979)*:

$$e = \frac{PD}{2K}$$

Donde:

e = Espesor de la tubería forzada

P = Presión total (altura neta + pérdidas + sobresión), en m. c. a

D = Diámetro de la tubería forzada

K = Coeficiente de trabajo del acero $\left(K = 13 \frac{kg}{mm^2} \right)$

$$e = \frac{(50 + 40) * 1.4}{2 * 13}; \rightarrow e = 4.85 \text{ mm}$$

Este espesor soportaría la presión total, pero es menor que el seleccionado en el punto 5.1.7 ($e=6 \text{ mm}$). En caso de haber seleccionado un espesor de 4 mm, como se había pensado y el que correspondía según la guía de IDAE, no habría ningún problema con cambiar a este nuevo espesor, pero considerando que es menor que el seleccionado a principio, el espesor definitivo de la tubería será **6 mm**.

5.1.10. Seguridad frente a un posible golpe de ariete

Pueden existir o no dispositivos de amortiguación del golpe de ariete (como la chimenea de equilibrio). En cualquier caso, se necesita una válvula de regulación antes de la entrada en la turbina (esta válvula normalmente incorpora un dispositivo propio de amortiguación de sobrepresiones).

Chimenea de equilibrio no vertiente

Es el tipo más generalmente empleado. El diseño de la chimenea debe garantizar que no se produzca en ningún caso el derrame superior del agua; la base de la chimenea debe estar a una cota tal que, aun en depresiones máximas, el nivel del agua en la chimenea no deje al descubierto la entrada de la tubería forzada, con el fin de evitar la entrada de aire en esta.

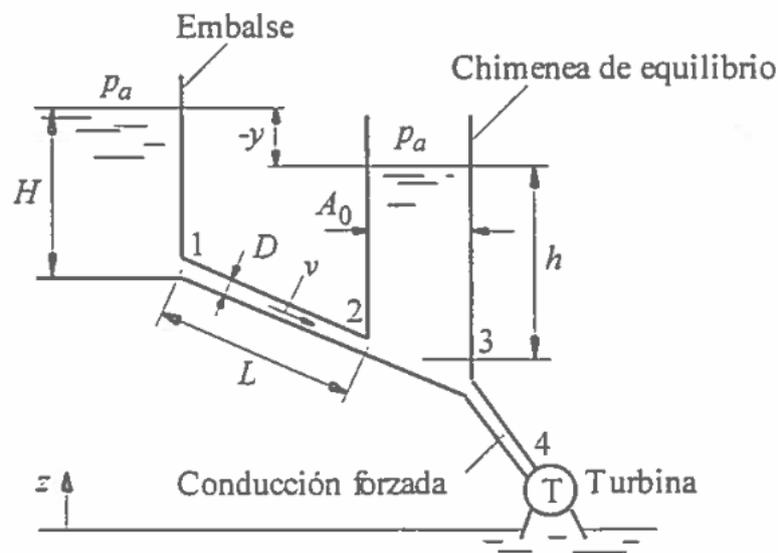


Figura 5-5: Esquema de una chimenea de equilibrio no vertiente. Apuntes de la asignatura Energía Hidráulica y Maremotriz, máster en EERR.

En la figura 5-5 puede observarse el esquema simplificado de una chimenea de equilibrio, con el que se describirá brevemente el funcionamiento de este tipo de instalaciones. La chimenea de equilibrio protege el tramo 1-2 de las sobrepresiones creadas por cortes bruscos del caudal en la turbina. El tramo 1-2 es aproximadamente horizontal, mientras que el 3-4 tiene una pendiente importante. Si se desea proteger el tramo 3-4, colocando la chimenea en torno al punto 4, sería necesario construir una chimenea de grandes dimensiones, con el consiguiente gasto económico; por esta razón, resulta más práctico construir el tramo de la tubería 3-4 lo suficientemente robusto. Un corte brusco del caudal en el punto 4, daría lugar a un golpe de ariete que se propagaría hasta 3, y luego volvería a 4, y así sucesivamente. Estas ondas acaban amortiguándose por efecto de la fricción; se supone que este tiempo de amortiguación es mucho menor que el tiempo característico de los procesos que ocurren en el tramo 1-2.

CAPÍTULO 6: SELECCIÓN Y PREDISEÑO DE LA TURBINA

6.1. La turbina hidráulica

Una turbina hidráulica es una máquina que transforma la energía del agua (energía cinética y potencial), en energía mecánica de rotación. La energía del agua puede ser por la caída en un salto de agua o por la propia corriente de agua.

Normalmente esta energía de rotación se utiliza para transformarla en energía eléctrica, mediante el acoplamiento de la turbina a un generador en las centrales hidráulicas. La caída del agua y/o el paso del agua por ella hace girar la turbina y el eje de la turbina, que está acoplado al generador, hace que este último gire produciendo energía eléctrica. Las turbinas hidráulicas tienen un rendimiento muy alto que incluso puede llegar al 90%.

6.1.1. Partes principales de una turbina hidráulica

Como se puede ver en la figura 6-1, el agua se recoge por una *tubería de entrada* y es distribuida por varios puntos de salida mediante *el distribuidor*. Los puntos por donde sale el agua se llaman *toberas*, hacen que el agua golpee los *álabes del rodete* que hace girar el *eje de la turbina* también llamado *rotor*. El rodete consta esencialmente de un disco provisto de un sistema de *álabes, paletas o cucharas* (dependiendo tipo de turbina) sobre las que golpea el agua. El agua sale por la *tubería de desagüe o difusor* hacia el cauce del río.

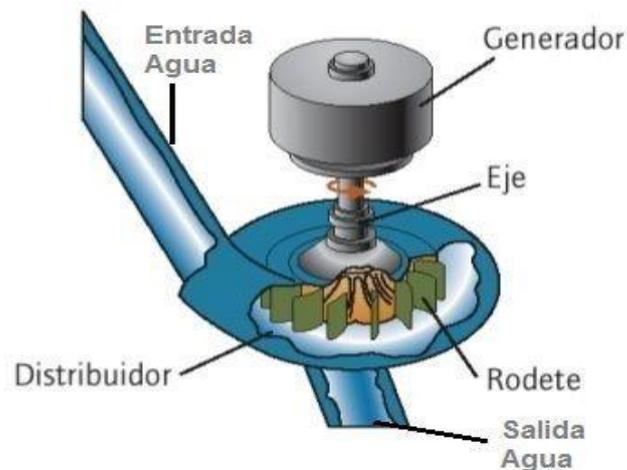


Figura 6-1: Partes principales de una turbina hidráulica. Fuente: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html>

6.1.2. Clasificaciones de las turbinas hidráulicas

Según la colocación de su eje:

El eje de la turbina puede colocarse horizontal o vertical.

Según la dirección en que entra el agua:

- **Turbinas radiales-axiales:** El agua entra en el rodete de forma radial para posteriormente cambiar de dirección y salir paralela al eje de rotación de la turbina, es decir axial o en la dirección del eje. Figura 6-2.

- **Turbinas axiales:** El agua entra y sale paralela al eje de rotación de la turbina.
- **Turbinas Tangenciales:** El agua golpea el rodete en su periferia.

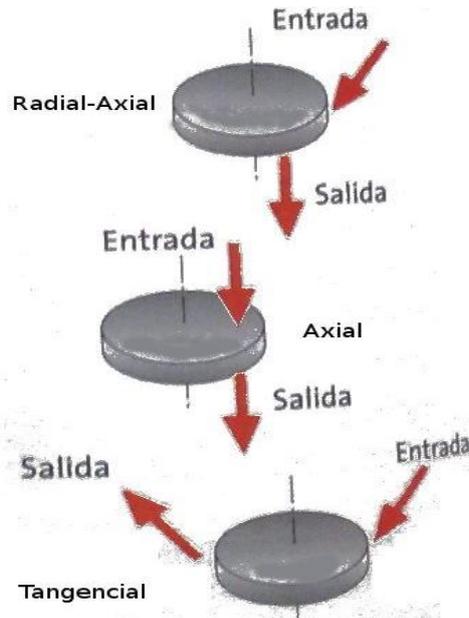


Figura 6-2: Clasificación según la dirección del fluido. Fuente: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html>

Según el grado de reactividad:

-**De acción:** El agua mueve la turbina por el golpe directo sobre los álabes del rodete. En estos casos interesa que tengamos una gran altura de caída del agua para que golpee lo más fuerte posible.

-**De reacción:** En este caso el agua mueve el rodete, por la reacción que provoca su salida sobre el rodete. En este caso interesa tener un gran caudal de agua que empuje el agua que entra en las tuberías para que salga con mucha fuerza y mueva con más fuerza el rodete

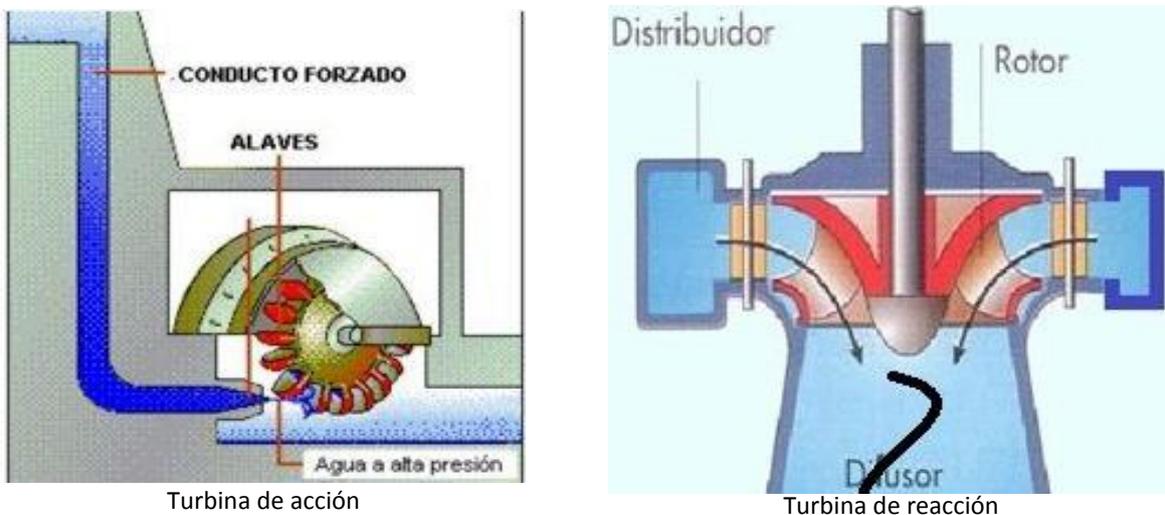


Figura 6-3: Turbinas de acción y de reacción. Fuente: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html>

6.1.3. Principales turbinas hidráulicas más utilizadas

Las turbinas más usadas son 3: Pelton, Francis y Kaplan, (figura 6-4).

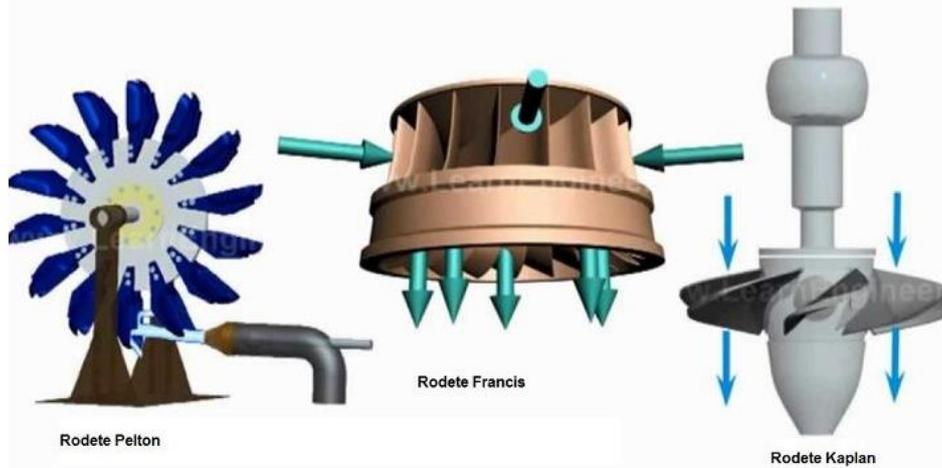


Figura 6-4: Principales turbinas más usadas. Fuente: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html>

Turbina Pelton

También llamada "Rueda Pelton" es una turbina de acción o de chorro, tangencial y normalmente de eje horizontal. Se utiliza en saltos de agua de gran altura (superiores a 200m) y con pequeños caudales de agua (hasta 10 metros cúbicos por segundo). El distribuidor está formado por una o varias entradas de agua al rodete. Los álabes que están situados sobre la periferia del rodete tienen forma de cuchara. La fuerza del impulso del agua es la responsable del giro de la turbina.

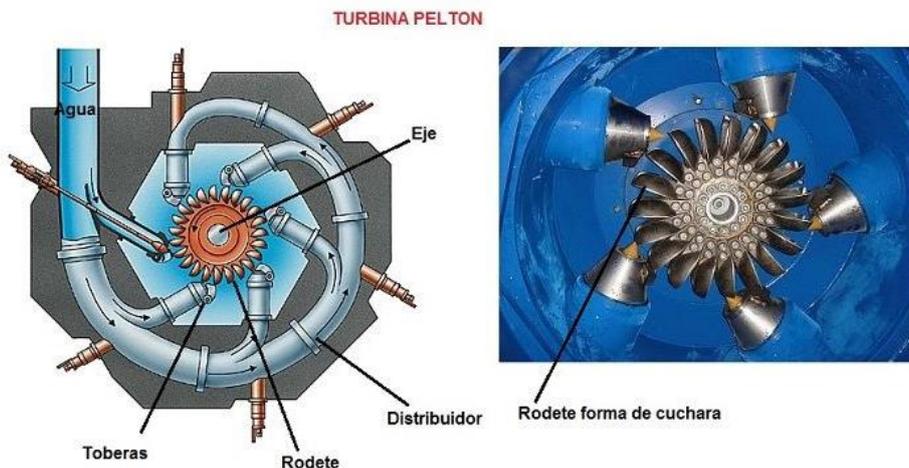


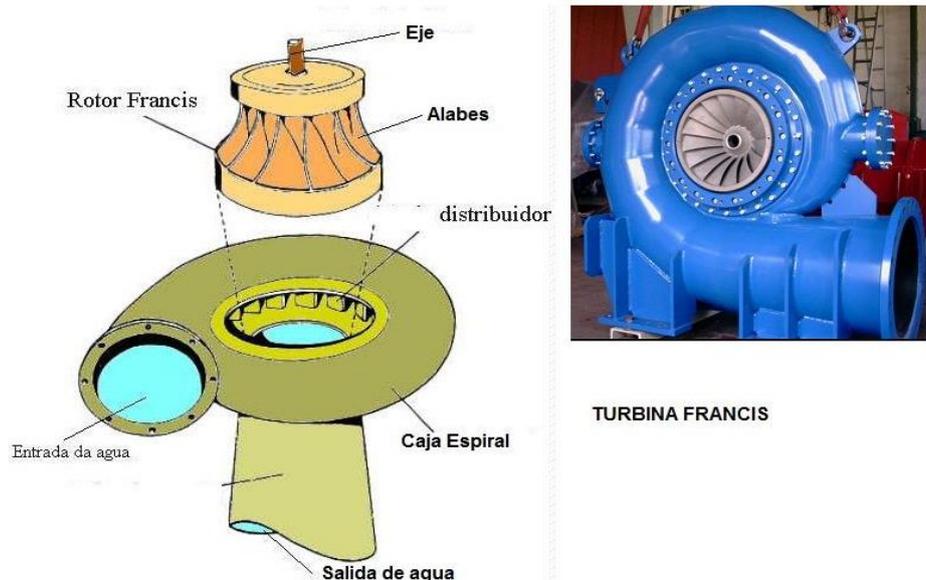
Figura 6-5: Rueda de la turbina Pelton. Fuente: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html>

Turbina Francis

Es una turbina de reacción, radial-axial, normalmente de eje vertical, aunque pueden ser horizontal como muestra la figura de más abajo. Se utiliza en saltos de altura intermedia (hasta los 200 metros) y con caudales muy variados de agua, entre 2 y 200 metros cúbicos por segundo. El distribuidor está compuesto de aletas móviles para regular el caudal de agua que conduce al rodete.

El agua procedente de la tubería forzada entra perpendicularmente al eje de la turbina y sale paralela a él.

Para regular el caudal de agua que entra en el rodete se utilizan unas paletas directrices situadas en forma circular, y cuyo conjunto se denomina distribuidor. Se utiliza en sitios de muy diversas alturas de caída de agua y caudales. Esta turbina se puede utilizar en un gran rango de saltos y caudales de agua, es la más versátil. Algunas pueden variar el ángulo de sus palas durante su funcionamiento.



TURBINA FRANCIS

Figura 6-6: Turbina Francis. Fuente: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html>

Turbina Kaplan

Es de reacción pura, radial-axial, y normalmente de eje vertical. Las características técnicas y de construcción son muy parecidas en ambos tipos (Francis y Kaplan). Se utiliza en saltos de pequeña altura de agua (hasta 50m) y con caudales que suelen superar los 15 metros cúbicos por segundo. Para mucho caudal de agua a poca altura esta turbina es la mejor opción. Pueden variar el ángulo de sus palas durante su funcionamiento.



Figura 6-7: Turbina Kaplan. Fuente: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html>

6.2. Determinando la turbina adecuada

La selección de las turbinas hidráulicas parte de los datos característicos o de diseño disponibles; estos son en general la altura bruta (H_b) y el caudal Q .

La elección del tipo de turbina, y su posterior dimensionado y diseño, se realizará a partir de los datos de altura neta (H_n) y de caudal Q . Normalmente, las turbinas hidráulicas van directamente acopladas al alternador, por lo que deben girar a una velocidad constante para que la frecuencia de la corriente eléctrica no varíe. Esta velocidad, llamada de *sincronismo*, depende de la frecuencia de la red (f) y del número de pares de polos (n_p) del alternador síncrono. Ver tabla 6-1.

En República Dominicana, la frecuencia de la red es 60 Hz, por esto, para 8 pares de polo, en lugar de tener 375 RPM, se tienen 450 RPM.

n_p	Ω	N (RPM)	n_p	Ω	N (RPM)
1	376,99	3600	13	29,00	276,9
2	188,50	1800	14	26,93	257,1
3	125,66	1200	15	25,13	240
4	94,25	900	16	23,56	225
5	75,40	720	17	22,18	211,8
6	62,83	600	18	20,94	200
7	53,86	514,3	19	19,84	189,5
8	47,12	450	20	18,85	180
9	41,89	400	22	17,14	163,6
10	37,70	360	24	15,71	150
11	34,27	327,3	26	14,50	138,5
12	31,42	300	28	13,46	128,6

Tabla 6-1: Relación de la velocidad de giro según pares de polos

Luego de conocer la velocidad de sincronismo, se puede identificar la velocidad específica o la potencia específica.

Una vez establecida la velocidad o la potencia específica y teniendo en cuenta de que se desea obtener un rendimiento máximo en estas condiciones nominales, el tipo de turbina adecuada se obtiene de una tabla, en la cual no solo interviene la velocidad específica, sino también la altura neta disponible en la instalación (tabla 6-2).

Tipo de turbina	Características	Ω_s	H_n (m)
Pelton	1 chorro	0,05 a 0,15	250 a 1800
	2,3,4,...chorros	0,15 a 0,35	100 a 800
Francis	Lenta	0,35 a 0,67	150 a 350
	Normal	0,67 a 1,20	80 a 150
	Rápida	1,20 a 2,70	25 a 80
Hélice y Kaplan	Lenta	1,60 a 2,75	18 a 35
	Rápida	2,75 a 3,65	12 a 18
	Ultra rápida	3,65 a 5,50	5 a 12

Tabla 6-2: Velocidad específica y altura neta, según tipo de turbina.

Las alturas más elevadas corresponden a turbinas Pelton, y las más bajas a turbinas hélice o Kaplan. Cuando el salto es muy pequeño la turbina hélice o Kaplan se sitúa en el centro del conducto de paso del fluido, formando una *turbina tubular o grupo bulbo*, con el fin de reducir al máximo las pérdidas por cambio de dirección del fluido. Las turbinas Francis tienen aplicación para saltos intermedios, como se puede ver en la figura 6-8.

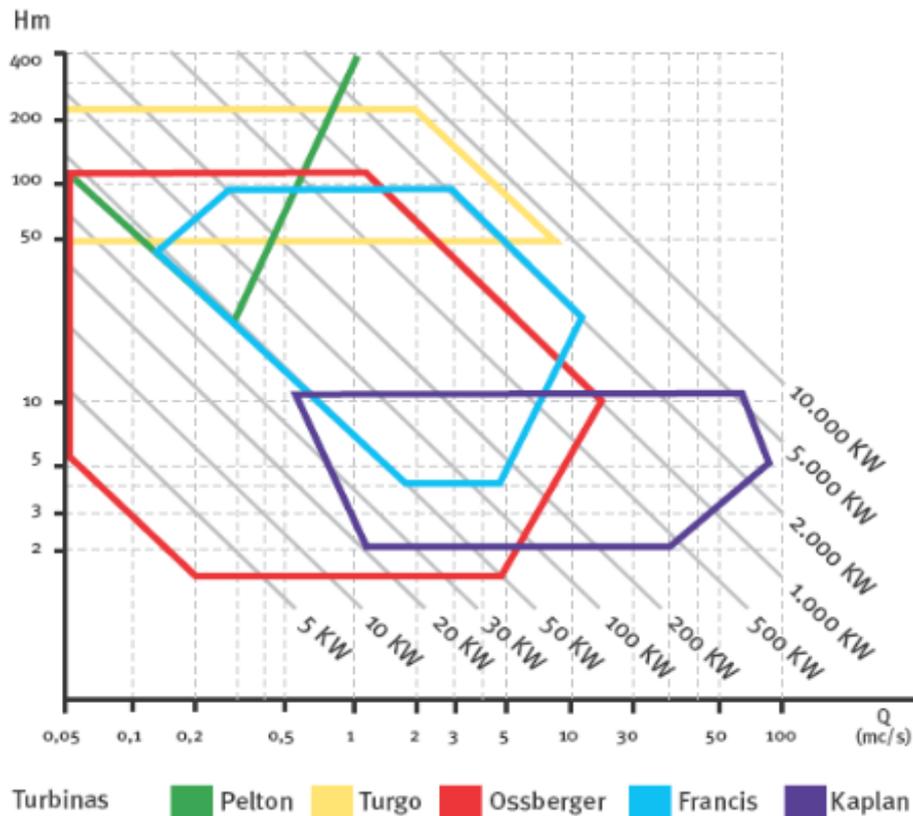


Figura 6-8: Rangos de caudal y altura manejados por tipos de turbina. Fuente: Minicentrales Hidroeléctricas, IDAE.

6.2.1. Velocidad de sincronismo (Ω)

Para iniciar con la selección del tipo de turbina, se procede a calcular la velocidad de sincronismo, a partir de la siguiente ecuación:

$$\Omega = \frac{2\pi f}{n_p}$$

Siendo:

f = Frecuencia de la red (60 Hz).

n_p = Número de pares de polos.

$$\Omega = \frac{2 * \pi * 60}{6} ; \rightarrow \Omega = 62.83 \frac{rad}{s} ; \rightarrow \Omega = 600 RPM.$$

6.2.2. Velocidad específica (Ω_s)

Conociendo la velocidad de sincronismo, se calculará la velocidad específica por medio de la siguiente ecuación encontrada en el texto de *Viedma y Zamora (2016)*:

$$\Omega_s = \Omega \frac{Q^{1/2}}{(gH_n)^{3/4}}$$

Siendo:

$$Q = \text{Caudal de diseño} = 3.3 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_n = \text{Altura neta} = 44.48 \text{ m}$$

$$\Omega = \text{Velocidad de sincronismo} = 62.83 \text{ rad/seg}$$

$$\Omega_s = 62.83 \text{ rad/s} \frac{(3.3 \text{ m}^3/\text{s})^{1/2}}{(9.81 \text{ m/s}^2 * 44.48 \text{ m})^{3/4}} ; \rightarrow \Omega_s = \mathbf{1.20}$$

6.2.3. Seleccionando la turbina

De acuerdo a la tabla 6-2, para la velocidad específica y salto, la turbina correspondiente es una **Francis rápida**.

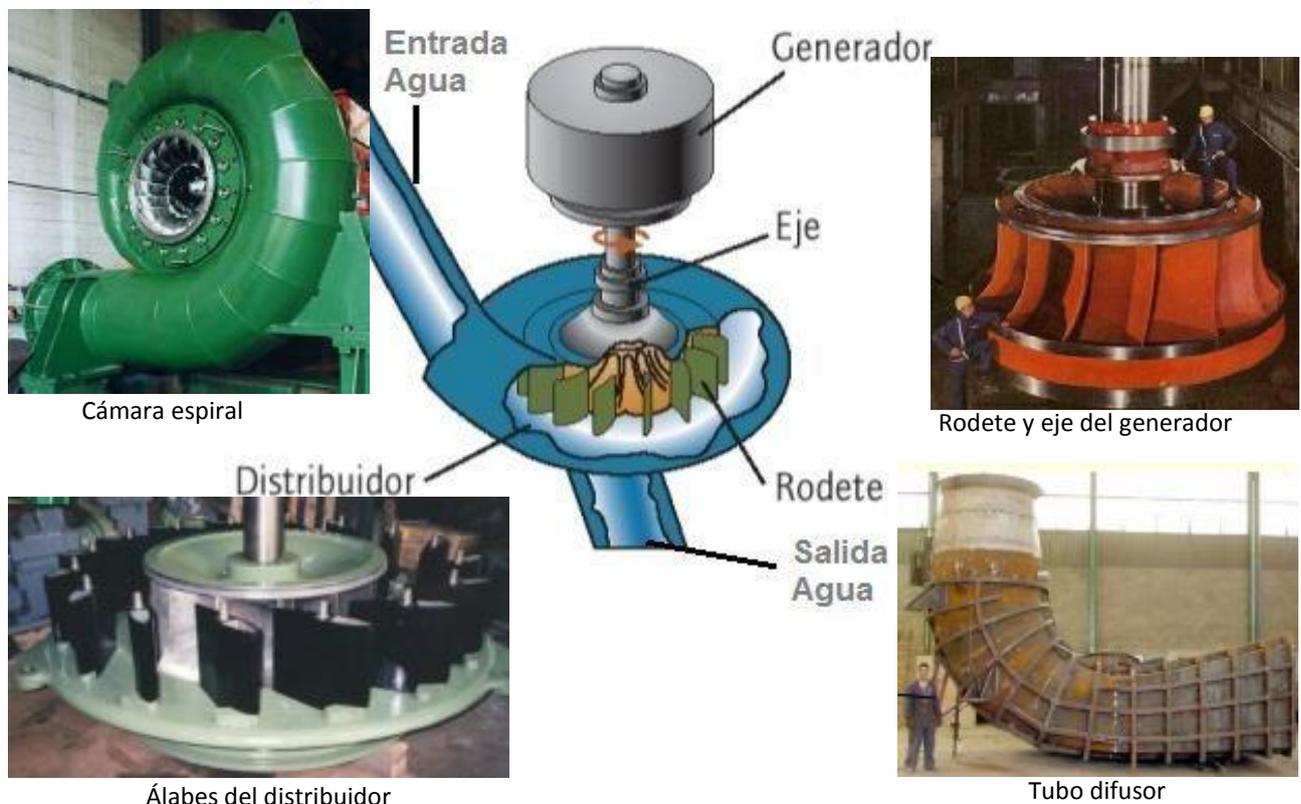


Figura 6-9: Partes principales de una turbina Francis. Fuente: Apuntes de la asignatura Energía Hidráulica y Maremotriz, Máster en EERR.

6.3. Dimensionamiento inicial del rodete

6.3.1. Diámetro característico del rodete

Siguiendo el método de las magnitudes reducidas, expuesto por Mataix (2009), en el cual se estiman distintos parámetros geométricos de la turbina en función de la velocidad específica (tabla 6-3), y de datos experimentales de turbinas que funcionan correctamente. El diámetro característico (d) se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$d = \frac{n_{11}}{n} \sqrt{H_n}$$

Siendo:

n_{11} = Velocidad de giro reducida.

n = La velocidad de giro en RPM (600).

H_n = Altura neta (44.48 m).

Ω_s	Q_{11}	n_{11}	d_{1i}/d	$d_{1'}/d$	d_3/d	b_0/d	l_i/d	l_e/d
0,335	0,123	61,00	1,000	1,040	0,600	0,055	0,36	0,27
0,558	0,230	62,50	1,000	1,052	0,680	0,100	0,32	0,22
1,116	0,715	70,00	0,920	1,020	0,955	0,230	0,26	0,14
1,20	0,783	71,88	0,898	1,022	0,980	0,244	0,26	0,14
1,674	1,166	82,50	0,775	1,030	1,120	0,326	0,26	0,14
1,953	1,280	92,50	0,695	0,990	1,150	0,327	0,28	0,15

Tabla 6-3: Dimensiones principales de los rodetes de turbinas Francis, en función de la velocidad específica (Ω_s), (Mataix, 2009).

Al no encontrarse la velocidad específica del proyecto en la tabla 6-3, se hizo una interpolación para encontrar los valores correspondientes para esta.

Ahora se procede a calcular el diámetro característico:

$$d = \frac{71.88}{600} \sqrt{44.48}; \rightarrow d = 0.799 \text{ m}; \rightarrow d = \mathbf{0.8 \text{ m}} \rightarrow d = \mathbf{800 \text{ mm}}$$

En el cálculo del diámetro característico también debe cumplirse la siguiente relación, con el caudal reducido (Q_{11}):

$$d = \sqrt{Q/Q_{11}} * \frac{1}{H_n^{1/4}}; \rightarrow d = \sqrt{3.3/0.783} * \frac{1}{44.48^{1/4}};$$

$$d = \mathbf{0.795 \text{ m}}; \rightarrow d = \mathbf{0.8 \text{ m}}; \rightarrow d = \mathbf{800 \text{ mm}}$$

Conociendo la medida del diámetro característico de la entrada del rodete la turbina Francis, en la tabla 6-4 y figura 6-10: se presentan las dimensiones de las demás partes del rodete.

Dimensiones del rodete				
Parte	Medida			
d	0,80	m	800	mm
d_{1i}	0,719	m	719	mm
$d_{1'}$	0,817	m	817	mm
d_3	0,784	m	784	mm
b_0	0,196	m	196	mm
l_i	0,208	m	208	mm
l_e	0,112	m	112	mm
d_{3i}	0,303	m	303	mm

Tabla 6-4: Dimensiones del rodete

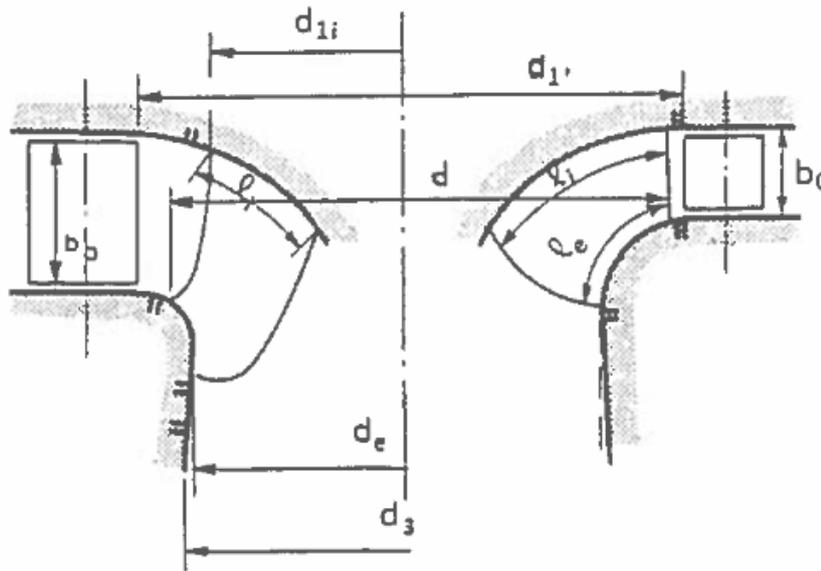


Figura 6-10: Partes del rodete (Mataix 2009).

6.3.2. Número de álabes del rodete

De acuerdo a la figura 6-11, con la velocidad específica de 1.20 y número de álabes, recomendada por Mataix (2009), se puede estimar el número de álabes entre 11 y 14, Se ha seleccionado $N_{\text{álabes}}=12$.

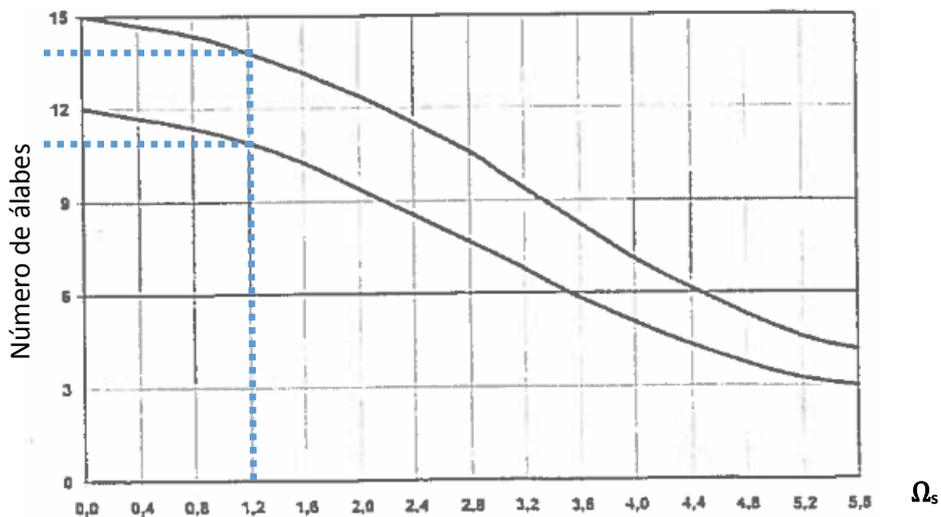


Figura 6-11: Número de álabes según la velocidad específica, (Mataix 2009).

6.4. Diseño del perfil hidráulico del rodete

Existen distintos métodos para el diseño del rodete de las turbinas hidráulicas. Para las turbinas Francis, uno de los métodos clásicos más utilizados es el de T. Bovet (*L'école Polytechnique Federale de Lausanne, Francia*), propuesto en la década de los años setenta, y descrito por Mataix (2009) Básicamente el método propone el dimensionamiento del rodete de la turbina a partir del concepto de perfil hidráulico. En una turbina Francis, el flujo en el rodete queda limitado por dos superficies de revolución, una exterior y otra interior. Las intersecciones de estas superficies con un plano meridiano que pasa por el eje de revolución del rodete forman el denominado perfil hidráulico. La corriente fluida entra por la arista o sección de entrada 1 y sale por la arista 2. De este modo todo el espacio que será ocupado por los álabes queda limitado por cuatro superficies de revolución, cuyas meridianas son las cuatro líneas que se representan en la figura 6-12:

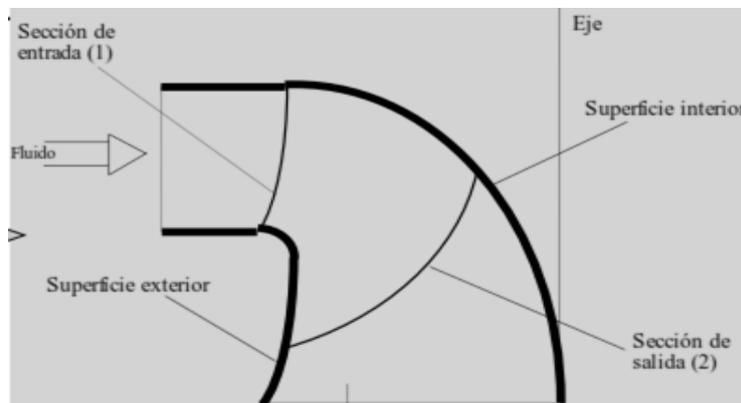


Figura 6-12: Perfil hidráulico de Bovet para el diseño de un rodete Francis. Fuente: Mataix (2009).

6.4.1. Velocidad específica y perfiles hidráulicos de Bovet

La velocidad específica definida por Bovet en este caso viene dada por la siguiente ecuación:

$$n_0 = \frac{\Omega \left(\frac{Q}{\pi} \right)^{1/2}}{(2gH_n)^{3/4}}$$

Donde:

n_0 = Velocidad específica definida por Bovet.

Ω = Velocidad de sincronismo en rad/seg.

Q = Caudal en m^3/s .

H_n = Altura neta en m.c.a

Calculando la velocidad específica definida por Bovet:

$$n_0 = \frac{62.83 * \left(\frac{3.3}{\pi} \right)^2}{(2 * 9.81 * 44.48)^{3/4}}; \rightarrow n_0 = 0.4. \text{ Se comprueba que } n_0 = 0.3355\Omega_s$$

Siendo $\Omega_s = 1.20$; $\rightarrow n_0 = 0.3355 * 1.20$; $\rightarrow n_0 = 0.4$.

Las coordenadas x , y de los puntos de las curvas i y e y todas las dimensiones acotadas en la figura adjunta, están referidas a una dimensión básica ρ_{2e} que se toma como unidad, igual al radio del punto $2e$, intersección del zuncho con la arista de salida. Ver figura 6-13.

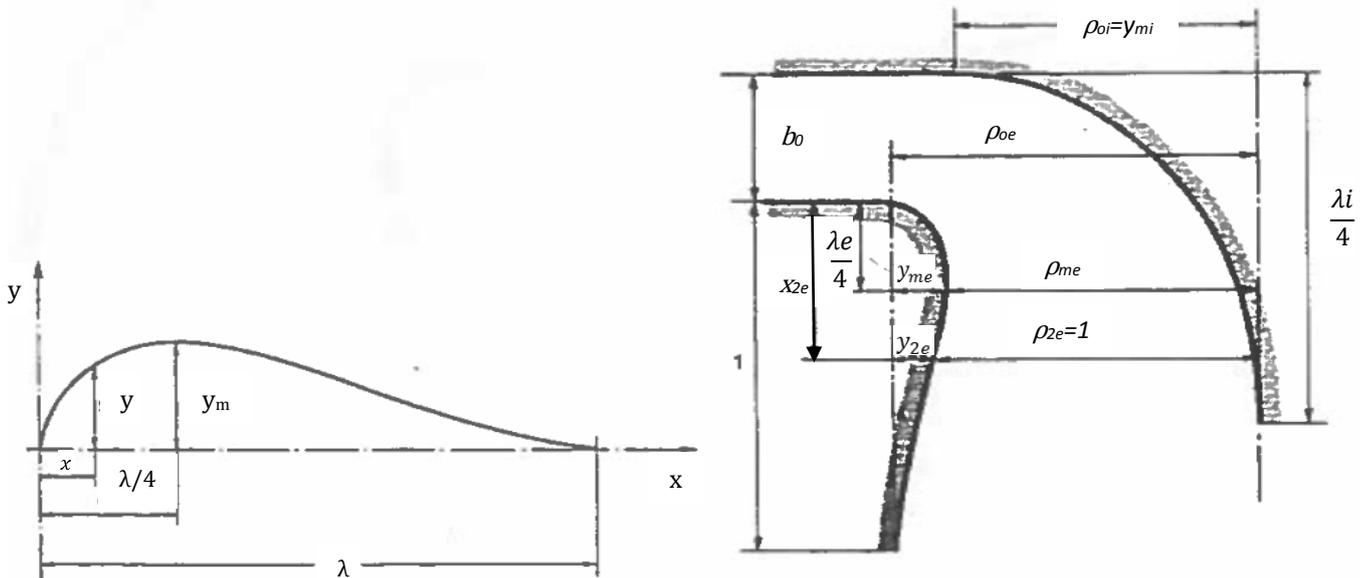


Figura 6-13: a) Curva límite interior y exterior del perfil hidráulico. b) Dimensiones características del canal del rodete tomadas de Mataix (2009).

La curva interior i y exterior e del perfil hidráulico vienen dadas por la siguiente ecuación:

$$\frac{y}{y_m} = 3.08 \left(1 - \frac{x}{\lambda}\right) \sqrt{\frac{x}{\lambda} \left(1 - \frac{x}{\lambda}\right)}$$

Siendo los valores de y_m para la curva interior de:

$$y_{mi} = \rho_{oi} = 0.7 + \frac{0.16}{n_0 + 0.08} = \mathbf{1.033}$$

El valor de λ_i (curva interior) se calcula de la siguiente manera:

$$\lambda_i = 3.2 + 3.2 (2 - n_0)n_0$$

$$\lambda_i = 3.2 + 3.2 (2 - 0.4)0.4; \rightarrow \lambda_i = \mathbf{5.248}$$

Para la curva exterior λ_e se tiene:

$$\lambda_e = 2.4 - 1.9 (2 - n_0)n_0$$

$$\lambda_e = 2.4 - 1.9 (2 - 0.4)0.4; \rightarrow \lambda_e = \mathbf{1.184}$$

De manera que:

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3.08 \left(1 - \frac{x_{2e}}{\lambda_e}\right) \sqrt{\frac{x_{2e}}{\lambda_e} \left(1 - \frac{x_{2e}}{\lambda_e}\right)}$$

Para poder calcular a y_{me} se requiere determinar a x_{2e} e y_{2e}

Para x_{2e} se toma un valor constante de independiente de n_0 , y es:

$$x_{2e} = 0.5$$

Para y_{2e} se utiliza la siguiente ecuación: $y_{2e} = \rho_{0e} - 1$

ρ_{0e} : para $n_0 > 0.275$, se calcula por medio de la siguiente ecuación:

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

$$\rho_{0e} = 1.255 - (0.3 * 0.4); \rightarrow \rho_{0e} = 1.135$$

Ahora se calcula y_{2e} :

$$y_{2e} = 1.135 - 1; \rightarrow y_{2e} = 0.135$$

En lo adelante se puede calcular y_{me} :

$$\frac{0.135}{y_{me}} = 3.08 \left(1 - \frac{0.5}{3.616}\right) \sqrt{\frac{0.5}{3.616} \left(1 - \frac{0.5}{3.616}\right)}$$

$$y_{me} = \frac{0.135}{3.08 \left(1 - \frac{0.5}{1.184}\right) \sqrt{\frac{0.5}{1.184} \left(1 - \frac{0.5}{1.184}\right)}}; \rightarrow y_{me} = 0.154$$

Ahora se calcula el valor de ρ_{me} : a través de la siguiente ecuación:

$$\rho_{me} = \rho_{0e} - y_{me}$$

$$\rho_{me} = 1.135 - 0.154; \rightarrow \rho_{me} = 0.981$$

El valor de b_0 se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$b_0 = 0.8 (2 - n_0) n_0$$

$$b_0 = 0.8 (2 - 0.4) 0.4; \rightarrow b_0 = 0.512$$

La forma final del canal de paso en un plano meridional, para cada valor de la velocidad específica, ha sido expuesta por Mataix (2009). Para el proyecto en cuestión, corresponde a una turbina **Francis Semiaxial**:

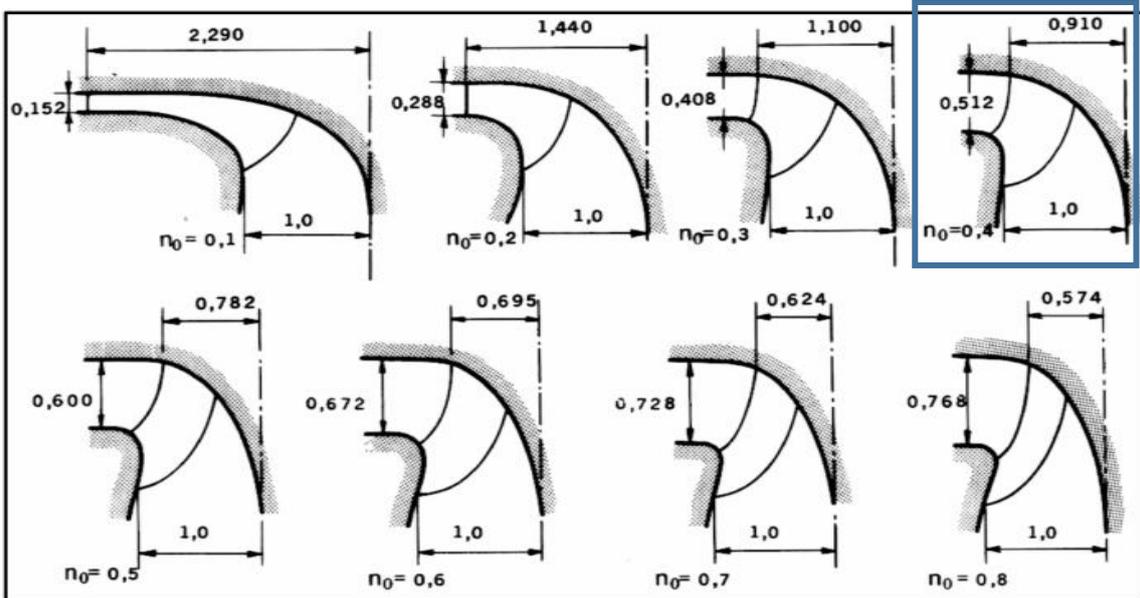


Figura 6-14: Perfiles hidráulicos de turbinas Francis obtenidos por el procedimiento de Bovet, en función de n_0 . Mataix (2009).

Una cierta sistematización de la relación entre las dimensiones del perfil, esta vez en función de la velocidad específica adimensional Ω_s , puede encontrarse en la tabla 6-5 y figura 6-15, recordando que $\Omega_s=1.20$.

Ω_s	0,298	0,596	0,894	1,19	1,49	1,79	2,09	2,38
L_1/L	2,29	1,44	1,10	0,910	0,782	0,695	0,624	0,574
L_2/L	0,152	0,288	0,408	0,512	0,600	0,672	0,728	0,768

Tabla 6-5: Dimensiones relativas de los perfiles hidráulicos propuestos por Bovet para una turbina Francis. Mataix (2009).

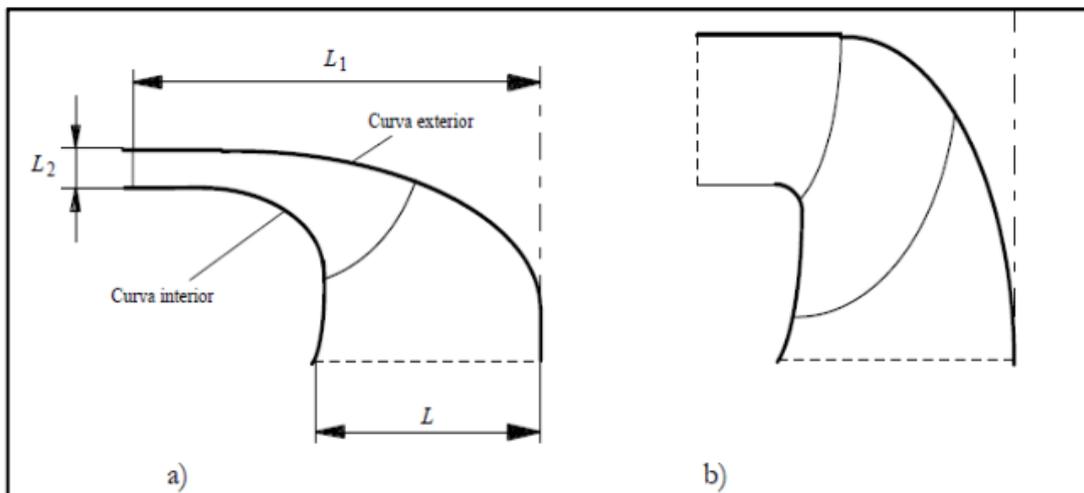


Figura 6-15: Dos tipos de perfil hidráulico propuestos por Bovet en función de la velocidad específica. a) Velocidad específica baja ($\Omega_s=0.298$); b) velocidad específica alta ($\Omega_s=1.79$).

Fuente: Mataix (2009).

Todas las dimensiones de las figuras 6-13, 6-14, y tabla 6-5, son relativas a ρ_{2e} . Por lo que es necesario determinar a ρ_{2e} , lo que fijará el tamaño de la turbina. Se da un valor conveniente al coeficiente de caudal φ_{2e} que aparece en la siguiente expresión:

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

Con Q en m^3/s y n en r.p.m, el valor de φ_{2e} debe ser el que proporciona el rendimiento óptimo. Se recomienda utilizar un valor entre 0.260 y 0.280.

$$\rho_{2e} = \left(\frac{3.3}{2 * \pi^2 * (600/60) * 0.270} \right)^{1/3} ; \rightarrow \rho_{2e} = \mathbf{0.396}$$

Luego de conseguir a ρ_{2e} , se calcularon los valores absolutos, y se muestran en la tabla 6-6.

Variable	Valor (m)	
	Relativo	Absoluto
$y_{mi} = \rho_{0i}$	1,033	0,409
λ_i	5,252	2,078
λ_e	1,182	0,467
x_{2e}	0,5	0,198
ρ_{0e}	1,135	0,449
y_{2e}	0,135	0,053
y_{me}	0,153	0,061
ρ_{me}	0,981	0,388
b_0	0,513	0,203
ρ_{2e}	1	0,396

Tabla 6-6: Dimensiones para el canal del rodete.

En la siguiente figura (6-16) se asignan los valores calculados anteriormente (en la tabla 6-6) para el canal del rodete en el perfil hidráulico.

En la figura 6-17 se muestran la arista de entrada y salida, y diámetro del rodete.

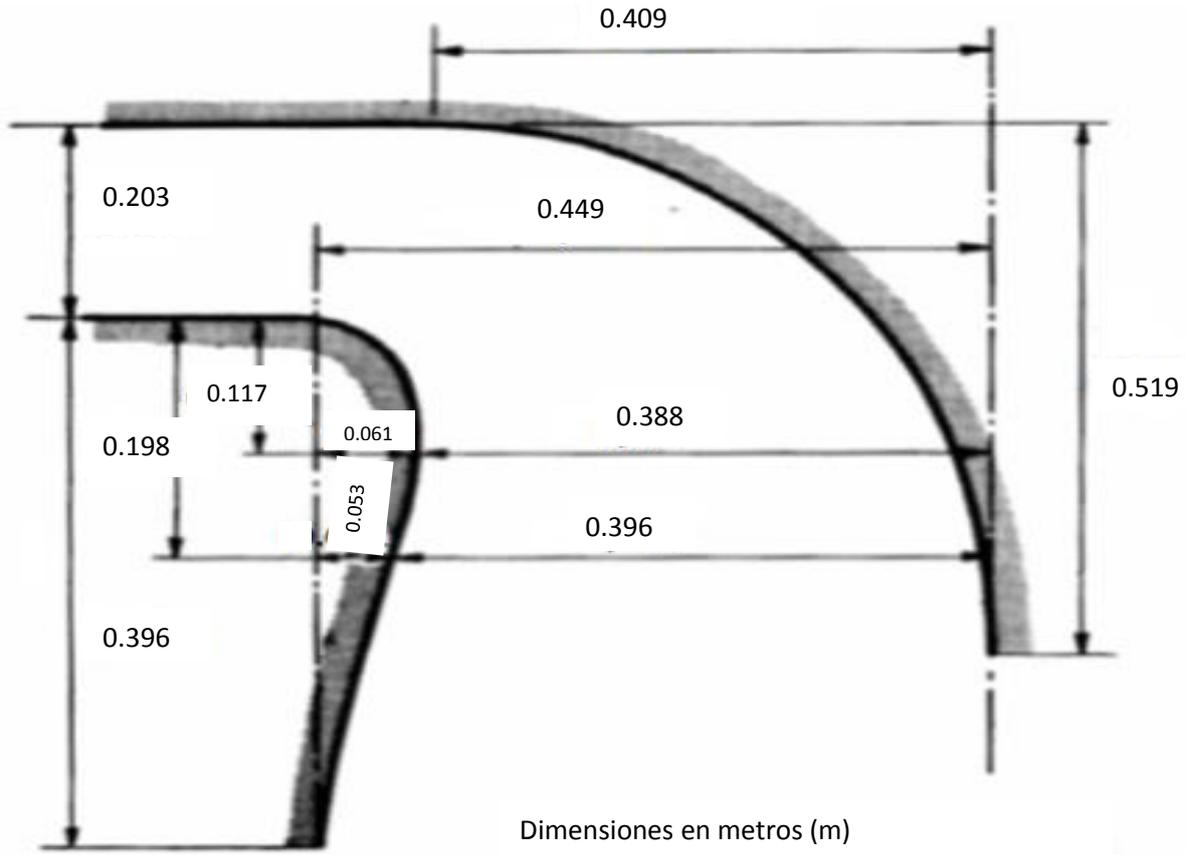


Figura 6-16: Dimensiones absolutas del canal del rodete en metros (m).

6.4.2. Ancho del rodete

Se calculará ancho del rodete a la entrada (b_1) y ancho del rodete a la salida (b_2).

Para calcular b_1 , se conoce que la salida del distribuidor está muy cercana a la entrada del rodete, por lo que en esa parte, el flujo apenas sufrirá variación y se estimará que el ancho distribuidor es igual al ancho del rodete a la entrada.

$$b_0 \approx b_1 = 0.196 \text{ m}$$

Para calcular b_2 , se supondrá que el flujo es axial en todo momento, asemejando la velocidad meridional a la velocidad axial mediante la ecuación:

$$v_m = v_{axial} = \frac{\eta_w * Q}{\pi \frac{(d_3)^2 - (d_{3i})^2}{4}}$$

$$v_m = v_{axial} = \frac{0.98 * 3.3}{\pi \frac{(0.784)^2 - (0.303)^2}{4}} = v_m = v_{axial} = 7.854 \text{ m/s}$$

Y sustituyéndolo en la siguiente ecuación:

$$v_m = v_{axial} = \frac{\eta_w * Q}{\pi * d_3 * b_2}$$

$$7.56 = \frac{0.98 * 3.3}{\pi * 0.784 * b_2}; \rightarrow b_2 = 0.167$$

En la figura 6-17 se muestran las dimensiones de diseño para el rodete:

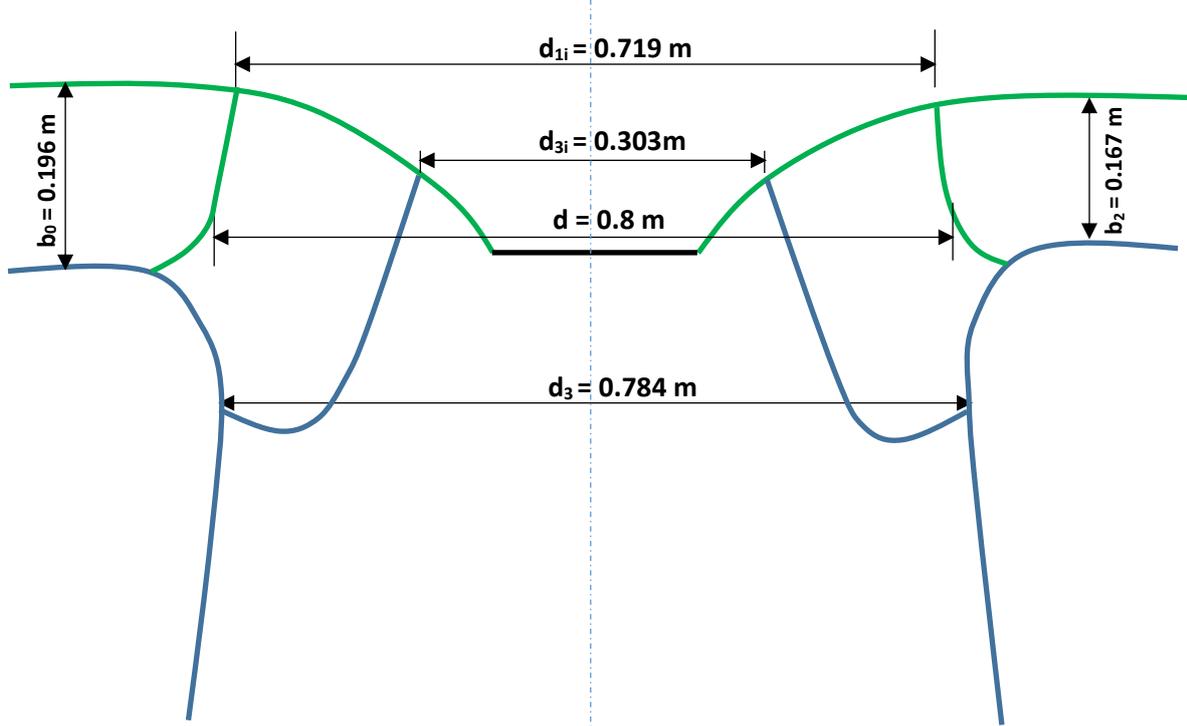


Figura 6-17: Arista de entrada (verde) y salida (azul) de los álabes, y diámetros del rodete.

6.5. Ángulos de álabes del distribuidor y rodete

En este apartado se harán diferentes evaluaciones para conocer el ángulo de inclinación de los álabes del distribuidor, y del rodete con respecto al distribuidor según varía la altura neta (H_n) y/o el caudal disponible (Q).

El valor del rendimiento hidráulico de la turbina puede estimarse a partir de datos conocidos de otras máquinas semejantes. Mataix (2009) propone en su texto que puede oscilar entre el 89% y 95%, para diámetros exteriores del rodete entre 0.5 y 4.5 m.

Con el diámetro exterior del rodete ya calculado en 0.8 m, el rendimiento hidráulico se fijará en 90% para todas las condiciones de diseño.

Agüera Soriano (2002) recomienda que la mejor estimación del rendimiento hidráulico de la turbina se hace suponiendo nulo el momento cinético en la salida del rodete, $v_{u2}=0$, con lo que:

$$\eta_h = \frac{H_t}{H_n} = \frac{v_{u1}u_1 - v_{u2}u_2}{g} \frac{1}{H_n}; \text{ de donde } H_t = \frac{u_1 v_{u1}}{g}$$

Siendo:

H_t = Altura teórica, o altura de Euler.

v_u = Componente periférica de la velocidad absoluta.

u = Velocidad de arrastre a la que se somete el flujo.

Velocidad del rodete en ese punto.

H_n = Altura neta.

g = Constante de la gravedad.

De la tabla 6-4, se toman las variables que serán utilizadas en los próximos cálculos y se muestran en manera de resumen en la tabla 6-7:

Variable	Descripción	Valor	U/M
d	Diámetro exterior entrada	0,800	m
$b_0 \approx b_1$	Ancho del rodete a la entrada	0,196	m
d_{3i}	Diámetro interior salida	0,303	m
d_3	Diámetro exterior salida	0,784	m

Tabla 6-7: Resumen de diámetros del rodete

Velocidad de arrastre a la que se somete el fluido a la entrada del rodete (u_1)

Se calcula, por medio de la siguiente ecuación: $u_1 = \Omega \frac{d}{2}$

Donde:

Ω = Velocidad de sincronismo (rad/s).

d = Diámetro exterior a la entrada del rodete (m).

$$u_1 = 62.83 \frac{0.8}{2} ; \rightarrow u_1 = 25.132 \text{ m/s}$$

6.5.1. H_n nominal, y caudal nominal

Se analizarán los ángulos para $H_n=44.48$ m, $Q=3.3$ m³/s.

Altura de Euler o altura teórica (H_t)

Conociendo la altura neta y el rendimiento hidráulico, se calcula H_t .

$$\eta_h = \frac{H_t}{H_n}; H_t = \eta_h * H_n; \rightarrow H_t = 0.90 * 44.48 \text{ m}; \rightarrow H_t = 40.03 \text{ m}$$

Componente periférica de la velocidad absoluta (v_{u1})

De la ecuación de conservación del momento cinético, se puede calcular (v_{u1}):

$$H_t = \frac{u_1 v_{u1}}{g}; \rightarrow v_{u1} = \frac{H_t * g}{u_1}; \rightarrow v_{u1} = \frac{40.03 * 9.81}{25.13}; \rightarrow v_{u1} = 15.626 \text{ m/s}$$

Componente meridional de la velocidad absoluta (v_{m1})

Estimando el rendimiento volumétrico η_v en 98% para las condiciones nominales, se calcula la componente meridional de la velocidad absoluta (v_{m1}):

$$v_{m1} = \frac{\eta_v Q}{\pi d b_o}; \rightarrow v_{m1} = \frac{0.98 * 3.3}{\pi 0.8 * 0.196}; \rightarrow v_{m1} = v_{m2} = 6.565 \text{ m/s}$$

Triángulo de velocidades

En la figura 6-18, se muestra el triángulo de velocidades.

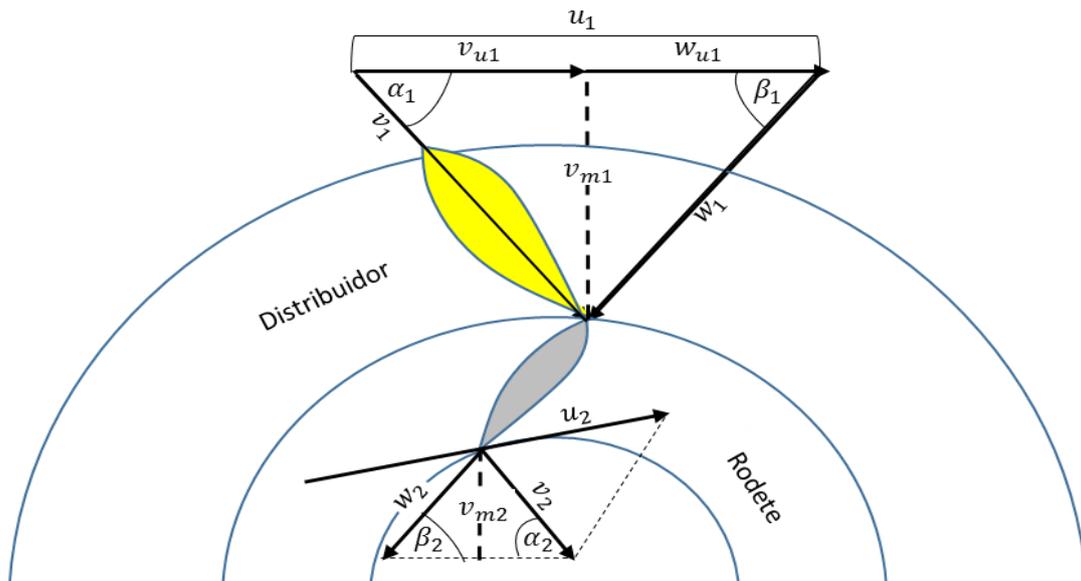


Figura 6-18: Triángulo de velocidades de la turbina Francis

Ángulo de álabes del distribuidor (α_1)

El ángulo de inclinación de los álabes para condiciones nominales se calcula a través de la siguiente ecuación:

$$\alpha_1 = \arctan \frac{v_{m1}}{v_{u1}} = \arctan \frac{6.565}{15.626}; \rightarrow \alpha_1 = 22.79^\circ$$

Componente periférica de la velocidad relativa (w_{u1})

Como se puede ver en el triángulo de velocidades, $u_1 = v_{u1} + w_{u1}$, a partir de los valores ya conocidos, se calcula w_{u1} .

$$w_{u1} = u_1 - v_{u1}; \rightarrow w_{u1} = 25.133 - 15.626; \rightarrow w_{u1} = 9.507 \text{ m/s}$$

Ángulo de álabes del rodete en la entrada (β_1):

El ángulo de inclinación de los álabes del rodete, se consigue con la relación:

$$\beta_1 = \arctan \frac{v_{m1}}{w_{u1}}; \rightarrow \beta_1 = 34.63^\circ$$

Velocidad de arrastre en el diámetro interior, a la salida (u_{2i})

Se calcula, por medio de la siguiente ecuación:

$$u_{2i} = \Omega \frac{d_{3i}}{2}; \rightarrow u_{2i} = 62.83 \frac{0.303}{2}; \rightarrow u_{2i} = 9.51 \text{ m/s}$$

Ángulo de los álabes del rodete en el diámetro interior a la salida, con respecto al distribuidor (β_{2i})

En este caso interesa saber cuál debe ser el ángulo de los álabes del rodete con respecto al distribuidor, pero para el diámetro interior, a la salida. Considerando que $u_{2i}=v_{u2i}+w_{u2i}$, pero $v_{u2i}=0$, por lo que: $u_{2i}= w_{u2i}$.

$$\beta_{2i} = \arctan \frac{v_{m2} = v_{m1}}{w_{u2i} = u_{2i}}; \rightarrow \beta_{2i} = \arctan \frac{6.565}{9.51}; \rightarrow \beta_{2i} = 34.63^\circ$$

Velocidad de arrastre en el diámetro exterior, a la salida (u_{2e})

Se calcula, por medio de la siguiente ecuación:

$$u_{2e} = \Omega \frac{d_3}{2}; \rightarrow u_{2e} = 62.83 \frac{0.784}{2}; \rightarrow u_{2e} = 24.63 \text{ m/s}$$

Ángulo de los álabes del rodete en el diámetro exterior a la salida, con respecto al distribuidor (β_{2e})

Para el ángulo de los álabes en el diámetro exterior, a la salida, también se considera la siguiente relación $u_{2e}=v_{u2e}+w_{u2e}$, pero $v_{u2e}=0$, por lo que: $u_{2e}= w_{u2e}$.

$$\beta_{2e} = \arctan \frac{v_{m2} = v_{m1}}{w_{u2e} = u_{2e}}; \rightarrow \beta_{2e} = \arctan \frac{6.565}{25.67}; \rightarrow \beta_{2e} = 14.96^\circ$$

Velocidad absoluta del fluido en un punto del rodete (v_1)

La velocidad absoluta v_1 se calcula por medio de la siguiente relación:

$$v_1 = \sqrt{v_{u1}^2 + v_{m1}^2}; \rightarrow v_1 = \sqrt{15.626^2 + 6.565^2}; \rightarrow v_1 = 16.95 \text{ m/s}$$

Velocidad relativa del fluido (w_1) a la entrada del rodete.

La velocidad relativa w_1 se calcula por medio de la siguiente relación:

$$w_1 = \sqrt{w_{u1}^2 + v_{m1}^2}; \rightarrow w_1 = \sqrt{9.507^2 + 6.565^2}; \rightarrow w_1 = 11.55 \text{ m/s}$$

Velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro interior (w_{2i})

La velocidad relativa a la salida (w_{2i}) sabiendo que $u_{2i}= w_{u2i}$:

$$w_{2i} = \sqrt{w_{u2i}^2 + v_{m2}^2}; \rightarrow w_{2i} = \sqrt{9.51^2 + 6.565^2}; \rightarrow w_{2i} = 11.56 \text{ m/s}$$

Velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro exterior (w_{2e})

La velocidad relativa a la salida (w_{2e}) sabiendo que $u_{2e}= w_{u2e}$:

$$w_{2e} = \sqrt{w_{u2e}^2 + v_{m2}^2}; \rightarrow w_{2e} = \sqrt{25.67^2 + 6.565^2}; \rightarrow w_{2e} = 25.49 \text{ m/s}$$

Los ángulos calculados en este apartado son para las condiciones de diseño de la turbina elegida. En la tabla 6-8 se muestran los resultados en resumen con las unidades de medida (U/M).

u_1 (m/s)	Ω (rad/s)	η_h	η_v	d (m)	Q (m^3/s)	b_0 (m)	d_3 (m)	d_{3i} (m)	Hn (m)	g (m/s^2)
25,133	62,83	0,9	0,98	0,8	3,3	0,196	0,784	0,303	44,48	9,81
Para Hn nominal, y caudal nominal										
Variable	Valor	U/M	Breve descripción de la variable							
Ht	40,03	m	Altura teórica o altura de Euler.							
v_{u1}	15,63	m/s	Componente periférica de la velocidad absoluta.							
η_v	0,98	%	Rendimiento volumétrico.							
$v_{m1} = v_{m2}$	6,58	m/s	Componente meridional de la velocidad absoluta.							
α_1	22,83	°	Ángulo de álabes del distribuidor a la entrada							
w_{u1}	9,51	m/s	Componente periférica de la velocidad relativa.							
β_1	34,69	°	Ángulo de álabes del rodete en la entrada, con respecto al distribuidor.							
$u_{2i} = w_{u2i}$	9,50	m/s	Velocidad de arrastre a la que se somete el flujo en el diámetro interior, a la salida.							
$u_{2e} = w_{u2e}$	24,63	m/s	Velocidad de arrastre a la que se somete el flujo en el diámetro exterior, a la salida.							
β_{2i}	34,69	°	Ángulo de álabes del rodete en el diámetro interior a la salida, con respecto al distribuidor.							
β_{2e}	14,96	°	Ángulo de álabes del rodete para el diámetro exterior salida, con respecto al distribuidor.							
v_1	16,96	m/s	Velocidad absoluta del fluido en el punto del rodete.							
w_1	11,56	m/s	Velocidad relativa del fluido.							
w_{2i}	11,56	m/s	Velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro interior.							
w_{2e}	25,49	m/s	Velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro exterior.							

Tabla 6-8: Resumen de los cálculos para Hn nominal, y caudal nominal.

Antes de continuar con las demás evaluaciones, es importante destacar que las demás condiciones no serán normales, y que los álabes del rodete son fijos, por lo tanto, no será necesario volver a calcular el ángulo de inclinación de los álabes del rodete para cada condición en un caso real.

En lo adelante, se prestará más atención a cuál debe ser el ángulo del distribuidor según se dispone de caudal, ya que estos sí que son móviles. De todos modos, los cálculos se harán en Excel y se podrían presentar en manera de resumen, sin necesidad de demostrar las ecuaciones utilizadas, ya que se han presentado en el punto anterior.

6.5.2. H_n nominal, caudal máximo y mínimo

Cuando se trabaja con caudal máximo, el rendimiento volumétrico y orgánico se ha estimado en 97%, en cambio, para el caudal mínimo fue 95%.

Considerando el ángulo de los álabes del rodete (β_1) constante con respecto a las condiciones de diseño, primero se procedió a calcular la componente periférica de la velocidad relativa (w_{u1}) despejando de la ecuación del cálculo de inclinación de los álabes del rodete, luego, la componente periférica de la velocidad absoluta (v_{u1}) se calculó por diferencia sabiendo que $u_1 = v_{u1} + w_{u1}$. También se comprueba que $v_{u1} = u_1 - (v_{m1} / \tan \beta_1)$.

Al aumentar el caudal (Q), la componente meridional de la velocidad absoluta (w_{m1}) aumentó como era de esperarse, así como aumentó el ángulo de apertura de los álabes del distribuidor (α_1) para permitir el paso del caudal máximo ($Q_{m\acute{a}x}$).

La velocidad absoluta del fluido en el punto del rodete (v_1), y la velocidad relativa del fluido a la entrada (w_1) se calcularon de la misma manera que en el apartado 6.5.1.

En la salida se hace algo similar, a excepción de que no se requiere calcular la componente periférica de la velocidad absoluta (v_{u2}). Como los ángulos de inclinación de los álabes del rodete en el diámetro interior (β_{2i}) y en el exterior (β_{2e}) son constantes con respecto a las condiciones de diseño, se calcularon la velocidad de arrastre a la que se somete el flujo en el diámetro interior (u_{2i}) y exterior (u_{2e}). Como $v_{u2} = 0$; y $v_{u2} = u_2 - w_{u2}$; se confirma que: $u_2 = w_{u2}$.

Por último, la velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro interior (w_{2i}), y velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro exterior (w_{2e}), también se calcularon de la misma manera que en el apartado anterior.

En la tabla 6-9 se muestran los resultados conseguidos para una altura neta nominal, donde se trabaje con caudal máximo y también para caudal mínimo.

Resultados para H_n nominal, caudales nominal, máximo y mínimo, con $\beta = \text{cte}$.					
Variable	U/M	Caudal, $Q(\text{m}^3/\text{s})$			Breve descripción de la variable
		3,3	3,8	1,5	
H_t	m	40,03	40,03	40,03	Altura teórica o altura de Euler.
v_{u1}	m/s	15,63	14,30	20,94	Componente periférica de la velocidad absoluta.
η_w	%	0,98	0,97	0,95	Rendimiento volumétrico.
$v_{m1} = v_{m2}$	m/s	6,58	7,50	2,90	Componente meridional de la velocidad absoluta.
α_1	°	22,83	27,68	7,88	Ángulo de álabes del distribuidor a la entrada
w_{u1}	m/s	9,51	10,84	4,19	Componente periférica de la velocidad relativa.
β_1	°	34,69	34,69	34,69	Ángulo de álabes del rodete en la entrada, con respecto al distribuidor.
$u_{2i} = w_{u2i}$	m/s	9,50	10,83	4,19	Velocidad de arrastre a la que se somete el flujo en el diámetro interior, a la salida.
$u_{2e} = w_{u2e}$	m/s	24,63	28,07	10,85	Velocidad de arrastre a la que se somete el flujo en el diámetro exterior, a la salida.
β_{2i}	°	34,69	34,69	34,69	Ángulo de álabes del rodete para el diámetro interior a la salida, con respecto al distribuidor.
β_{2e}	°	14,96	14,96	14,96	Ángulo de álabes del rodete para el diámetro exterior salida, con respecto al distribuidor.
v_1	m/s	16,96	16,15	21,14	Velocidad absoluta del fluido en el punto del rodete.
w_1	m/s	11,56	13,18	5,09	Velocidad relativa del fluido a la entrada.
w_{2i}	m/s	11,56	13,18	5,09	Velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro interior.
w_{2e}	m/s	25,49	29,05	11,23	Velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro exterior.

Tabla 6-9: Resumen de los cálculos para H_n nominal, caudal máximo y mínimo.

6.5.3. H_n nominal, triángulos de velocidades

En lo adelante se presentarán los triángulos de velocidades con valores reales, y de esta manera ver cómo varía la orientación de los álabes del distribuidor según el caudal a disposición, con el ángulo de álabes del rodete constante, para salto neto $H_n=44.48$ m. En la tabla 6-10 se presentan los valores de manera resumida:

Variable	$Q_{nominal}$	$Q_{máximo}$	$Q_{mínimo}$
$Q(m^3/s)$	3,3	3,8	1,5
$v_{u1}(m/s)$	15,6	14,3	20,9
$w_1(m/s)$	11,6	13,2	5,1
$v_{m1}(m/s)$	6,6	7,5	2,9
$\alpha_1(^\circ)$	22,8	27,7	7,9
$w_{u1}(m/s)$	9,5	10,8	4,2
$v_1(m/s)$	17,0	16,1	21,1
$\beta_1 = Cte(^\circ)$	34,7	34,7	34,7
$u(m/s)$	25,1	25,1	25,1

Tabla 6-10: Valores de los triángulos de velocidades para H_n nominal, según caudal

Caudal nominal ($Q_{nom}=3.3 m^3/s$)

En las condiciones de diseño, figura 6-19. Se requiere un ángulo de 22.8° en los álabes del distribuidor y 34.7° en los álabes del rodete, para proveer $3.3 m^3/s$.

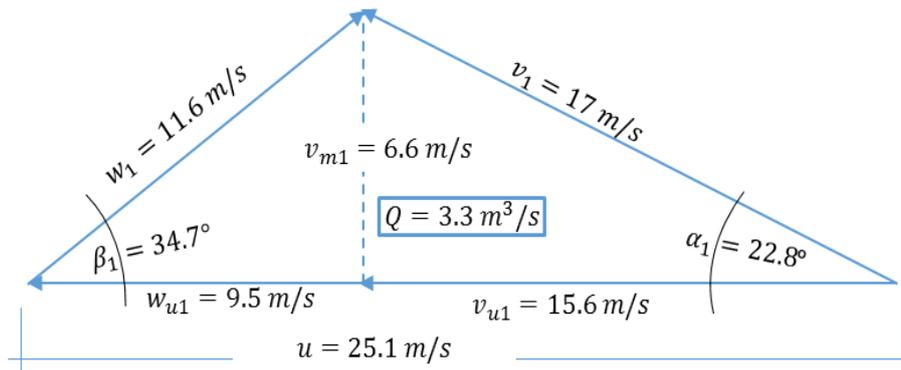


Figura 6-19: Triángulo de velocidades para $Q=3.3 m^3/s$

Caudal máximo ($Q_{máx}=3.8 m^3/s$)

En la figura 6-20 se muestra el triángulo de velocidades para el caudal máximo. Comparando con la figura 6-19, para poder suministrar dicho caudal, el ángulo de los álabes del distribuidor se debe incrementar desde 22.8° a 27.7° , también se eleva la componente meridional de la velocidad absoluta (v_{m1}).

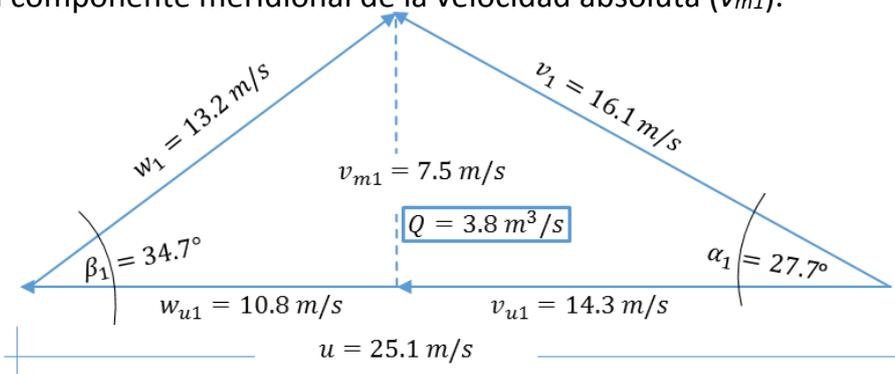


Figura 6-20: Triángulo de velocidades para $Q=3.8 m^3/s$

Caudal mínimo ($Q_{\min}=1.5 \text{ m}^3/\text{s}$)

En la figura 6-21 se muestra el triángulo de velocidades para el caudal mínimo. Comparando con la figura 6-19 y 6-20, cuando solo se dispone del caudal mínimo, el ángulo de los álabes del distribuidor se reduce a 7.9° , también se reduce la componente meridional de la velocidad absoluta (v_{m1}).

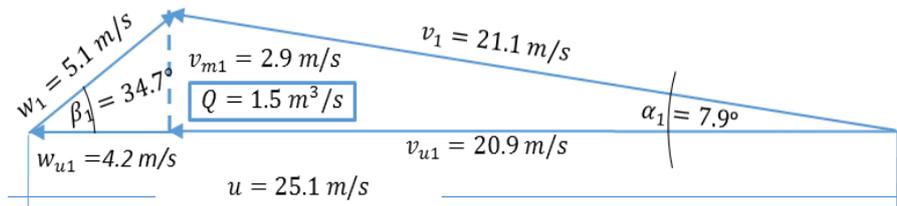


Figura 6-21: Triángulo de velocidades para $Q=1.5 \text{ m}^3/\text{s}$

6.5.4. H_n mínima, caudal nominal, intermedio y mínimo

Recordando el capítulo 3, que trató sobre diferentes escenarios de producción hidroeléctrica, se hicieron cálculos para altura neta nominal estimada (45 m), y altura neta baja (30 m) esta última sería considerando que se cuenta con poco volumen en la presa, cuando se calcularon las pérdidas de carga, las alturas netas resultaron siendo H_n nominal=44.48 m y H_n mínima=29.48 m.

En este caso se hicieron los cálculos de velocidades y ángulos de inclinación de los álabes del distribuidor considerando un bajo volumen del embalse o la altura neta mínima. En la tabla 6-11 se muestran los valores manteniendo el ángulo de los álabes del rodete constante con respecto a las condiciones de diseño.

Resultados para H_n mínima, caudales nominal, intermedio y mínimo, con $\beta = \text{cte}$.					
Variable	U/M	Caudal, $Q (\text{m}^3/\text{s})$			Breve descripción de la variable
		3,3	2,5	1,5	
Ht	m	26,53	26,53	26,53	Altura teórica o altura de Euler.
v_{u1}	m/s	15,63	18,00	20,94	Componente periférica de la velocidad absoluta.
η_v	%	0,98	0,97	0,95	Rendimiento volumétrico.
$v_{m1} = v_{m2}$	m/s	6,58	4,93	2,90	Componente meridional de la velocidad absoluta.
α_1	°	22,83	15,33	7,88	Ángulo de álabes del distribuidor a la entrada
w_{u1}	m/s	9,51	7,13	4,19	Componente periférica de la velocidad relativa.
β_1	°	34,69	34,69	34,69	Ángulo de álabes del rodete en la entrada, con respecto al distribuidor.
$u_{2i} = w_{u2i}$	m/s	9,50	7,13	4,19	Velocidad de arrastre a la que se somete el flujo en el diámetro interior, a la salida.
$u_{2e} = w_{u2e}$	m/s	24,63	18,47	10,85	Velocidad de arrastre a la que se somete el flujo en el diámetro exterior, a la salida.
β_{2i}	°	34,69	34,69	34,69	Ángulo de álabes del rodete para el diámetro interior a la salida, con respecto al distribuidor.
β_{2e}	°	14,96	14,96	14,96	Ángulo de álabes del rodete para el diámetro exterior salida, con respecto al distribuidor.
v_1	m/s	16,96	18,67	21,14	Velocidad absoluta del fluido en el punto del rodete.
w_1	m/s	11,56	8,67	5,09	Velocidad relativa del fluido a la entrada.
w_{2i}	m/s	11,56	8,67	5,09	Velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro interior.
w_{2e}	m/s	25,49	19,11	11,23	Velocidad relativa del fluido a la salida, en el diámetro exterior.

Tabla 6-11: Resumen de los cálculos para H_n mínima, caudal nominal, intermedio y mínimo.

Si se comparan los resultados con las tablas 6-8 y 6-9, y las figuras 6-19 y 6-21, se comprueba que los valores para el caudal nominal ($\alpha_I=22.8^\circ$) y caudal mínimo ($\alpha_I=7.9$) son los mismos cuando el ángulo de los álabes del rodete (β) se mantiene constante con las condiciones nominales, por lo tanto, la altura neta mínima influye en la potencia extraída o producción de la central, pero no afecta el ángulo de los álabes del distribuidor para dichos caudales. La única novedad aquí es para condiciones de caudal intermedio ($Q_{int}=2.5 \text{ m}^3/\text{s}$, $\alpha_I=15.3^\circ$), que puede ser común en situación de bajo volumen del embalse.

6.6. Condiciones de cavitación

Con respecto a los problemas de cavitación, conviene tener en cuenta ciertas salvedades que se producen en las turbinas de reacción. En primer lugar, la cavitación en las turbinas se produce en la parte de baja presión de los álabes, en la salida del rodete, donde la presión estática es baja y la velocidad absoluta elevada. En la figura 6-22, el término ΔZ_{des} es la diferencia de cotas entre la salida del rodete o entrada al difusor y la superficie del agua en el canal de desagüe.

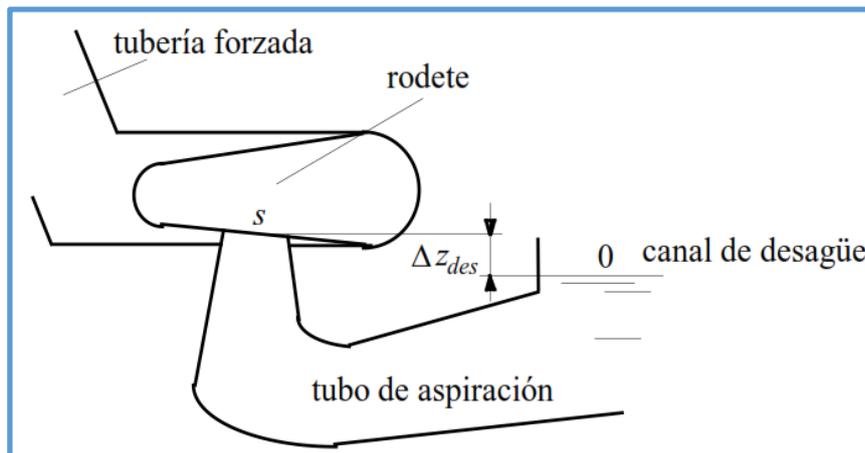


Figura 6-22: Esquema de la instalación de una turbina de reacción para el análisis de la cavitación (parte de la descarga o desagüe). Fuente: Viedma y Zamora (2016).

Se define el caso del $(\text{NPSH})_D$ por: $\frac{P_a - P_v}{\rho g} - \Delta Z_{des}$, y el parámetro de Thoma para turbinas (σ_t) por: $\sigma_t = \left(\frac{P_a - P_v}{\rho g} - \Delta Z_{des} \right) \left(\frac{1}{H_n} \right)$.

De donde:

P_a = Presión ambiente (1 bar).

P_v = Presión de vaporización (0.02 bar).

ρ = Densidad del agua (1000 kg/m^3).

g = Aceleración de la gravedad (9.81 m/s^2).

H_n = Altura neta (44.48 m).

ΔZ_{des} = Longitud del tubo de descarga.

La altura máxima en la descarga $\Delta Z_{des,m\acute{a}x}$ es para la condición de cavitación incipiente:

$$\sigma_{t,i} = \left(\frac{P_a - P_v}{\rho g} - \Delta Z_{des,m\acute{a}x} \right) \left(\frac{1}{H_n} \right). \text{ Por lo que: } \Delta Z_{des,m\acute{a}x} = \frac{P_a - P_v}{\rho g} - (\sigma_{t,i} H_n).$$

Lo que indica que cuando la altura neta aumenta, debe descender la altura máxima en la descarga $\Delta Z_{des,m\acute{a}x}$, es decir, debe descender la elevación de la turbina respecto del nivel del agua en el canal de desagüe; incluso, para alturas netas muy elevadas, $\Delta Z_{des,m\acute{a}x}$ puede llegar a ser negativa, lo que indica que es preciso colocar la turbina por debajo del nivel del agua en el canal (se llama entonces *sumergida*). La figura 6-23 presenta la gráfica para el parámetro de Thoma.

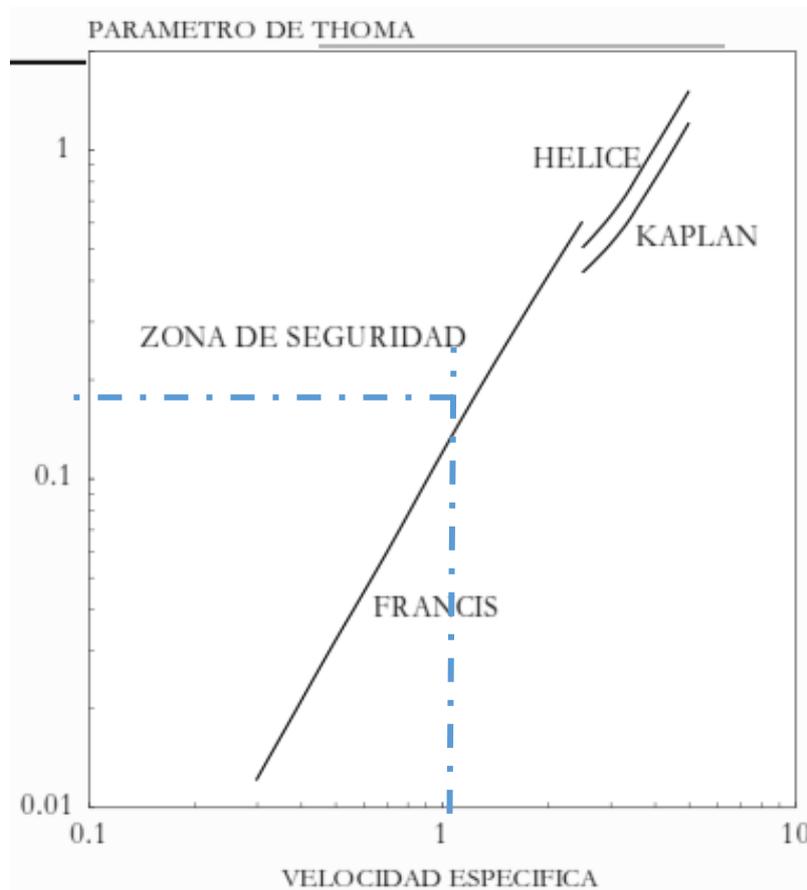


Figura 6-23: Relación entre el parámetro de Thoma, de cavitación incipiente y la velocidad específica, en turbinas de reacción. Fuente: Apuntes de la asignatura Energía Hidráulica y Maremotriz, máster en EERR.

Recordando que la velocidad específica es de 1.20, parámetro de Thoma de 0.2:

Se calcula la longitud del tubo de descarga, desde la turbina al canal.

$$\Delta Z_{des,m\acute{a}x} = \frac{100\,000 \text{ Pa} - 2\,000 \text{ Pa}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \text{ m/s}^2} - (0.2 * 44.48 \text{ m}); \Delta Z_{des,m\acute{a}x} = \mathbf{1.094 \text{ m}}$$

Ahora se puede calcular la altura neta de succión positiva disponible ($NPSH_D$):

$$NPSH_D = \frac{100\,000 - 2\,000}{1\,000 * 9.81} - 1.094; \rightarrow NPSH_D = 8.9\,m$$

Se vuelve a evaluar con un parámetro de Thoma en 0.25:

$$\Delta Z_{des,m\acute{a}x} = \frac{100\,000\,Pa - 2\,000\,Pa}{1000 \frac{kg}{m^3} * 9.81\,m/s^2} - (0.25 * 44.48\,m); \Delta Z_{des,m\acute{a}x} = -1.13\,m$$

$$NPSH_D = \frac{100\,000 - 2\,000}{1\,000 * 9.81} - (-1.13); \rightarrow NPSH_D = 11.1\,m$$

De esta manera, la turbina debe estar por debajo del nivel del agua del canal.

CAPÍTULO 7: CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA FRANCIS

7.1. Procedimiento

En el apartado 6.5 se analizaron los ángulos de álabes del distribuidor y del rodete según el caudal manejado, variando solo entre el nominal, máximo y mínimo. Esta vez se estudiará el comportamiento de la turbina Francis a partir de diferentes curvas características, con condiciones más reales, ej.: $v_{m1} \neq v_{m2}$.

El hecho de representar las curvas facilita conocer los rangos más útiles de funcionamiento de la turbina, predecir el comportamiento de ésta fuera del punto de diseño, viendo así si es capaz de acoplar su funcionamiento al de la instalación en cada momento. Se estudiará un primer caso con régimen de giro constante y ángulo de diseño del distribuidor fijo. En la segunda parte se evaluará variando el ángulo del distribuidor. La tabla 7-1 muestra los caudales a utilizar en el estudio de las curvas características.

Caudal, Q (m^3/s)													
0,1	0,3	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,3	3,5	3,8	4,0	4,3	4,5

Tabla 7-1: Rangos de caudales a evaluar las curvas características.

7.2. Triángulo de velocidades a la entrada y salida

Se vuelven a calcular los valores para los triángulos de velocidades, esta vez se incluye el triángulo a la salida. El momento cinético a la salida se considerará que es el 10% de las condiciones de entrada, que son condiciones más reales.

$$\eta_h = \frac{H_t}{H_n} = \frac{v_{u1}u_1 - v_{u2}u_2}{g} \frac{1}{H_n}; \text{ de donde } H_t = \frac{u_1 v_{u1}}{g}$$

$$gH_t = u_1 v_{u1} - 0.1u_1 v_{u1} = 0.9u_1 v_{u1}$$

Siendo la velocidad de arrastre a la entrada del rodete, u_1 :

$$u_1 = \Omega \frac{d}{2}; \rightarrow u_1 = 62.83 \frac{0.8}{2}; \rightarrow u_1 = \mathbf{25.132 \text{ m/s}}$$

La componente periférica de la velocidad absoluta a la entrada del rodete, v_{u1} , es:

$$v_{u1} = \frac{gH_t}{0.9u_1} = \frac{9.81 * 40.03}{0.9 * 25.132}; \rightarrow v_{u1} = \mathbf{17.36 \text{ m/s}}$$

Ahora se calcula la velocidad de arrastre a la salida del rodete u_2 , considerando el diámetro medio a la salida del rodete ($d_{3,medio} = \frac{0.784+0.303}{2} = 0.544 \text{ m}$):

$$u_2 = \Omega \frac{d_{3,medio}}{2}; \rightarrow u_2 = 62.83 \frac{0.544}{2}; \rightarrow u_2 = \mathbf{17.07 \text{ m/s}}$$

La componente meridional de la velocidad absoluta a la salida del rodete, v_{m2} , es:

$$v_{m2} = \frac{\eta_w Q}{\pi * (d_{3,medio}) * b_2}; \rightarrow v_{m2} = \frac{0.98 * 3.3}{\pi * 0.544 * 0.167}; \rightarrow v_{m2} = \mathbf{11.33 \text{ m/s}}$$

La componente periférica de la velocidad absoluta a la salida del rodete, v_{u2} , es:

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

$$9.81 * 40.03 = 17.36 * 25.13 - v_{u2} * 17.07; \rightarrow v_{u2} = 2.56 \text{ m/s}$$

Ahora se presentan los triángulos de velocidades (figuras 7-1 y 7-2), de acuerdo a los resultados de la tabla 7-2.

Triángulos de velocidades para: $Q = 3.3 \text{ m}^3/\text{s}$			
Entrada		Salida	
$v_{u1} \text{ (m/s)}$	17,36	$v_{u2} \text{ (m/s)}$	2,56
$w_1 \text{ (m/s)}$	10,18	$w_2 \text{ (m/s)}$	18,43
$v_{m1} \text{ (m/s)}$	6,58	$v_{m2} \text{ (m/s)}$	11,36
$\alpha_1 \text{ (}^\circ\text{)}$	20,76	$\alpha_2 \text{ (}^\circ\text{)}$	77,32
$w_{u1} \text{ (m/s)}$	7,77	$w_{u2} \text{ (m/s)}$	14,51
$v_1 \text{ (m/s)}$	18,57	$v_2 \text{ (m/s)}$	11,64
$\beta_1 \text{ (}^\circ\text{)}$	40,26	$\beta_2 \text{ (}^\circ\text{)}$	38,06
$u_1 \text{ (m/s)}$	25,13	$u_2 \text{ (m/s)}$	17,07

Tabla 7-2: Valores para nuevos triángulo de velocidades, entrada y salida del rodete.

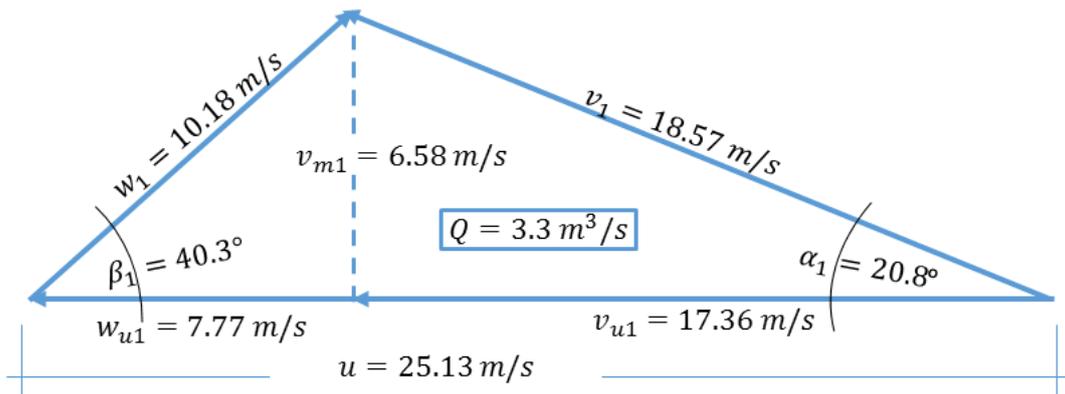


Figura 7-1: Triángulo de velocidades a la entrada del rodete

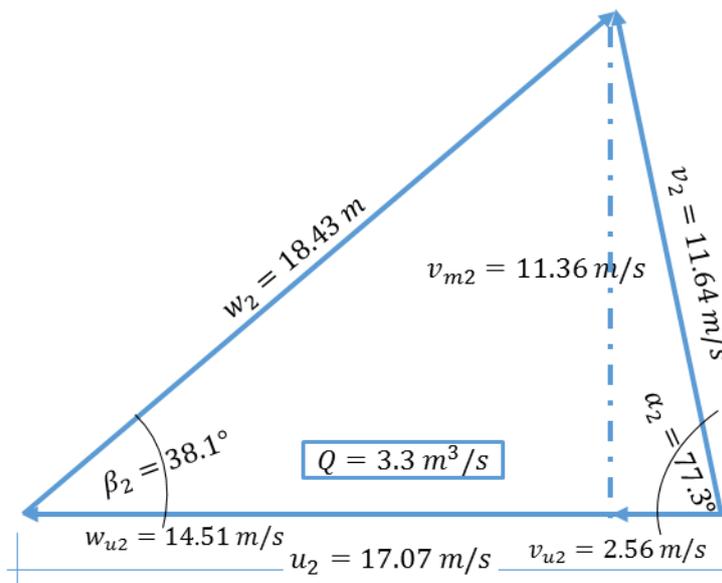


Figura 7-2: Triángulo de velocidades a la salida del rodete

7.3. Curvas características a velocidad de giro y ángulo del distribuidor constante

7.3.1. Curva de altura útil (H_u)

En los aprovechamientos hidroeléctricos lo más habitual es que la altura de trabajo de la turbina sea constante o con poca variación. Por las condiciones del acoplamiento a la red eléctrica a través del alternador, el régimen de giro ha de ser constante para mantener una frecuencia eléctrica fija. Así pues, al estar fijos los valores de H_n y Ω , el único parámetro modificable directamente es el caudal de funcionamiento, produciendo una potencia variable en función de éste, como lo indica la siguiente ecuación: $W_e = \eta_t \rho g Q H_n$.

Para evaluar cómo se modifica el funcionamiento de la turbina, cuando a régimen de giro constante se varía el caudal, se plantearán los triángulos de velocidad. Suponiendo condiciones uniformes en las secciones de entrada salida, se cumple:

$$\tan(\alpha_1) = \frac{vm_1}{v_{u1}} \quad (a)$$

$$\tan(\alpha_2) = \frac{vm_2}{v_{u2}} \quad (b)$$

$$v_{u2} = u_2 - \frac{vm_2}{\tan\beta_2} \quad (c)$$

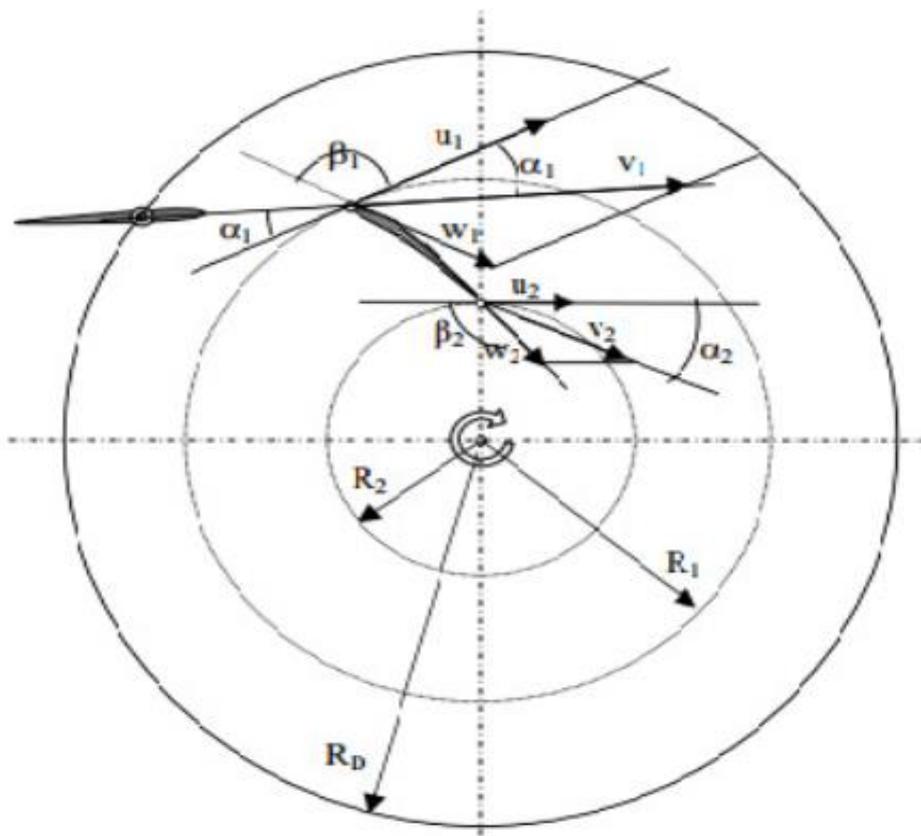


Figura 7-3: Triángulo de velocidades de entrada y salida del rodete de una turbina Francis (Mataix 2009)

Aplicando la *ecuación de Euler* e introduciendo e introduciendo las ecuaciones a, b y c, se tiene:

$$gH_u = u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2} = u_1 \frac{v_{m1}}{\tan(\alpha_1)} - u_2 \left(u_2 - \frac{v_{m2}}{\tan(\beta_2)} \right)$$

Utilizando la *ecuación de continuidad*:

$$Q = v_{m1} * 2 * \pi * r_1 * b_1 = v_{m2} * 2 * \pi * r_2 * b_2$$

E introduciéndola en la ecuación de anterior:

$$gH_u = u_1 \frac{Q}{2 * \pi * r_1 * b_1 * \tan(\alpha_1)} - u_2 \left(u_2 - \frac{Q}{2 * \pi * r_2 * b_2 * \tan(\beta_2)} \right)$$

Simplificando la ecuación anterior se tiene:

$$\frac{gH_u}{(u_2)^2} = -1 + \frac{1}{u_2} \left[\frac{1}{2 * \pi * r_2} \left(\frac{1}{b_1 * \tan(\alpha_1)} + \frac{1}{b_2 * \tan(\beta_2)} \right) \right] * Q$$

Donde:

$$r_2 = \text{radio del diámetro promedio de salida} = \frac{.784 + .303}{2} = 0.271 \text{ m}$$

Se hace un primer cálculo para las condiciones de diseño:

$$\frac{gH_u}{(17.07)^2} = -1 + \frac{1}{17.07} \left[\frac{1}{2 * \pi * 0.271} \left(\frac{1}{0.196 * \tan(20.76)} + \frac{1}{0.167 * \tan(38.06)} \right) \right] * Q$$

$$\frac{g * H_u}{u^2} = -1 + 0.7262 * Q$$

Para $\alpha_1=20.76^\circ$:

$$H_u = \frac{(-1 + 0.7262 * Q) * u^2}{g}$$

Para las condiciones de caudal de diseño, $Q=3.3 \text{ m}^3/\text{s}$, la altura útil es:

$$\mathbf{Hu = 41.48 m}$$

Se comprueba que la $H_u \approx H_t$

Los demás valores para la altura útil se encuentran en la figura 7-4.

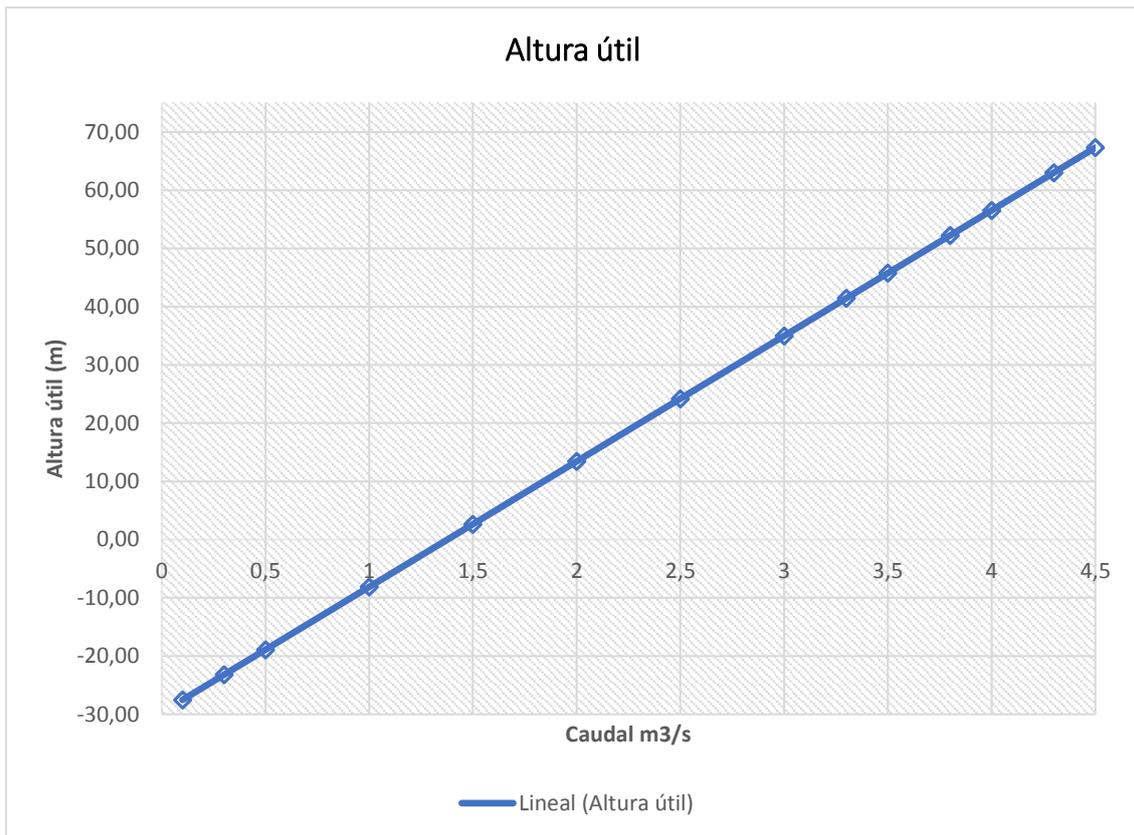


Figura 7-4: Curva de altura útil según caudal, para ángulo del distribuidor constante ($\alpha_1=20.8^\circ$).

Se observa que para el caudal de diseño, la altura útil está próximo a los 42 m.

7.3.2. Curva de altura neta (H_n)

La altura neta y por tanto toda la variación de energía mecánica específica entre las secciones de entrada y salida, se podrá obtener sumando las curvas de altura útil y las debidas a las pérdidas hidráulicas internas. Estas pérdidas hidráulicas son las debidas a la fricción del flujo en el canal de paso (crecientes con el cuadrado del canal) y las producidas por la incidencia inadecuada del flujo entre los álabes (que varían con el cuadrado de la diferencia entre el caudal real y el de diseño). Por tanto, la altura neta corresponde a la siguiente expresión:

$$H_n = H_u + P_1 + P_2$$

Siendo:

P_1 : Pérdidas por fricción en el distribuidor, rodete y tubo de aspiración, representadas según una parábola a partir de la siguiente ecuación:

$$P_1 = K_1 * Q^2$$

P_2 : Pérdidas por choque y cambios bruscos de dirección del agua al entrar en el rodete, debido a la diferencia entre el ángulo de los álabes del rodete a la entrada. Estas pérdidas también varían con el cuadrado del caudal, de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$P_2 = K_2 * (Q - Q')^2$$

Las constantes K_1 y K_2 , dependen de ensayos realizados a la máquina, lo cual, en este caso no es posible, por esta razón se acude al texto de *Pfleiderer*, que proporciona valores estimados muy aceptados para estos parámetros:

$$P_1 = H_u * (1 - \eta_h) \left(\frac{Q}{Q'}\right)^2,$$

Mientras que:

$$P_2 = \frac{\phi}{2g} * ((u_1)^2 - \mu * (u_2)^2) * \left(1 - \frac{Q}{Q'}\right)^2$$

Siendo:

Q' : Caudal de diseño ($3.3 \text{ m}^3/\text{s}$).

ϕ : Es un factor cuyo valor oscila entre 0.5 y 0.7, se toma $\phi = 0.6$.

μ : Coeficiente de eliminación de trabajo, que cuantifica la desviación del flujo en el rodete respecto al ideal, por el texto de *Pfleiderer*, este valor se estima en 0.9.

La figura 7-5 muestra la curva para la altura neta:

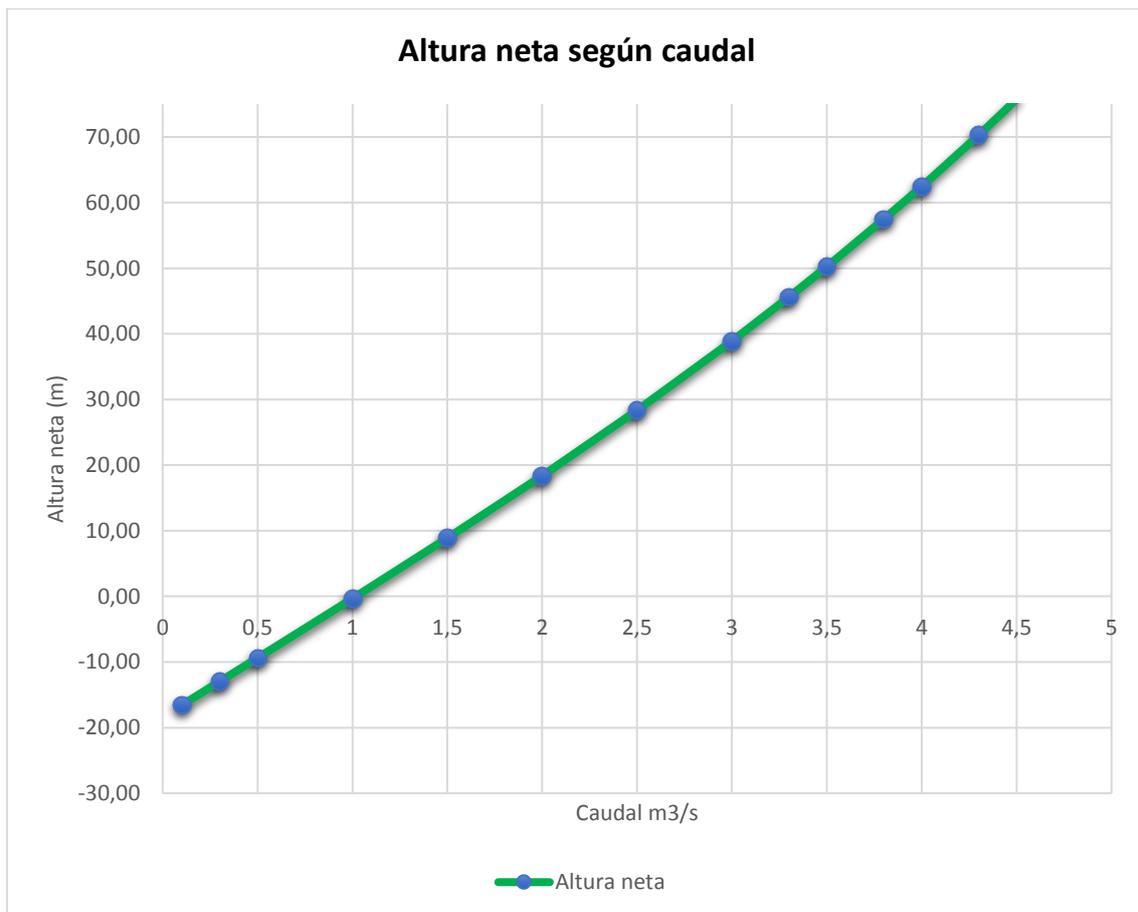


Figura 7-5: Curva de altura neta según caudal, para ángulo del distribuidor constante ($\alpha_1=20.8^\circ$).

Se observa que para el caudal de diseño, la altura neta está próximo a los 46 m. La figura 7-6 muestra las curvas de altura neta, altura útil, y pérdidas por choque y por fricción, todas en una misma gráfica:

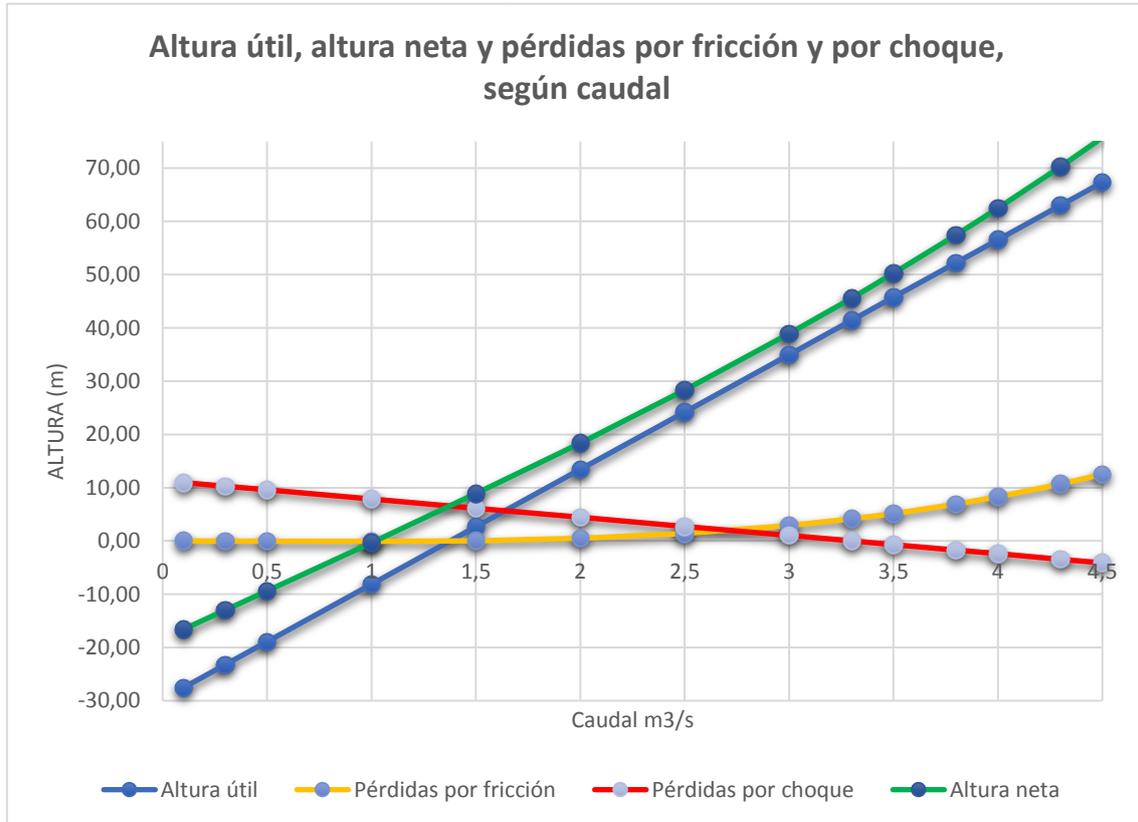


Figura 7-6: Curvas de altura neta, altura útil, y pérdidas por fricción y por choque, según caudal, para ángulo del distribuidor constante ($\alpha_1=20.8^\circ$).

Como se puede observar, las pérdidas por choque, disminuyen según aumenta el caudal que entra a la turbina, no así con las pérdidas por fricción, que se incrementan según aumenta el caudal. La altura neta y la útil son directamente proporcional al caudal disponible.

7.3.3. Curva de potencia útil (W_{util})

Una vez calculada la altura útil para cada caudal, se puede hallar una ecuación en función de esta para conocer la potencia que suministrará la turbina:

$$W_{util} = \eta_o * \eta_w * \eta_h * \rho * g * Q * H_n, \text{ pero como } \eta_h = \frac{H_u}{H_n}$$

$$W_{util} = \eta_o * \eta_w * \frac{H_u}{H_n} * \rho * g * Q * H_n$$

$$W_{util} = \eta_o * \eta_w * \frac{H_u * \rho * g * Q * H_n}{H_n}$$

$$W_{util} = \eta_o * \eta_w * H_u * \rho * g * Q$$

Asumiendo el rendimiento orgánico y volumétrico ($\eta_o = \eta_v = .98$) se ha calculado la potencia útil según el caudal. La figura 7-7 muestra los resultados:

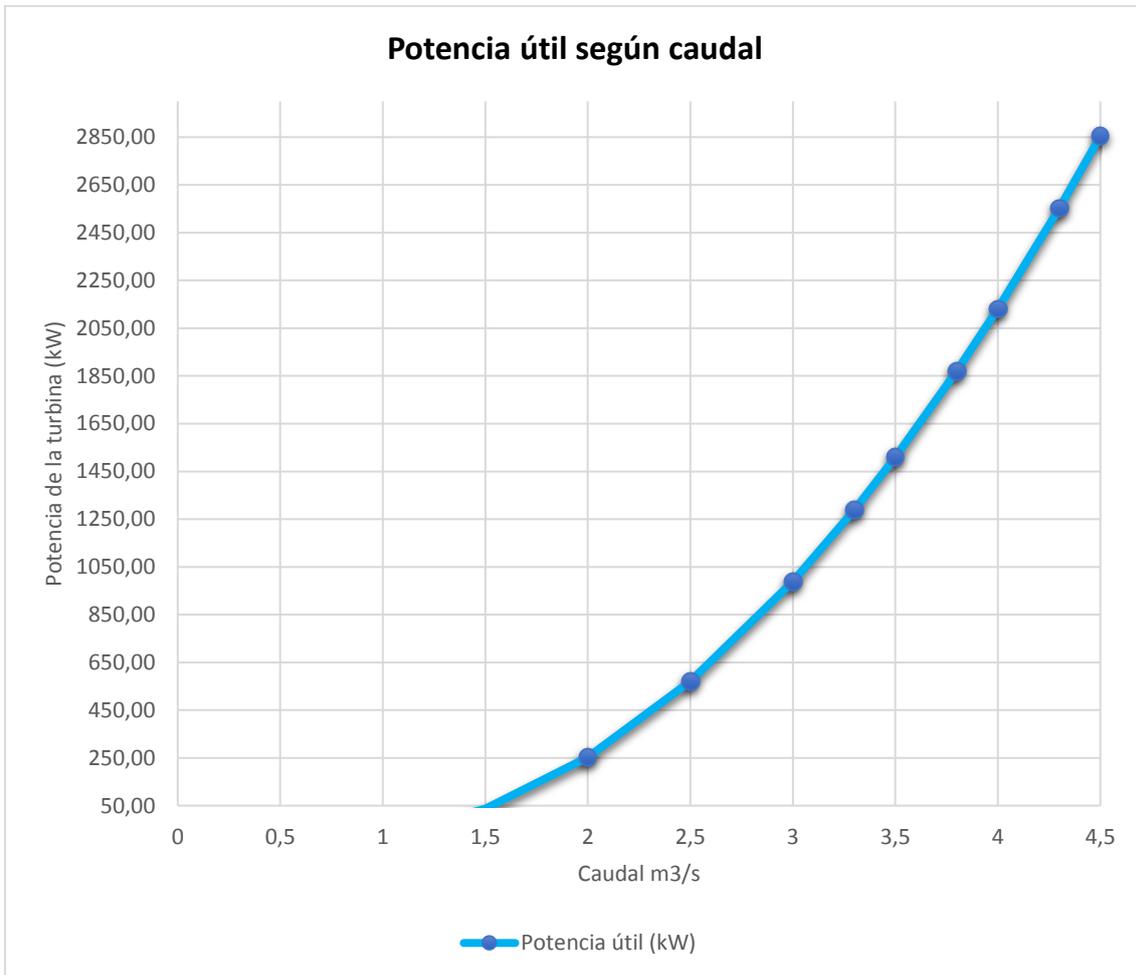


Figura 7-7: Curva potencia útil de la turbina según caudal, para ángulo del distribuidor constante ($\alpha_1=20.8^\circ$).

Como se puede esperar, para las condiciones nominales, la potencia de la turbina se espera próximo a los 1300 kW, esto es la potencia de una turbina, cabe recordar que en el presente proyecto habrá dos turbinas con las mismas características.

7.3.4. Curva de rendimiento hidráulico (η_h)

Como se ha dicho anteriormente, esta curva se obtiene dividiendo el valor de la altura útil entre la altura neta.

$$\eta_h = \frac{H_u}{H_n}$$

El máximo de esta curva se debe producir en el punto de funcionamiento óptimo (punto en el que se supone que no existen pérdidas por choque, al entrar el flujo en el rodete en condiciones óptimas). En la figura 7-8 se muestran los resultados:

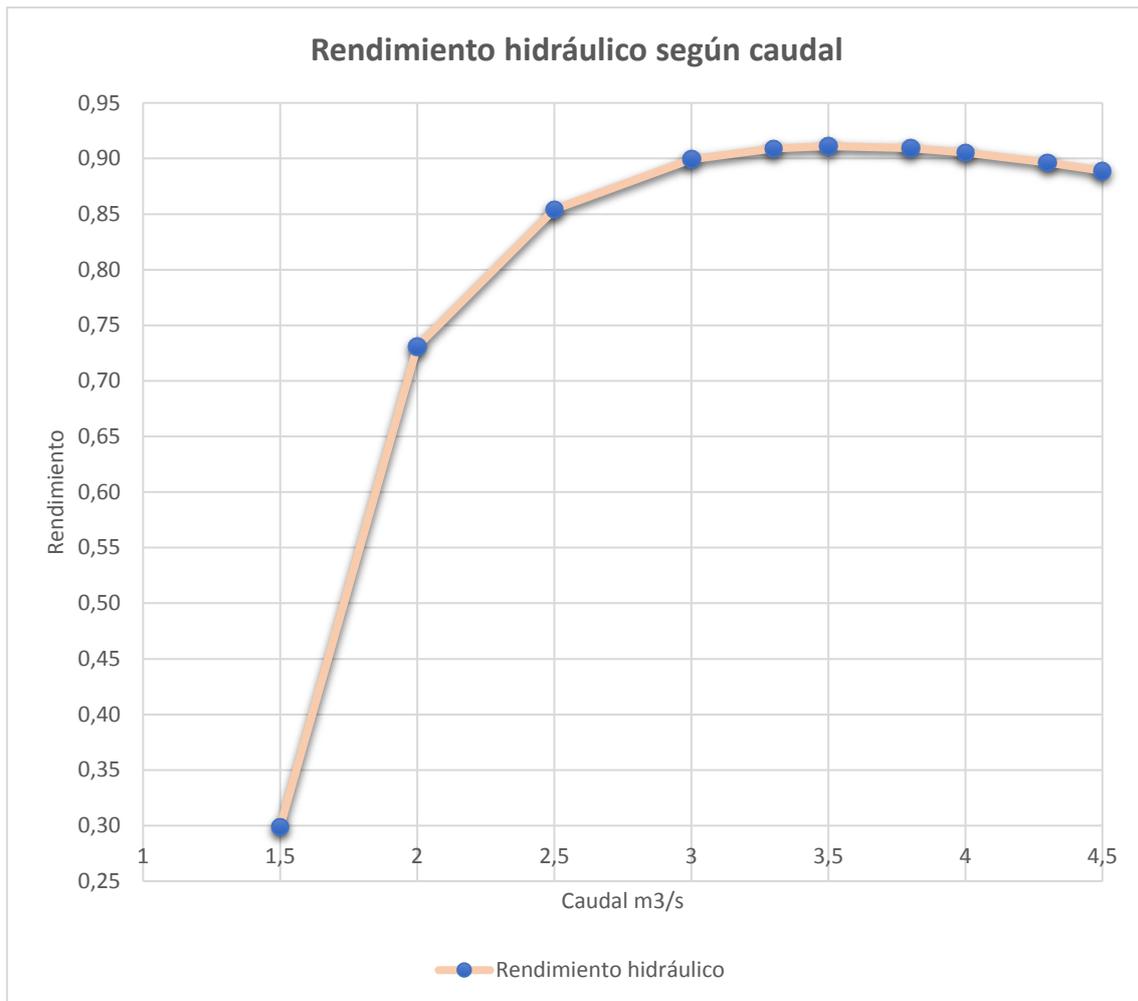


Figura 7-8 Curva rendimiento hidráulico de la turbina según caudal, para ángulo del distribuidor constante ($\alpha_1=20.8^\circ$).

Como se puede ver en la figura, cuando la turbina trabaja con 2 m³/s su rendimiento está próximo al 75%, alcanza el 85% en 2.5 m³/s, mientras se continúa aumentando el caudal el rendimiento va mejorando, en 3 m³/s se alcanza el 90%, mientras que entre 3.3 m³/s y 4 m³/s la turbina mantiene un rendimiento hidráulico de 91%.

7.3.5. Curva de potencia útil ($W_{\text{útil}}$) y rendimiento de la turbina (η_t)

Sabemos que el rendimiento hidráulico de la turbina no representa el rendimiento total, se ha calculado este rendimiento a través de la siguiente relación:

$$\eta_t = \eta_o * \eta_v * \eta_w$$

Asumiendo el rendimiento orgánico y volumétrico en ($\eta_o = \eta_v = .98$), se obtiene el rendimiento total de la turbina para los diferentes caudales, además se combina en la misma gráfica la curva de potencia útil.

La figura 7-9 muestra los resultados finales de la curva potencia y rendimiento de la turbina en cuestión, según el caudal que se maneja.

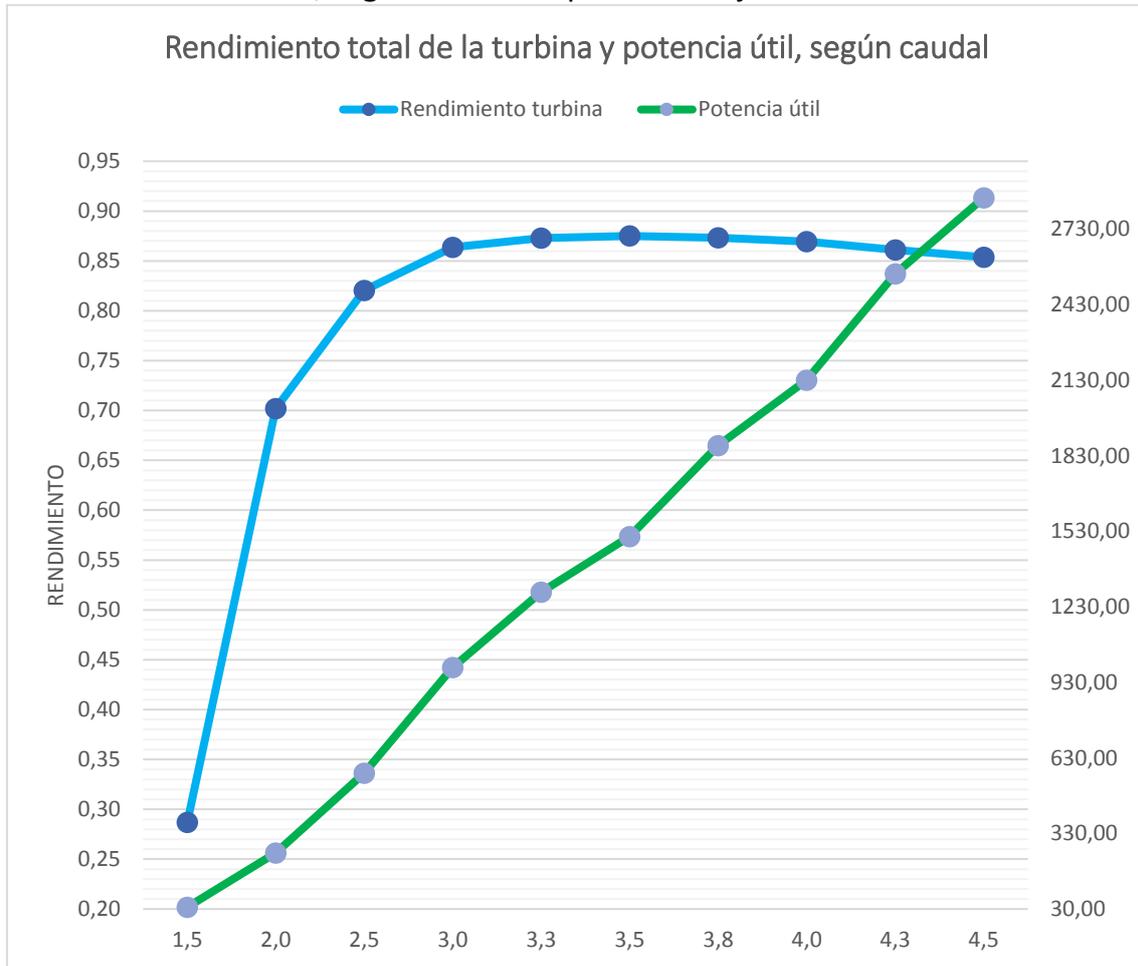


Figura 7-9 Potencia útil y rendimiento tal de la turbina según caudal, para ángulo del distribuidor constante ($\alpha_1=20.8^\circ$).

Para el caudal de diseño, la turbina tiene un rendimiento total de 87% y una potencia útil de 1288.9 kW, a esta potencia todavía sería necesario aplicarle el rendimiento eléctrico, pero las condiciones obtenidas en las curvas, se mantendrían muy similar a las esperadas.

7.4. Curvas características a velocidad de giro constante, y ángulo de álabes del distribuidor variable

En la regulación de la turbina, las diferentes posiciones del distribuidor permitirán adaptar la turbina a la demanda eléctrica en cada momento. Las variaciones en el grado de apertura del distribuidor supondrán variaciones en el triángulo de velocidades, lo que conlleva una modificación de la altura útil.

Estas variaciones pueden mostrarse en las curvas características de la turbina manteniendo la velocidad de giro constante y modificando el grado de apertura del distribuidor.

Se evaluarán las curvas características para siete posiciones del distribuidor (7°, 12°, 17°, 22°, 27°, 32° y 36°). Se han tomado estos ángulos debido a que, generalmente, el ángulo del distribuidor no varía más de 10-15° su posición respecto al ángulo de diseño, que es 21° en este caso.

7.4.1. Curva de altura útil (H_u)

Se necesita conocer la ecuación para calcular la altura útil para cada ángulo del distribuidor.

Partiendo de la siguiente ecuación:

$$\frac{gH_u}{(u_2)^2} = -1 + \frac{1}{u_2} \left[\frac{1}{2 * \pi * r_2} \left(\frac{1}{b_1 * \tan(\alpha_1)} + \frac{1}{b_2 * \tan(\beta_2)} \right) \right] * Q$$

Se conocerá la ecuación a utilizar para cada posición del distribuidor:

Para $\alpha_1=7^\circ$:

$$\frac{gH_u}{(17.07)^2} = -1 + \frac{1}{17.07} \left[\frac{1}{2 * \pi * 0.271} \left(\frac{1}{0.196 * \tan(7)} + \frac{1}{0.167 * \tan(38.06)} \right) \right] * Q$$

$$@ \alpha_1 = 7^\circ; H_u = \frac{(-1 + 1.6927 * Q) * u^2}{g}$$

Para $\alpha_1=12^\circ$:

$$@ \alpha_1 = 12^\circ; H_u = \frac{(-1 + 1.0889 * Q) * u^2}{g}$$

Para $\alpha_1=17^\circ$:

$$@ \alpha_1 = 17^\circ; H_u = \frac{(-1 + 0.8373 * Q) * u^2}{g}$$

Para $\alpha_1=22^\circ$:

$$@ \alpha_1 = 22^\circ; H_u = \frac{(-1 + 0.6976 * Q) * u^2}{g}$$

Para $\alpha_1=27^\circ$:

$$@ \alpha_1 = 27^\circ; H_u = \frac{(-1 + 0.6076 * Q) * u^2}{g}$$

Para $\alpha_1=32^\circ$:

$$@ \alpha_1 = 32^\circ; H_u = \frac{(-1 + 0.544 * Q) * u^2}{g}$$

Para $\alpha_1=36^\circ$:

$$@ \alpha_1 = 36^\circ; H_u = \frac{(-1 + 0.5047 * Q) * u^2}{g}$$

Al conocer las ecuaciones se han hecho los cálculos, y la figura 7-10 muestra los resultados.

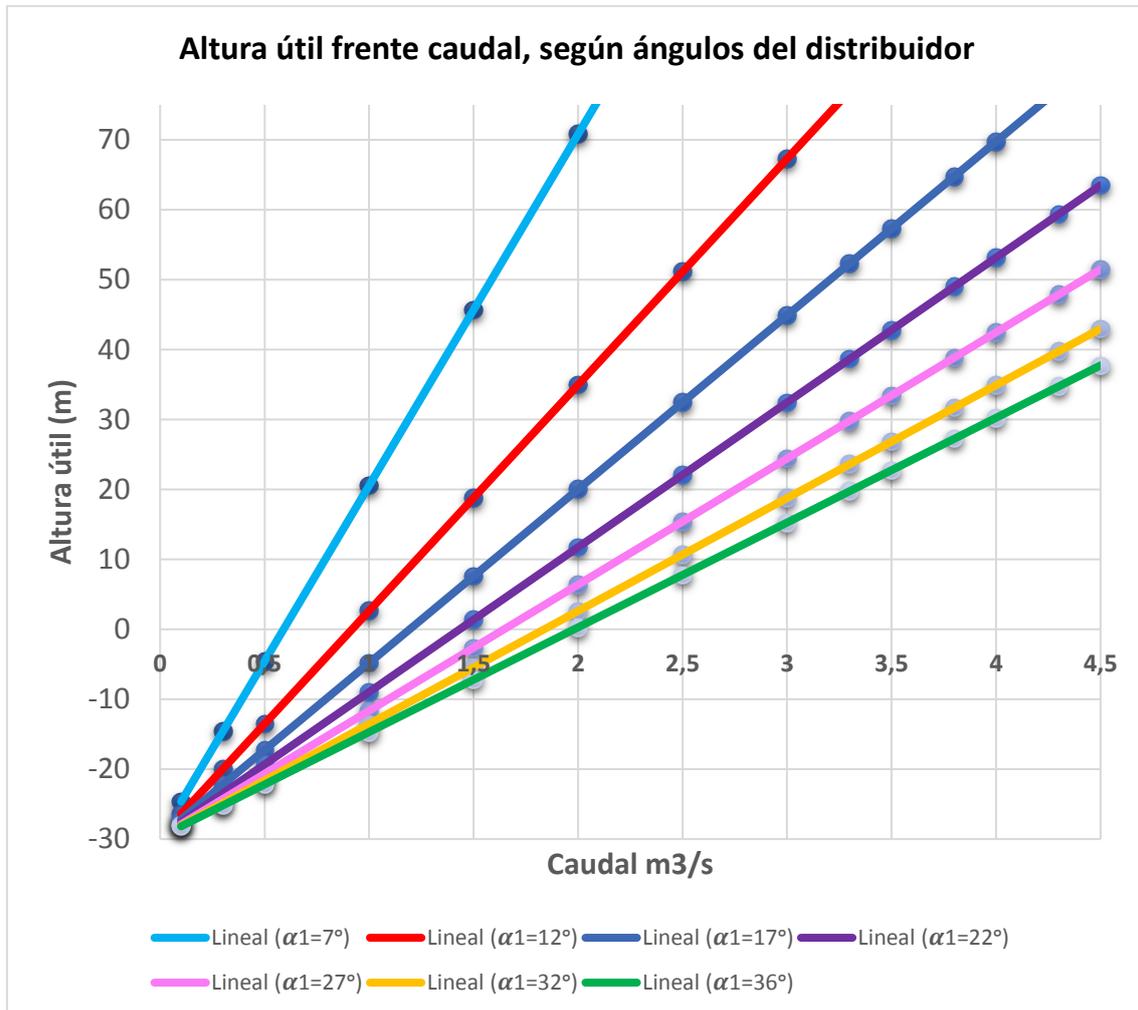


Figura 7-10: Curvas de altura útil según caudal, para ángulo del distribuidor (α_1), variable.

Recordando que en las condiciones de diseño, el ángulo del distribuidor debe estar a 21° , si se compara con la figura 7-6, existe una gran similitud con los resultados de la línea de color violeta, que representa los 22° . Se observa incremento lineal de la altura útil con respecto al caudal.

Como las demás curvas dependen de la altura útil (H_u), todos los cálculos también se han realizado, por lo que más adelante se presentan las gráficas para las demás curvas características.

7.4.2. Curva de altura neta (H_n)

La figura 7-11 muestra los resultados de las curvas para la altura neta:

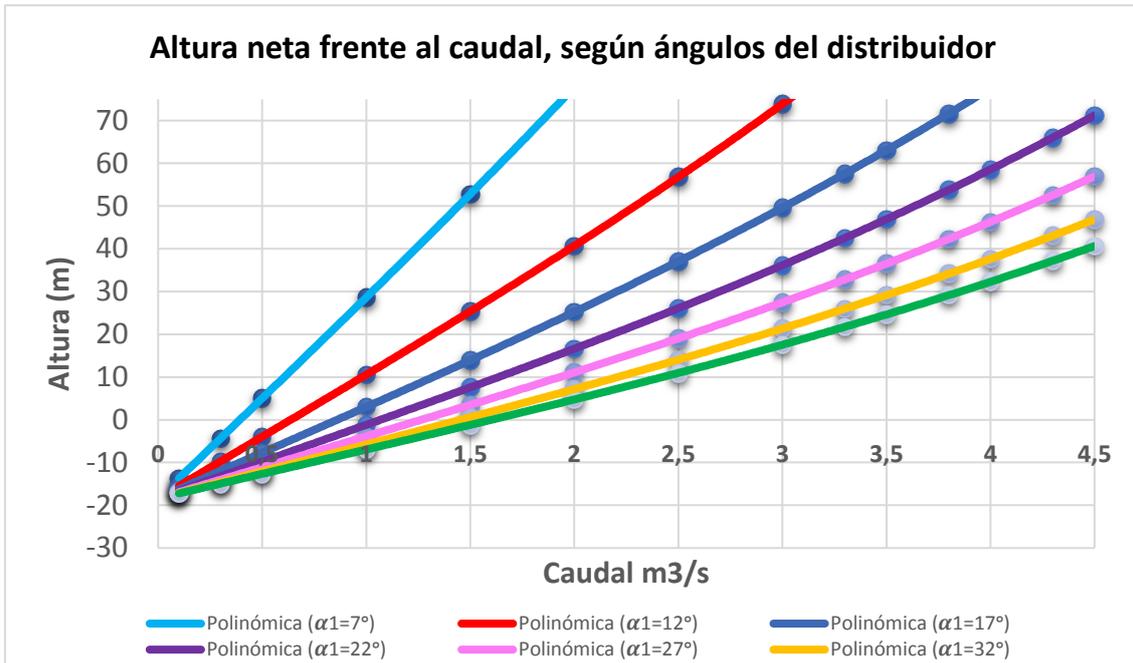


Figura 7-11: Curvas de altura neta según caudal, para ángulo del distribuidor (α_1), variable.

Si se compara con la figura 7-6, existe una gran similitud con los resultados de la línea para 22° con respecto al ángulo de diseño (21°).

7.4.3. Curva de potencia útil (W_{util})

La figura 7-12 muestra los resultados de potencia útil según caudal:

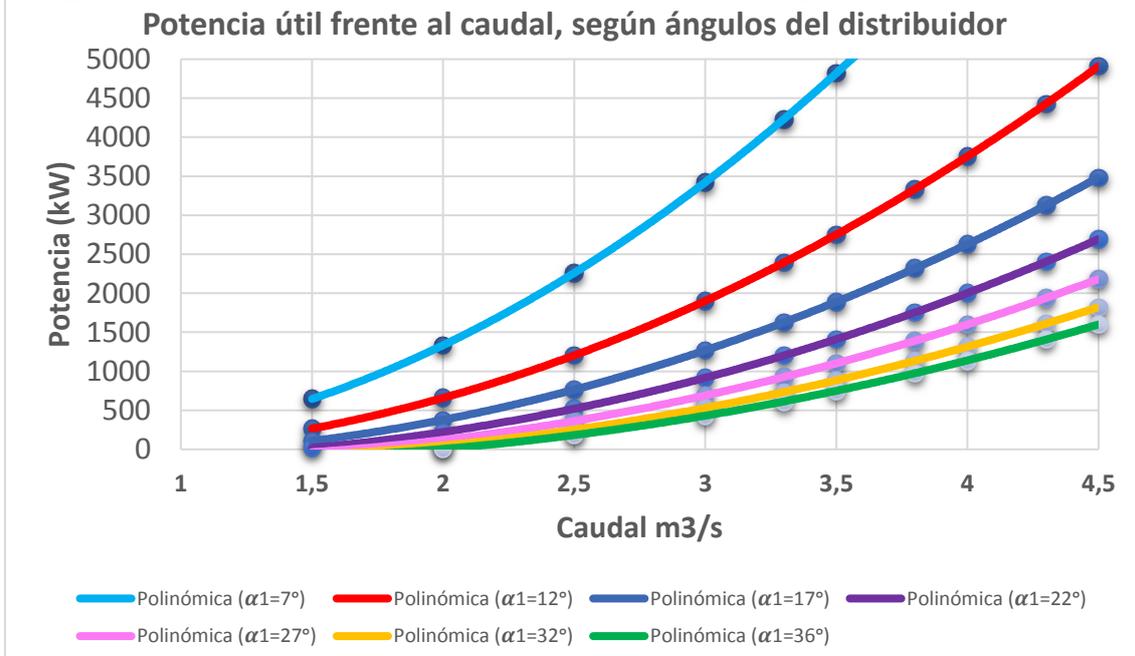


Figura 7-12: Curva potencia útil de la turbina según caudal, para ángulo del distribuidor (α_1), variable.

Puede observarse que para el ángulo de 22° se obtiene la potencia similar a la de diseño para una turbina, el ángulo de diseño es 21°.

CAPÍTULO 8: APORTES AL SISTEMA ELÉCTRICO DOMINICANO, ANÁLISIS ECONÓMICO-AMBIENTAL

8.1. Producción final en condiciones nominales

En el capítulo 3 se evaluaron diferentes escenarios de producción hidroeléctrica utilizando una altura neta estimada de 45 m, rendimiento hidráulico de 94%, rendimiento orgánico y volumétrico se estimaron en 98%, lo que arrojaba un rendimiento de la turbina en $\eta_t=90\%$ en condiciones nominales. El rendimiento eléctrico se estimó en 98%.

Esta vez se tiene ya una altura neta calculada de 44.48 m, en los cálculos de prediseño se tomó un rendimiento hidráulico de la turbina recomendado por *Mataix (2009)*, de 90%, el rendimiento de la turbina $\eta_t=86\%$. En cuanto al rendimiento eléctrico se ha retomado un valor más consciente de $\eta_e=95\%$.

La opción elegida fue: dos turbinas a pie de presa, con caudal nominal de 3.3 m³/s.

8.1.1. Potencia neta a instalar

Se vuelve a calcular la potencia neta por medio de la siguiente ecuación:

$$W_e = \eta_e \eta_t \rho g Q H_n$$

$$W_e = \left(.95 * .86 * 1000 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^3} * 3.3 \frac{m^3}{s} * 44.48 m \right) * 2;$$

$$W_e = 2\,352\,878\,W; \rightarrow W_e = 2\,353\,kW; \rightarrow W_e = \mathbf{2.35\,MW}.$$

Se encontró información de 25 centrales en la República Dominicana, de las cuales, 7 centrales tienen una capacidad inferior a 1.3 MW de potencia instalada.

8.1.2. Producción de la central

Considerando un factor de utilización de 30%, se ha vuelto a calcular la producción de la central a través de la siguiente ecuación:

$$P = f W_e t_{año}$$

$$P = 0.3 * 2.35\,MW * 8760\,h/año \rightarrow P = 6\,183.37\,MWh/año \rightarrow P = \mathbf{6.18\,GWh/año}.$$

En la tabla 8-1 está la producción de la central según factor de utilización y caudal:

Factor de utilización, f (%)	f (%)	Producción (GWh/año)		
	0,2	4,77	4,14	1,88
0,3	7,16	6,21	2,82	
0,4	9,54	8,29	3,77	
0,5	11,93	10,36	4,71	
0,6	14,31	12,43	5,65	
0,7	16,70	14,50	6,59	
0,8	19,08	16,57	7,53	
0,9	21,47	18,64	8,47	
Caudal	3,8 m3/s	3,3 m3/s	1,5 m3/s	

Tabla 8-1: Producción de la central según factor de utilización y caudal.

8.2. Análisis ambiental

8.2.1. Ventajas y desventajas de la energía hidráulica

La energía hidráulica es una energía limpia, que ahorra emisiones al ambiente, pero también tiene algunas desventajas, por las cuales hay que esforzarse para evitar menores riesgos posibles.

Ventajas

- ✚ Se trata de una energía renovable de alto rendimiento energético.
- ✚ Debido al ciclo del agua su disponibilidad es casi inagotable.
- ✚ Es una energía limpia puesto que no produce emisiones tóxicas durante su funcionamiento.

Además, los embalses que se construyen para generar energía hidráulica:

- ✚ Permiten el almacenamiento de agua para la realización de actividades recreativas y el abastecimiento de sistemas de riego. Y lo más importante, permiten laminar las crecidas en épocas de lluvias torrenciales, regulando el caudal del río aguas abajo.

Desventajas

- ✚ La construcción de grandes embalses puede inundar importantes extensiones de terreno, obviamente en función de la topografía del terreno aguas arriba de la presa, lo que podría significar pérdida de tierras fértiles y daño al ecosistema, dependiendo del lugar donde se construyan.
- ✚ En el pasado se han construido embalses que han inundado pueblos enteros. Con el crecimiento de la conciencia ambiental, estos hechos son actualmente menos frecuentes, pero aún persisten.
- ✚ Destrucción de la naturaleza. Presas y embalses pueden ser destructivas a los ecosistemas acuáticos. Por ejemplo, estudios han mostrado que las presas en las costas de Norteamérica han reducido las poblaciones de trucha septentrional común que necesitan migrar a ciertos lugares para reproducirse. Hay estudios buscando soluciones a este tipo de problema. Un ejemplo es la invención de un tipo de escalera para los peces.
- ✚ Cambia los ecosistemas en el río aguas abajo. El agua que sale de las turbinas no tiene prácticamente sedimento. Esto puede dar como resultado la erosión de los márgenes de los ríos.

8.2.2. Emisiones a evitar

Se desea conocer las emisiones que se podrían evitar en la central hidroeléctrica al no utilizar combustibles fósiles. La tabla 8-2 muestra la producción de electricidad en República Dominicana, según combustible.

Ene16-Sep16	
Precios Combustibles	
Fuel Oil # 2 (US\$/BBL)	48,4
Fuel Oil # 2 (US\$/MMBTU)	8,8
Fuel Oil # 6 (US\$/BBL)	28,9
Fuel Oil # 6 (US\$/MMBTU)	4,9
Gas Natural (US\$/MMBTU)	2,2
Carbón Mineral (US\$/Ton)	48,5
Carbón Mineral (US\$/MMBTU)	2,0
Generación de Energía por tipo de combustible	
Total Generación	11.897,9
Eólica	253,3
Fuel Oil No. 2	1.094,9
Fuel Oil No. 2 y No. 6	0,0
Fuel Oil No. 6	4.892,9
Gas Natural	3.218,1
Carbón	1.568,5
Hidráulica	870,2
Composición Generación de Energía por tipo de Combustible	
Eólica	2,1%
Fuel Oil No. 2	9,2%
Fuel Oil No. 2 y No. 6	0,0%
Fuel Oil No. 6	41,1%
Gas Natural	27,0%
Carbón	13,2%
Hidráulica	7,3%

Tabla 8-2: Producción de electricidad en República Dominicana, según tipo de combustible. Fuente: Informe de desempeño-Septiembre-2016.

Se ha comparado con gas natural (GN), que es el que menos gases contaminantes emite, así que las emisiones calculadas, serían las mínimas que se evitarían.

El Gas Natural (GN)

El gas natural constituye una importante fuente de energía fósil liberada por su combustión. Es una mezcla de hidrocarburos gaseosos ligeros que se extrae, bien sea de yacimientos independientes (gas no asociado), o junto a yacimientos petrolíferos o de carbón (gas asociado a otros hidrocarburos y gases).

El gas natural implica una combustión más limpia que otros combustibles fósiles, ya que produce unas mínimas cantidades de azufre, mercurio y otras partículas.

10.000 viviendas americanas que funcionan con gas natural en vez del carbón evitan unas emisiones anuales de 1.900 toneladas de óxido de nitrógeno, 3.900 toneladas de SO₂ y 5.200 toneladas de partículas. Reducir esas emisiones se convierte en beneficios para la salud pública, ya que esos contaminantes se han relacionado con problemas como el asma, bronquitis, cáncer de pulmón y más.

En la figura 8-1, se presenta una gráfica con las menores emisiones de dióxido de carbono (CO₂) por unidad de energía producida, según combustible:

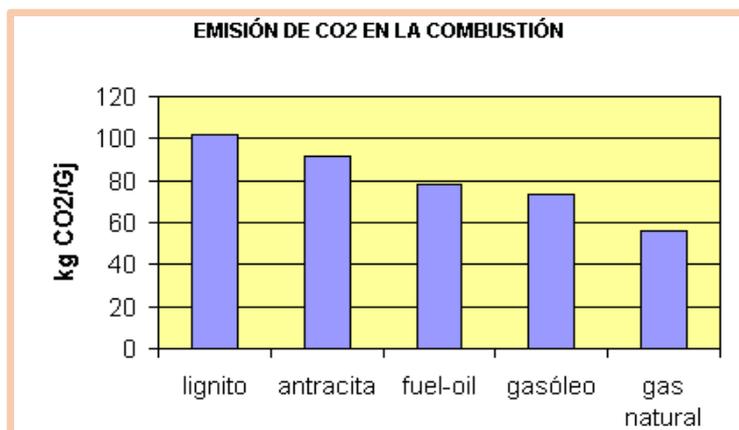


Figura 8-1: Gráfica de emisiones de kgCO₂ de diferentes combustibles. Fuente: <http://www.minetad.gob.es/energia/gas/Gas/Paginas/gasnatural.aspx>

Emisiones de Óxido de Nitrógeno (NO_x):

La propia composición del gas natural genera dos veces menos emisiones de NO_x que el carbón y 2,5 veces menos que el fuel-oil. Las modernas instalaciones tienden a reducir las emisiones actuando sobre la temperatura, concentración de nitrógeno y tiempos de residencia o eliminándolo una vez formado mediante dispositivos de reducción catalítica.

Emisiones de Dióxido de Azufre (SO₂):

Se trata del principal causante de la lluvia ácida, que a su vez es el responsable de la destrucción de los bosques y la acidificación de los lagos. El gas natural tiene un contenido en azufre inferior a las 10ppm (partes por millón) en forma de odorizante, por lo que la emisión de SO₂ en su combustión es 150 veces menor a la del gas-oil, entre 70 y 1 500 veces menor que la del carbón y 2 500 veces menor que la que emite el fuel-oil.

Emisiones de Metano (CH₄):

El metano, que constituye el principal componente del gas natural es un causante del efecto invernadero más potente que el CO₂, aunque las moléculas de metano tienen un tiempo de vida en la atmósfera más corto que el del CO₂. De acuerdo con estudios independientes, las pérdidas directas de gas natural durante la extracción, transporte y distribución a nivel mundial, se han estimado en 1% del total del gas transportado.

Partículas sólidas:

El gas natural se caracteriza por la ausencia de cualquier tipo de impurezas y residuos, lo que descarta cualquier emisión de partículas sólidas, hollines, humos, etc. y además permite, en muchos casos el uso de los gases de combustión de forma directa (cogeneración) o el empleo en motores de combustión interna.

Cálculos de emisiones de CO₂ a evitar

Considerando un factor de utilización de 30%, resulta unas 2628 horas de funcionamiento al año. Se descontaron los días no laborables y de esta manera se trabajaría 353 días al año, por lo que se tienen 7.44 horas al día, por esta razón, en la tabla 8-3 se puede ver la producción calculada para cada mes.

Con un poder calorífico inferior (PCI) o calor realmente aprovechable ($PCI=10.56 \text{ kWh/Nm}^3$), la potencia instalada en kW ($W_e=2352.88 \text{ kW}$), y un rendimiento estimado para un sistema convencional de $\eta_{sist_conv}=45\%$, se calcula el caudal de GN en Nm^3/h que debería suministrarse para generar la potencia instalada:

$$\dot{v} = \frac{P}{\eta_{sist_conv} * PCI}; \rightarrow \dot{v} = \frac{2\,352.88 \text{ kW}}{0.45 * 10.56 \frac{\text{kWh}}{\text{Nm}^3}}; \rightarrow \dot{v} = 495.13 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Conociendo el flujo volumétrico, se calcula el volumen de GN en metros cúbicos normales (Nm^3) que es una medida de volumen de un gas no condensable a 0°C y nivel del mar:

$$v_{GN} = \dot{v} * t; \rightarrow v_{GN} = 495.13 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} * 2628 \text{ h/año}; \rightarrow v_{GN} = 1\,301\,214 \text{ Nm}^3/\text{año}$$

Con factor de emisión (f_e) del GN ($2.15 \text{ kgCO}_2/\text{Nm}^3$), se emiten:

$$Em = f_e * v_{GN} = 2.15 \frac{\text{kgCO}_2}{\text{Nm}^3} * 1\,301\,214 \frac{\text{Nm}^3}{\text{año}}; \mathbf{Em = 2\,798\,610 \text{ kgCO}_2/\text{año}}$$

Esto indica, que, como mínimo, la central hidroeléctrica le ahorraría al país cerca de 3 millones de kg de CO₂ al no utilizar combustibles fósiles. En la tabla 8-3 se muestran los resultados finales en manera de resumen.

Mes y horas de funcionamiento					Producción (kWh/año)	Cálculos con Gas Natural (GN)			
Mes	Días/mes	Días festivos	días laborables	horas laborables	kWh	Volumen GN (Nm ³)	Caudal GN (Nm ³ /h)	Producción (kWh)	Emisiones (kgCO ₂)
Enero	31	4	27	201,01	472.948,88	99.568,18	495,34	472.948,88	214.071,60
Febrero	28	1	27	201,01	472.948,88	99.568,18	495,34	472.948,88	214.071,60
Marzo	31	0	31	230,79	543.015,38	114.319,03	495,34	543.015,38	245.785,91
Abril	30	1	29	215,90	507.982,13	106.943,61	495,34	507.982,13	229.928,75
Mayo	31	1	30	223,34	525.498,75	110.631,32	495,34	525.498,75	237.857,33
Junio	30	1	29	215,90	507.982,13	106.943,61	495,34	507.982,13	229.928,75
Julio	31	0	31	230,79	543.015,38	114.319,03	495,34	543.015,38	245.785,91
Agosto	31	1	30	223,34	525.498,75	110.631,32	495,34	525.498,75	237.857,33
Septiembre	30	1	29	215,90	507.982,13	106.943,61	495,34	507.982,13	229.928,75
Octubre	31	0	31	230,79	543.015,38	114.319,03	495,34	543.015,38	245.785,91
Noviembre	30	1	29	215,90	507.982,13	106.943,61	495,34	507.982,13	229.928,75
Diciembre	31	1	30	223,34	525.498,75	110.631,32	495,34	525.498,75	237.857,33
TOTAL (año)	365	12,00	353	2.628,00	6.183.368,64	1.301.761,82	495,34	6.183.368,64	2.798.787,91

Tabla 8-3: Cálculos de producción y emisiones con Gas Natural

8.3. Análisis económico

8.3.1. Ventajas económicas de la energía hidráulica

La gran ventaja de la energía hidráulica o hidroeléctrica es la eliminación de combustibles. El coste de operar una planta hidráulica es casi inmune a la volatilidad de los precios de los combustibles fósiles como petróleo, el carbón o el gas natural. Además, no hay necesidad de importar combustibles de otros países.

Las plantas hidráulicas también tienden a tener vidas económicas más largas que las plantas eléctricas que utilizan combustibles. Hay plantas hidráulicas que siguen operando después de 50 a 99 años. Los costos de operación son bajos porque las plantas están automatizadas y necesitan pocas personas para su operación normal.

8.3.2. Costos de producción con gas natural

Similar como se hizo en el análisis ambiental, conociendo la potencia a producir, se ha hecho una estimación del costo anual que se haría en gas natural, para producir la energía que se estaría produciendo en la central hidroeléctrica en cuestión.

Considerando que un kWh= 3412 BTU, que como se muestra en la figura 8-2, la Corporación Dominicana De Empresas Eléctricas Estatales (CDEEE) pagó un promedio de 2.2 Dólares por millones de BTU (USD/MMBTU) ó 1.87 Euros por millones de BTU (€/MMBTU); y para un rendimiento estimado de un sistema convencional de 45%, se ha realizado la siguiente conversión a MMBTU/año:

$$P(\text{MMBTU}) = \left(\left(\frac{P(\text{kWh})}{.45} \right) * \frac{3412 \text{ BTU}}{1 \text{ kWh}} \right) / 10^6$$

$$P(\text{MMBTU}) = \frac{\left(\left(\frac{6\,183\,368.64 \text{ kWh/año}}{.45} \right) * \frac{3412 \text{ BTU}}{1 \text{ kWh}} \right)}{10^6}$$

$$P(\text{MMBTU}) = \mathbf{46\,883.68 \text{ MMBTU/año}}$$

De esta manera se puede calcular el gasto anual en compra de GN para producir dicha potencia.

$$\text{Costo GN} = 1.87 \frac{\text{€}}{\text{MMBTU}} * 46\,883.68 \frac{\text{MMBTU}}{\text{año}}$$

$$\text{Costo GN} = \mathbf{87\,672.47 \text{ €/año}}$$

En la tabla 8-4 se muestran los resultados finales:

Mes y horas de funcionamiento					Producción (kWh/año)	Cálculos con Gas Natural (GN)				
Mes	Días/mes	Días festivos	días laborables	horas laborables	kWh	Caudal GN (Nm ³ /h)	Volumen GN (Nm ³)	Producción (kWh)	Producción MMBTU	Costo GN (€)
Enero	31	4	27	201,01	472.948,88	495,34	99.568,18	472.948,88	3.586,00	6.705,83
Febrero	28	1	27	201,01	472.948,88	495,34	99.568,18	472.948,88	3.586,00	6.705,83
Marzo	31	0	31	230,79	543.015,38	495,34	114.319,03	543.015,38	4.117,26	7.699,28
Abril	30	1	29	215,90	507.982,13	495,34	106.943,61	507.982,13	3.851,63	7.202,55
Mayo	31	1	30	223,34	525.498,75	495,34	110.631,32	525.498,75	3.984,45	7.450,92
Junio	30	1	29	215,90	507.982,13	495,34	106.943,61	507.982,13	3.851,63	7.202,55
Julio	31	0	31	230,79	543.015,38	495,34	114.319,03	543.015,38	4.117,26	7.699,28
Agosto	31	1	30	223,34	525.498,75	495,34	110.631,32	525.498,75	3.984,45	7.450,92
Septiembre	30	1	29	215,90	507.982,13	495,34	106.943,61	507.982,13	3.851,63	7.202,55
Octubre	31	0	31	230,79	543.015,38	495,34	114.319,03	543.015,38	4.117,26	7.699,28
Noviembre	30	1	29	215,90	507.982,13	495,34	106.943,61	507.982,13	3.851,63	7.202,55
Diciembre	31	1	30	223,34	525.498,75	495,34	110.631,32	525.498,75	3.984,45	7.450,92
TOTAL (año)	365	12,00	353	2.628,00	6.183.368,64	495,34	1.301.761,82	6.183.368,64	46.883,68	87.672,47

Tabla 8-4: Costo de producción de energía con gas natural

8.3.3. Parámetros de inversión

El coste de inversión e implantación de una central hidroeléctrica depende de diversos factores como la orografía del terreno, los accesos, el tipo de instalación, el tamaño, la potencia y el punto de conexión. Además, hay que tener en cuenta las distintas partes del proceso y los costes que implica cada una: primero está la fase de proyecto, después viene la fase de ejecución y por último, la fase de funcionamiento.

En primer lugar se elabora el proyecto de construcción e instalación de la minicentral hidroeléctrica, donde se define el volumen de obra, el equipamiento y la potencia a instalar.

En segundo lugar se realiza la fase de ejecución del proyecto, en la que se distinguen tres aspectos que influyen decisivamente en el coste: obra civil, grupo turbogenerador, sistema eléctrico y de control. Los porcentajes correspondientes a cada partida varían según el tipo de actuación (ya sea rehabilitación o nueva construcción) y según el tipo de central (fluyente, pie de presa o canal de riego o abastecimiento).

A continuación se muestra, en la tabla 8-5, la distribución porcentual de la inversión en una minicentral hidroeléctrica:

Grupo turbogenerador	30%
Equipos Eléctricos, Regulación, Control y Línea	22%
Ingeniería y Dirección de Obra	8%
Obra Civil	40%

Tabla 8-5: Distribución porcentual de la inversión. Fuente: Minicentrales hidroeléctricas IDAE.

La última fase es la puesta en funcionamiento de la minicentral, que implica costes de explotación, mantenimiento y reparación. Hay que tener en cuenta que esto incluye costes de personal, materiales de repuestos, fungibles, seguros, impuestos, tasas y gravámenes, además de los costes generales derivados de la organización y administración. El cálculo de estos costes se realiza anualmente y depende de múltiples factores como el tipo de equipo instalado, el grado de automatismo y el índice de averías. Se puede estimar que estos gastos son del orden del 2 al 5% de la inversión a realizar.

En el apartado 1.3.2 aparecen montos de inversión para la construcción de la presa en el Río Joca, no hay detalles de inversión en la central hidroeléctrica, por lo que se utilizará una guía del Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) para considerar los parámetros económicos más importantes en un análisis básico para una central hidroeléctrica.

Los principales parámetros que definen las centrales tipo en el área hidroeléctrica se recogen en la tabla 8-6, que se muestra a continuación:

	Central fluyente	Central pie de presa
Potencia instalada	5.000 kW	20.000 kW
Ratio medio inversión	1.500 €/kW	700 €/kW
Horas equivalentes	3.100	2.000
Energía producida	15.000 MWh/año	40.000 MWh/año
Vida útil	25 años	25 años
Precio venta energía	6,89 c€/kWh (1 ^{os} 25 años) 6,12 c€/kWh (resto)	6,89 c€/kWh (1 ^{os} 15 años) 6,12 c€/kWh (resto)
Coste mantenimiento	225.000 €/año 0,014516 €/kW	280.000 €/año 0,007 €/kW
Canon hidráulico		0,014 €/kW Grupo

Tabla 8-6: Parámetros para cálculos económicos. Fuente: Minicentrales hidroeléctricas IDAE.

Para realizar una estimación del coste de generación eléctrica con energía hidroeléctrica se han considerado las mismas hipótesis que en los casos tipo. Con estos datos se obtiene el coste de generación del kWh hidroeléctrico a lo largo de la vida operativa de la instalación.

En las siguientes tablas 8-7 se muestran los rangos en los que se encuentra el coste de generación anual del kWh hidroeléctrico para los proyectos de centrales menores de 10 MW y centrales entre 10 y 50 MW:

	Central hidroeléctrica menor de 10 MW	Central hidroeléctrica entre 10 y 50 MW
Coste de generación (cent €/kWh)	4,5 - 6,1	4,1 - 5,6

Tabla 8-7: Rangos coste de generación kW hidroeléctrico (IDAE). Fuente: Minicentrales hidroeléctricas IDAE.

Notas del cálculo:

Para Centrales Hidroeléctricas (C.H.) menores de 10 MW se ha considerado un ratio de 1500 €/kW (evolucionando al 1,4% anual hasta el 2010) y un abanico entre 3.500 y 2.600 horas netas de funcionamiento equivalente.

Para C.H. entre 10 y 50 MW se ha considerado un ratio de 700 €/kW (evolucionando al 1,4% anual hasta el 2010) y un abanico entre 2.500 y 1.800 horas netas de funcionamiento equivalente.

En una primera estimación, la rentabilidad de una minicentral puede valorarse utilizando los siguientes índices:

Período de retorno simple: es el tiempo que se tarda en recuperar la inversión.

$$\text{P.R.} = \frac{\text{Inversión (€)}}{(\text{ingresos-gastos}) \text{ anuales (€/año)}}$$

Índice de energía: es el costo del kWh generado.

$$\text{I.E.} = \frac{\text{Inversión (€)}}{\text{Energía producida (kWh/año)}}$$

Índice de potencia: es el coste del kW instalado.

$$\text{I.P.} = \frac{\text{Inversión (€)}}{\text{Potencia instalada (kW)}}$$

Se pueden considerar como rentables, de forma aproximada, aquellos aprovechamientos que tienen valores comprendidos en los siguientes intervalos:

Período de retorno: 8 – 12 años

Índice de energía: 40 – 70 cent€/kWh

Índice de potencia: 1.500 – 2.000 €/kW.

En cualquier caso, si se decide acometer un proyecto de minicentral hidroeléctrica es necesario realizar un estudio económico-financiero en profundidad (VAN, TIR, etc.).

8.3.4. Cálculos de rentabilidad

Conociendo los precios de venta de energía por parte de la Empresa de Generación Hidroeléctrica Dominicana (EGEHID), que se muestran en la figura 8-2, se ha tomado, el precio mínimo durante el año, que es 12.25 cUSD/kWh, o su equivalencia en euros (10.4 c€/kWh) para los cálculos de rentabilidad.

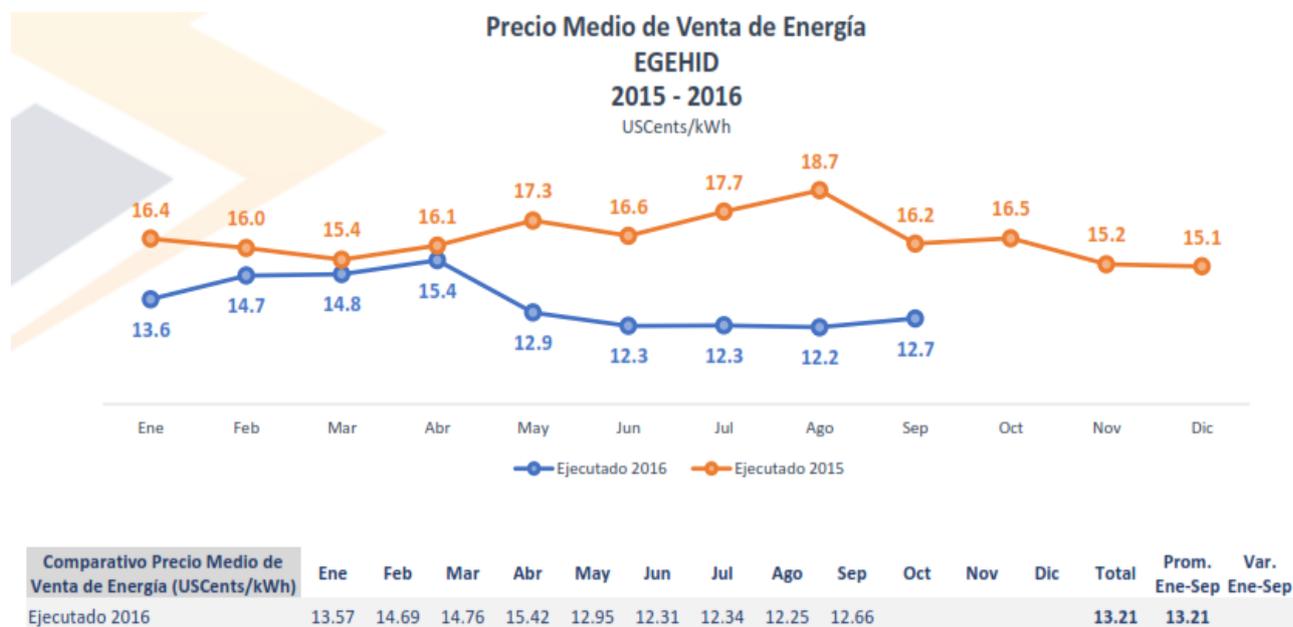


Figura 8-2: Precio de venta de energía hidroeléctrica a la red. Informe de desempeño-Septiembre-2016.

Resultados:

La tabla 8-8 muestra los resultados del análisis de rentabilidad.

PARÁMETROS	VALOR	U/M	GASTOS DE PERSONAL											
Potencia instalada	2353	kW	Pago a empleados	8.000,00	€/mes									
Ratio medio inversión	1.500,00	€/kW	Salarios al año*	14	salarios/año									
Inversión	3.529.500,00	€	Gasto total personal	112.000,00	€/año									
Horas de funcionamiento	2628	h/año	$I.P. = \frac{\text{Inversión}}{\text{Potencia instalada}}$ $I.E. = \frac{\text{Inversión}}{\text{Energía producida}}$											
Energía producida	6.183.684,00	kWh/año												
Precio venta de energía	10,4	c€/kWh	$P.R. = \frac{\text{Inversión}}{\text{Ingresos} - \text{gastos}}$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 5px auto;"> Precio de venta de Energía hidroeléctrica en República Dominicana =12,25 cUSD/kWh </div>											
Ingresos venta de energía	643.103,14	€/año												
Ratio mantenimiento	0,014516	€/kWh	ANÁLISIS DE RENTABILIDAD											
Gastos de mantenimiento	9.335,29	€/año												
Gastos ITBIS	115.758,56	€/año	<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>Período de retorno simple (P.R.)</td> <td>8,69</td> <td>Años</td> </tr> <tr> <td>Índice de energía (I.E.)</td> <td>57</td> <td>c€/kWh</td> </tr> <tr> <td>Índice de potencia (I.P.)</td> <td>1500</td> <td>€/kW</td> </tr> </table>			Período de retorno simple (P.R.)	8,69	Años	Índice de energía (I.E.)	57	c€/kWh	Índice de potencia (I.P.)	1500	€/kW
Período de retorno simple (P.R.)	8,69	Años												
Índice de energía (I.E.)	57	c€/kWh												
Índice de potencia (I.P.)	1500	€/kW												
Gastos canon hidráulico	65,88	€/kW Grupo												
Gastos de personal	112.000,00	€/año												
Total gastos	237.159,73	€/año												

Tabla 8-8: Resultados de análisis de rentabilidad

Habiendo hecho el análisis básico que recomienda el IDAE y que se pueden considerar como rentables, de forma aproximada, aquellos aprovechamientos que tienen valores comprendidos en los siguientes intervalos: Período de retorno (P.R): 8 – 12 años; Índice de energía (I.E): 40 – 70 cent€/kWh; e Índice de potencia (I.P): 1.500 – 2.000 €/kW. **El proyecto se considera rentable.**

8.3.5. El Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR)

Se hará un análisis de Tasa Interna de Retorno (TIR) y Valor Actual Neto (VAN), también se comparará con los resultados obtenidos anteriormente.

En la tabla 8-9 se establecen los siguientes valores iniciales:

PARÁMETROS INICIALES PARA TIR Y VAN	
Variable	Valor
Inversión inicial (€)	- 3.529.500,00 €
Vida útil del la central (años)	25
Impuestos ITBIS	18%
Indice de precio al consumo (IPC)	2,5%
Gastos impuestos venta de energía	115.758,56
Gastos de personal	112.000,00
Gastos de mantenimiento	9.335,29
Gastos totales (€)	237.093,85
Tasa de interés	5%
Tasa de interés (segundo VAN)	7%

Tabla 8-9: Parámetros iniciales para cálculo de TIR y VAN

Valor actual neto (VAN)

También conocido como valor actualizado neto, permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. La metodología consiste en descontar al momento actual (es decir, actualizar mediante una tasa) todos los flujos de caja futuros del proyecto. A este valor se le resta la inversión inicial, de tal modo que el valor obtenido es el valor actual neto del proyecto.

Este método es uno de los criterios económicos más ampliamente utilizados en la evaluación de proyectos de inversión. Consiste en determinar la equivalencia en el tiempo 0 de los flujos de efectivo futuros que genera un proyecto y comparar esta equivalencia con el desembolso inicial. Cuando dicha equivalencia es mayor que el desembolso inicial, se considera aceptable.

El VAN se calcula a través de la siguiente ecuación:

$$VAN = -I + \sum_{k=1}^n \frac{CF}{(1+i)^k}$$

I = Desembolso inicial (Inversión)

CF = Flujo de caja

k = Vida útil de la instalación

i = Tasa de interés (suele estar entre 5 y 8%)

Tasa interna de retorno (TIR)

Es la tasa de interés que iguala el VAN a 0, y se calcula a través de la siguiente ecuación:

$$0 = -I + \sum_{k=1}^n \frac{CF}{(1+TIR)^k}$$

Es la tasa de interés que el proyecto es capaz de proporcionar, entre dos proyectos, el que presente mayor TIR, será el más rentable.

Resultados

La tabla 8-10 muestra los resultados de VAN y TIR para este proyecto, se hicieron cálculos de VAN para dos tasas de interés diferentes (5 y 7%) considerando que suele estar entre 5 y 8%.

Año	Ingreso (€)	Gastos (€)	Flujo de caja (€)	VAN (i=5%)	VAN (i=7%)	TIR (%)	Gastos en GN
0	0	0	- 3.529.500,00 €	-3.529.500,00	-3.529.500,00 €	-100	
1	643.103,14	237.093,85	406.009,29	-3.142.824,49	-3.150.052,07	-88%	- 87.672,47 €
2	659.180,71	243.021,20	416.159,52	-2.765.355,54	-2.786.562,23	-59%	- 89.864,28 €
3	675.660,23	249.096,73	426.563,51	-2.396.873,94	-2.438.359,34	-38%	- 92.110,89 €
4	692.551,74	255.324,14	437.227,59	-2.037.165,72	-2.104.800,51	-24%	- 94.413,66 €
5	709.865,53	261.707,25	448.158,28	-1.686.021,98	-1.785.269,84	-15%	- 96.774,01 €
6	727.612,17	268.249,93	459.362,24	-1.343.238,80	-1.479.177,39	-8%	- 99.193,36 €
7	745.802,47	274.956,18	470.846,30	-1.008.617,13	-1.185.957,98	-3%	- 101.673,19 €
8	764.447,54	281.830,08	482.617,45	-681.962,64	-905.070,22	0%	- 104.215,02 €
9	783.558,72	288.875,83	494.682,89	-363.085,63	-635.995,51	3%	- 106.820,39 €
10	803.147,69	296.097,73	507.049,96	-51.800,94	-378.237,02	5%	- 109.490,90 €
11	823.226,38	303.500,17	519.726,21	252.072,21	-131.318,84	6%	- 112.228,18 €
12	843.807,04	311.087,68	532.719,37	548.710,29	105.214,93	8%	- 115.033,88 €
13	864.902,22	318.864,87	546.037,35	838.285,55	331.801,02	9%	- 117.909,73 €
14	886.524,78	326.836,49	559.688,29	1.120.966,17	548.857,79	9%	- 120.857,47 €
15	908.687,90	335.007,40	573.680,49	1.396.916,30	756.786,00	10%	- 123.878,91 €
16	931.405,09	343.382,59	588.022,51	1.666.296,18	955.969,57	11%	- 126.975,88 €
17	954.690,22	351.967,15	602.723,07	1.929.262,26	1.146.776,25	11%	- 130.150,28 €
18	978.557,48	360.766,33	617.791,14	2.185.967,24	1.329.558,36	11%	- 133.404,04 €
19	1.003.021,41	369.785,49	633.235,92	2.436.560,20	1.504.653,37	12%	- 136.739,14 €
20	1.028.096,95	379.030,13	649.066,82	2.681.186,66	1.672.384,57	12%	- 140.157,61 €
21	1.053.799,37	388.505,88	665.293,49	2.919.988,67	1.833.061,66	12%	- 143.661,55 €
22	1.080.144,36	398.218,53	681.925,83	3.153.104,93	1.986.981,29	13%	- 147.253,09 €
23	1.107.147,96	408.173,99	698.973,97	3.380.670,80	2.134.427,68	13%	- 150.934,42 €
24	1.134.826,66	418.378,34	716.448,32	3.602.818,44	2.275.673,04	13%	- 154.707,78 €
25	1.163.197,33	428.837,80	734.359,53	3.819.676,84	2.410.978,18	13%	- 158.575,48 €
							-2.994.695,62 €

Tabla 8-10: Resultados del VAN y la TIR

Como se puede ver en los resultados, para un interés de 5%, en el año No. 11 el proyecto comienza a devolver valores positivos en el VAN, mientras que para una tasa de interés de 7% se recupera en el 12^{do.} año, esto indica, que, con las condiciones planteadas, a este tiempo la central ha recuperado la inversión y en el año 25 el VAN es superior a la inversión.

Con respecto a la TIR, en el 9no. año aparece el primer valor superior a cero, que es un 3%, esta es la tasa, siendo 13% en el año 25^{to.}

En el apartado 8.3.4 el periodo de retorno simple fue de 8.69 años, por lo que se observa una gran similitud.

Se considera que el proyecto de una central hidroeléctrica en el Río Joca, de potencia neta a instalar ($W_e=2\ 353\ \text{kW}$), es rentable.

Conclusiones

En el presente proyecto de analizar el aprovechamiento hidroeléctrico de una presa que está actualmente en construcción en el Río Joca, se espera que pueda ser útil para aportar al crecimiento del sistema eléctrico de la república dominicana, que en la actualidad cubre alrededor del 88% de la población, y la fuente principal de producción de energía está representada por combustibles fósiles en un 90%.

El aporte de la energía hidráulica en el año 2016 fue de 870.2 GWh/año, representando un 7.3% de la energía producida. Según el Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos (INDRHI), actualmente el país cuenta con diferentes proyectos de construcción de presas, para almacenar agua y utilizarla para abastecer a la población en tiempos de sequía, sistemas de riego, y consumo humano, a la vez estos embalses se utilizan para producción de electricidad y de esta manera ayudan a recuperar la inversión.

Dentro de estos proyectos se encuentra la construcción de una presa en el Río Joca con capacidad de 70 millones de m^3 y desviar el agua a la zona de Sabana Mula, con miras a garantizar las necesidades de los pueblos de la zona. A principios del año 2013 estudiantes de la universidad de Brigham Young (BYU), USA, en conjunto con el INDRHI realizaron un estudio de factibilidad de esta presa, donde se establecen parámetros importantes que han sido útiles para el presente estudio: la altura bruta de la presa será de 50 m, la capacidad de almacenamiento será la requerida por el INDRHI, el caudal promedio que manejará la presa es de $7 m^3/s$, de los cuales, 0.4 se pierden en evaporación y otros factores y que se necesitan $3.6 m^3/s$ para el riego de Sabana Mula.

Se evaluaron dos opciones de aprovechamiento: una turbina de $6.6 m^3/s$ o dos turbinas de $3.3 m^3/s$, y desviar el caudal necesario a la zona de Sabana Mula. La opción de una sola turbina puede resultar en menos gastos, pero cuando esta falle, la producción de la central caería por completo, por lo que, por cuestiones de flexibilidad, se optó por la segunda opción.

Se estudió el dimensionamiento de la tubería forzada para una turbina, el diámetro sería de 1.4 m, espesor de la tubería de 6 mm. Calculando las pérdidas totales en 5.52 m, la altura neta nominal resultó siendo de 44.48 m

La turbina seleccionada fue del tipo Francis, radial axial, ideal para las condiciones de diseño por su gran flexibilidad, acoplada a un generador síncrono de 6 pares de polo con una velocidad de giro de 62.83 rad/s ó 600 RPM, siendo la frecuencia de la red en 60 Hz, y una velocidad específica de 1.20. El diámetro característico

del rodete es de 800 mm, el número de álabes del rodete se puede seleccionar entre 11 y 14.

El rendimiento total de la turbina resultó siendo de 86%, y los caudales máximo y mínimo se establecieron en 3.8 y 1.5 m³/s respectivamente. La longitud del tubo de descarga resultó de -1.13 m, lo que indica que la turbina debe estar debajo del nivel del agua del canal, la altura neta de succión disponible es 11.1 m.

Estudiando las condiciones iniciales del distribuidor según caudal manejado, para 3.3 m³/s, el ángulo de los álabes del distribuidor resultó 22.8°, mientras que para caudales de 3.8, 2.5 y 1.5 fue de 27.7°, 15.3° y 7.9° respectivamente. De acuerdo a las curvas características, a partir de 2 m³/s la turbina alcanza un rendimiento de 70%, mientras que entre 3 y 4 m³/s se mantiene entre 86-87%. El ángulo final de diseño del distribuidor es 21°, y del rodete 40° a la entrada y 38° en la salida.

Estableciendo el rendimiento eléctrico en 95%, la potencia neta a instalar en la presa resultó ser de 2.35 MW, de las 25 centrales que se tiene información, siete de ellas son inferior a 1.2 MW. La producción de la central sería de 6.18 GWh/año utilizando un factor de utilización de 30% equivalente a 2628 horas al año.

Considerando que la energía hidráulica aporta en la reducción de emisiones de CO₂ se hizo una comparación utilizando como referencia el gas natural (GN), que, de los combustibles fósiles, es el que menos gases contaminantes emite. En caso de producir esta energía con GN a un rendimiento convencional de 45%, se podrían emitir cerca de 3 millones de kg de CO₂. Esto sería las mínimas emisiones que se podría evitar generando esta energía en la central hidroeléctrica.

Conociendo el costo al que fue adquirido el GN (1.87 €/MMBTU) por la República Dominicana, el gasto con dicho combustible sería alrededor de 87 672.47 €/año y cerca de 3 millones durante 25 años.

Evaluando los cálculos económicos recomendados por el IDAE, La inversión estimada de la central es de 3 529 500 €, el periodo de retorno simple 8.69 años, índice de energía de 57 c€/kWh y el índice de potencia 1500 €/kW.

El valor actual neto (VAN), para una tasa de interés de 5%, la inversión se recuperaría en 11 años. En cuanto a la tasa interna de retorno (TIR) el primer valor positivo se encuentra a los 9 años de proyecto y es de 3%. A los 25 años de vida útil del proyecto, el VAN es 3 819 676.84€ y la TIR es de 13%. Por lo tanto, el proyecto se considera rentable.

Se concluye el trabajo esperando haber cumplido con los objetivos planteados y que sea tomado en cuenta para el caso real, y también aportar en estudios de futuros proyectos del país, con el objetivo principal de impulsar al desarrollo de las energías renovables y cuidado medioambiental en la República Dominicana.

Fuentes bibliográficas

- Agüera Soriano, J, Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas Hidráulicas, 5ª ed., Editorial Ciencia 3, Madrid, 2002.
- Cuesta Diego, L., Vallarino, E., Aprovechamientos Hidroeléctricos (Tomos I y II), Colegio de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, Madrid, 2000.
- Mataix, C., Turbomáquinas Hidráulicas, 2º ed., Univ. Pontificia Comillas, ICAI-ICADE, 2009.
- Mott, R.L., Mecánica de Fluidos Aplicada, 6º ed., Pearson-Prentice Hall, 1996
- Roberson, J.A., Cassidy, J.J., Chaudhry, M.H., Hydraulic Engineering, 2º ed., Wiley, 1997.
- Zamora, B., Apuntes de Ingeniería de Fluidos, Máquinas Hidráulicas y Energía Hidráulica (Servicio de Reprografía UPCT), 2016.
- Zamora, B., Viedma, A., Máquinas Hidráulicas. Teoría y Problemas, Edición Digital, CRAI UPCT, 2016, <http://hdl.handle.net/10317/5476>.
- Zoppetti, G., Centrales Hidroeléctricas: su Estudio, Montaje y Ensayo, Gustavo Gili, 1979.
- Bolster, S., Cahoon, L., Palmer, L., Frame, G., Estudio de factibilidad para una presa en el río Joca, 2013.

Sitios de internet:

- http://hispagua.cedex.es/sites/default/files/especiales/energia_hidr/1a_origen.htm
- [http://es.getamap.net/mapas/dominican_republic/dominican_republic_\(general\)/_Joca_rio/](http://es.getamap.net/mapas/dominican_republic/dominican_republic_(general)/_Joca_rio/)
- <http://jllsupport.com/cmbll/index.php/en-carpeta/rio-Joca-y-rio-tocino>
- https://sv.wikipedia.org/wiki/R%C3%ADo_Joca
- <http://www.banica.net/banica/sobrebanica.cfm?item=493>
- <https://es.slideshare.net/yuli27g/estado-del-arte-seminario>
- <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html>
- <https://www.renovablesverdes.com/el-gas-natural-tambien-produce-contaminacion/>
- <http://www.minetad.gob.es/energia/gas/Gas/Paginas/gasnatural.aspx>