



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

ESTUDIO DE ANTECEDENTES CIENTÍFICOS DE OPTIMIZACIÓN DE ÁLABES DE  
TURBINAS FRANCIS PARA EL AUMENTO DEL RENDIMIENTO

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

FELIPE ORLANDO MUÑOZ ESPINOZA

PROFESOR GUÍA:  
JUAN CARLOS ELICER CORTÉS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
NELSON VÁSQUEZ MUÑOZ  
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

SANTIAGO DE CHILE  
MARZO 2014

**RESUMEN DE LA MEMORIA  
PARA OPTAR AL TÍTULO**

**DE:** Ingeniero Civil Mecánico.

**POR:** Felipe Muñoz Espinoza

**FECHA:** 17/03/2014

**PROFESOR GUÍA:** Juan Carlos Elicer

## **Estudio de antecedentes científicos de optimización de álabes de turbinas Francis para el aumento del rendimiento**

La empresa AES Gener S.A. se dedica a la generación de energía eléctrica tanto a nivel nacional como internacional (operación en 27 países). Para ello, cuenta con centrales de generación de distinto tipo (termoeléctricas, hidroeléctricas y otras), entre las que se encuentra Central Maitenes, planta de tipo hidroeléctrica de pasada, parte del grupo de centrales hidroeléctricas Centrales Cordillera, ubicada en San José de Maipo.

La central mencionada corresponde a la más antigua del grupo (año 1923), con turbinas Francis que tienen larga data. En base a ello, surge la necesidad de estudiar la posibilidad de mejora de tales equipos, a través de un proceso de licitación que cuente con la presencia de distintos proveedores, tanto locales como extranjeros. Por lo anterior, se requiere contar con una base técnica que busca maximizar las opciones de aumento de eficiencia de la turbina, permitiendo contrastar las ofertas entregadas por los proveedores, con la posibilidad de elevar las exigencias previo a la adjudicación de la licitación a alguno de los oferentes.

Por lo expuesto, el siguiente informe tiene por finalidad el estudio de antecedentes científicos de optimización de álabes del rodete de turbinas Francis, para el aumento del rendimiento de una turbina de este tipo ubicada en Central Maitenes, en base a información otorgada por la empresa, durante las diversas visitas pactadas mediante un convenio de cooperación entre la empresa y el autor de este estudio, además de la bibliografía pertinente para llevar a cabo los cálculos tendientes a desarrollar el análisis mencionado. En primer lugar, se recopilan los antecedentes necesarios para el cálculo teórico de rendimiento de la turbina en operación, el que, junto al dato operacional, forman un valor referencial inicial. Luego, se desarrolla un cálculo teórico basado en el estado actual de la tecnología de optimización de álabes de turbinas Francis, obteniendo valores óptimos de triángulos de velocidades y rendimiento, que se vea contrastado con el cálculo anterior. Finalmente, se complementa el análisis con información de constructores de turbinas Francis a nivel nacional y mundial. En base a ello, se determina la mejor alternativa de mejora, para completar con ello el estudio encargado.

*A mis padres Mariela y René.  
A mis hermanos Carolyn, Carlos y Fabian.  
A mi polola Paulina.  
A mis familiares y amigos.*

*"Las ideas de la clase dominante  
son las ideas dominantes en cada época..."*

# Agradecimientos

En primer lugar, total agradecimiento a mis padres, especialmente mi madre, quien me acompañó desde siempre en mi formación académica. Sin su apoyo habría sido mucho más difícil superar las etapas y alcanzar los distintos logros a nivel estudiantil.

A mis hermanos, quienes han sido un pilar fundamental en mi vida, acompañándome a cada momento tanto antes como durante mi proceso universitario.

A mi polola, compañera incansable, de principio a fin, en este largo camino recorrido hasta el final de mi carrera.

A mis familiares y amigos, quienes han estado presentes en diversos instantes, entregándome el apoyo que necesitaba para seguir adelante.

A mi profesor guía, por la ayuda otorgada durante el desarrollo del presente trabajo.

A mi profesor co-guía y el personal de la empresa AES Gener S.A., quienes me brindaron el apoyo y conocimiento necesario para la realización de este estudio.

A mis profesores de educación básica, secundaria y universitaria. Todos ellos aportaron al desarrollo académico conseguido.

A todos ustedes, muchísimas gracias.

# Tabla de Contenido

<b>Índice de figuras</b>	<b>vi</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>2</b>
1.1. Motivación . . . . .	2
1.2. Objetivos . . . . .	3
1.3. Alcances . . . . .	3
<b>2. Antecedentes Generales</b>	<b>4</b>
2.1. Maximización del rendimiento . . . . .	4
2.1.1. Plano meridional álabe: Método de Bovet . . . . .	7
2.1.2. Plano perpendicular álabe: Conformación por representación . . . . .	9
2.1.3. Dimensiones principales . . . . .	10
2.2. Minimización del desgaste . . . . .	12
2.2.1. Fabricantes de turbinas Francis . . . . .	15
<b>3. Desarrollo</b>	<b>17</b>
3.1. Central Maitenes: Turbinas Francis . . . . .	17
3.2. Maximización del rendimiento . . . . .	18
3.2.1. Determinación parámetros de Bovet . . . . .	18
3.2.2. Condiciones de eficiencia óptima: dimensiones principales . . . . .	21
3.2.3. Conformación por representación: determinación función polinomial. .	29
3.3. Minimización del desgaste . . . . .	32
<b>Discusión y Perspectivas</b>	<b>37</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>40</b>

# Índice de figuras

2.1.	Triángulo de velocidades de turbina Francis de baja velocidad específica . . . . .	5
2.2.	Rendimiento turbina en función del ángulo de ataque . . . . .	5
2.3.	Ejemplo de perfil de álabes óptimo de turbina Francis . . . . .	6
2.4.	Valores adimensionales método de Bovet . . . . .	8
2.5.	Esquema de representación del plano perpendicular del álabe . . . . .	10
2.6.	Triángulos de velocidades a la entrada y salida de álabes de rotor en turbina Francis. . . . .	11
2.7.	Modelo de erosión de IEC: parámetros asociados. . . . .	13
2.8.	Constantes empíricas a y b para tasa de erosión $E_r$ . . . . .	14
3.1.	Datos turbina, generador y recurso hídrico Central Maitenes. . . . .	18
3.2.	Comparación parámetros de Bovet con dimensiones turbina Central Maitenes. . . . .	20
3.3.	Plano de rotor turbina Francis en Central Maitenes. Dimensiones principales. . . . .	21
3.4.	Curvas de eficiencia hidráulica de turbina Francis para condiciones óptimas de funcionamiento. . . . .	22
3.5.	Velocidad relativa $W_1$ para condiciones óptimas de funcionamiento. . . . .	23
3.6.	Velocidad relativa $W_2$ para condiciones óptimas de funcionamiento. . . . .	23
3.7.	Velocidad meridiana $C_{m_1}$ para condiciones óptimas de funcionamiento. . . . .	24
3.8.	Velocidad meridiana $C_{m_2}$ para condiciones óptimas de funcionamiento. . . . .	24
3.9.	Componente tangencial de velocidad absoluta $C_{u_1}$ para condiciones óptimas de funcionamiento. . . . .	25
3.10.	Componente tangencial de velocidad absoluta $C_{u_2}$ para condiciones óptimas de funcionamiento. . . . .	25
3.11.	Rangos de velocidades óptimas en turbina Francis. . . . .	26
3.12.	Velocidad tangencial $U_1$ en turbina Francis [m/s]. . . . .	27
3.13.	Velocidad tangencial $U_2$ en turbina Francis [m/s]. . . . .	27
3.14.	Velocidad tangencial $U_2$ en turbina Francis [m/s]. . . . .	28
3.15.	Resumen velocidades óptimas $W$ , $U$ , $C_m$ y $C_u$ . . . . .	29
3.16.	Ángulo de ataque $\beta_1$ para condiciones óptimas de funcionamiento. . . . .	30
3.17.	Ángulo de fuga $\beta_2$ para condiciones óptimas de funcionamiento. . . . .	30
3.18.	Gráfica de función polinomial $f(x)$ . Conformación por representación. . . . .	32
3.19.	Análisis mineralógico sobre sedimento de Río Colorado. . . . .	32
3.20.	Extrapolación constante $a$ de modelo de erosión. . . . .	34
3.21.	Extrapolación constante $b$ de modelo de erosión. . . . .	34
3.22.	Concentración de sedimentos histórica promedio, entre 2004 y 2012. . . . .	35
3.23.	Tasa de erosión promedio mensual. . . . .	36

3.24. Porcentaje de pérdida de rendimiento promedio mensual. . . . .	37
3.25. Concentración de sedimentos histórica mensual: Enero - Febrero [ $\frac{kg}{m^3}$ ]. . . . .	I
3.26. Concentración de sedimentos histórica mensual: Marzo - Abril [ $\frac{kg}{m^3}$ ]. . . . .	II
3.27. Concentración de sedimentos histórica mensual: Mayo - Junio [ $\frac{kg}{m^3}$ ]. . . . .	III
3.28. Concentración de sedimentos histórica mensual: Julio - Agosto [ $\frac{kg}{m^3}$ ]. . . . .	IV
3.29. Concentración de sedimentos histórica mensual: Septiembre - Octubre [ $\frac{kg}{m^3}$ ]. . . . .	V
3.30. Concentración de sedimentos histórica mensual: Noviembre - Diciembre [ $\frac{kg}{m^3}$ ]. . . . .	VI





# Nomenclatura

- $\beta_1$ : Ángulo de ataque.  
 $\beta_2$ : Ángulo de fuga.  
 $C$ : Concentración de partículas de sedimento.  $[\frac{kg}{m^3}]$   
 $C_i$ : Velocidad absoluta.  $[\frac{m}{s}]$   
 $C_{m_i}$ : Velocidad absoluta.  $[\frac{m}{s}]$   
 $C_{m_i}$ : Componente tangencial de la velocidad absoluta.  $[\frac{m}{s}]$   
 $\Delta\eta_{global}$ : Pérdida de rendimiento global.  
 $\eta_{global}$ : Rendimiento global.  
 $\eta_h$ : Rendimiento hidráulico.  
 $\eta_m$ : Rendimiento mecánico.  
 $\eta_v$ : Rendimiento volumétrico.  
 $E$ : Energía de transferencia.  $[\frac{J}{kg}]$   
 $E_r$ : Tasa de erosión.  $[\frac{mm}{ao}]$   
 $g$ : Constante de gravedad.  $[\frac{m}{s^2}]$   
 $K_f$ : Coeficiente de flujo.  
 $K_{hardness}$ : Coeficiente de dureza.  
 $K_m$ : Coeficiente de material de álabe.  
 $K_{shape}$ : Coeficiente de forma.  
 $K_{size}$ : Coeficiente de tamaño.  
 $L_m$ : Largo de álabe.  $[m]$   
 $M$ : Momentum angular.  
 $N$ : Velocidad de rotación.[RPM]  
 $N_0$ : Velocidad de rotación.  $[\frac{rad}{s}]$   
 $n_0$ : Parámetro de Bovet  
 $P_{eje}$ : Potencia al eje.[CV]  
 $P_h$ : Potencia hidráulica.[kW]  
 $PL$ : Carga de partículas.  
 $Q$ : Caudal de diseño.  $[\frac{m^3}{s}]$   
 $\rho$ : Densidad.  $[\frac{kg}{m^3}]$   
 $S$ : Profundidad de abrasión.[mm]  
 $U_i$ : Velocidad tangencial.  $[\frac{m}{s}]$   
 $W_i$ : Velocidad relativa.  $[\frac{m}{s}]$   
 $W$ : Velocidad característica.  $[\frac{m}{s}]$   
 $w$ : Velocidad angular.

# Capítulo 1

## Introducción

El presente informe desarrolla el estudio de antecedentes científicos de optimización de álabes de turbinas Francis, para el aumento del rendimiento de una turbina de este tipo, unidad que opera en Central Hidroeléctrica Maitenes, de Centrales Cordillera, perteneciente a la empresa AES Gener S.A. Estas instalaciones se encuentran en San José de Maipo, Región Metropolitana.

### 1.1. Motivación

Las turbinas Francis que operan en la Central Maitenes tienen larga data, siendo máquinas diseñadas con tecnologías menos avanzadas que las actuales. Por ello, y ante la posibilidad de obtener un mejor aprovechamiento del recurso hídrico existente (río Colorado), con el uso de nuevas unidades, se requiere el estudio del reemplazo de tales equipos.

Ahora, bajo la consideración que las dimensiones geométricas de la turbina a comprar deben ser iguales a las de aquellas que están hoy en funcionamiento, la empresa debe abrir un proceso de licitación para la adquisición de las nuevas unidades. Sin embargo, no se cuenta con un estudio técnico de respaldo, que le permita a AES Gener contrastar la información entregada por los proveedores, en términos principalmente del rendimiento ofrecido por ellos.

Por lo anterior, surge la necesidad de llevar a cabo un estudio que derive en una base técnica, con objeto de, ante un futuro proceso de licitación, poder adquirir turbinas con rendimiento óptimo, a partir del aumento en las exigencias a los proveedores que participen del proceso en cuestión.

## 1.2. Objetivos

Como objetivo general del estudio se plantea el diseño de una turbina Francis acotado al mejoramiento del rendimiento, comparado con condiciones de diseño de turbinas en operación, en Central Maitenes.

Dentro de los objetivos específicos se considera:

- Determinar dimensiones geométricas de la turbina Francis en operación.
- Obtener rendimiento y potencia hidráulica, junto al rendimiento global de la turbina (a contrastar con datos de referencia).
- Analizar alternativas de aumento de rendimiento global, a través de la modificación del perfil de álabes del rodete Francis (sin pérdida de potencia neta).
- Definir configuración óptima de perfil de álabes, para maximización de rendimiento.

## 1.3. Alcances

El trabajo señalado se limita al estudio de la geometría de álabes del rodete Francis, para evaluar la modificación del perfil de éstos, con aumento de la potencia y rendimiento de la turbina a adquirir, en comparación con la turbina en estudio.

# Capítulo 2

## Antecedentes Generales

Las turbomáquinas son máquinas rotativas que permiten una transferencia energética entre un fluido y un rotor provisto de álabes o paletas, mientras el fluido pasa a través de ellos. En el caso de las turbinas hidráulicas, donde el fluido de trabajo es agua, la transferencia de energía se realiza desde tal fluido hacia el equipo, transformando la energía cinética y de presión dinámica del agua en energía mecánica.

Actualmente, respecto al diseño y desarrollo de las turbinas hidráulicas, se tienen dos objetivos principales: maximizar el rendimiento y evitar daños por cavitación, o más generalmente, minimizar el desgaste de la máquina, para valores máximos posibles de velocidades tangencial y meridional a lo largo del rotor.

En las secciones siguientes se abordan ambos aspectos, limitados al contexto del diseño de turbinas Francis, donde se toman en consideración los distintos factores que influyen en el alcance de los objetivos señalados. Antes de ello, se entrega información relevante de las turbinas Francis en operación hoy, en la Central Maitenes.

### 2.1. Maximización del rendimiento

Tomando en cuenta que la transferencia de energía y, finalmente, la generación de potencia, tiene su origen en la interacción entre el fluido y los álabes que lo conducen a través del rotor de la turbina Francis, un factor esencial en la obtención de un buen rendimiento consiste en el diseño de perfiles de álabes óptimos.

Para lo anterior, es trascendental modelar el comportamiento del fluido dentro del rotor. En este sentido, gracias a los avances de la mecánica computacional, al día de hoy la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) se sitúa como la tecnología de última generación en el análisis de flujo de fluidos [1]. Aquella se ha convertido en una herramienta más rentable (en términos de costos y tiempo) en la predicción detallada del flujo dentro de la turbina, consiguiendo un nivel de detalle mayor que en las pruebas convencionales de modelos, de lo cual deriva la selección del mejor diseño.

Realizando el análisis de una turbina Francis de baja velocidad específica, con triángulo de velocidades como el que se presenta en la Figura 2.1, Hyen-Jun Choi et al. [1] relaciona el cambio en el ángulo de ataque del fluido sobre el álabe ( $\alpha_1$ ) con el rendimiento de la turbina. Para ello, modela el perfil de álabes de la turbina (vía CFD) haciendo uso de la ecuación de Navier-Stokes en 3D, la ecuación de continuidad para flujo incompresible y turbulento en estado estacionario, y la ecuación de momento angular.

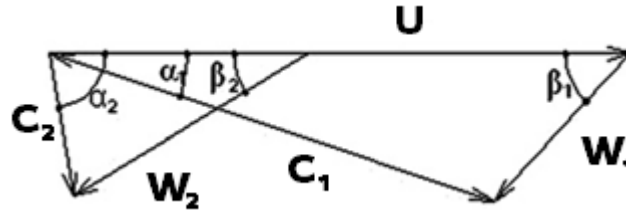


Figura 2.1: Triángulo de velocidades de turbina Francis de baja velocidad específica

Con lo anterior, y ajustando el ángulo de ataque desde  $28^\circ$  (condiciones iniciales de operación) a  $30^\circ$ ,  $31^\circ$  y  $32^\circ$ , se obtienen resultados para el rendimiento de la turbina, tomando en cuenta las siguientes ecuaciones, que relacionan, en primera instancia, el momento  $M$  y la velocidad angular  $\omega$  con la potencia  $P$ , y luego esta última variable con el rendimiento, junto a la altura neta  $H$  [m] y caudal de diseño  $Q$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]:

$$P_{\text{eje}} = M\omega \quad (2.1)$$

$$\eta_{\text{global}} = \frac{75P_{\text{eje}}}{\rho g Q H_n} [CV] \quad (2.2)$$

Tales resultados muestran que la variación en el ángulo de ataque del álabe, en un rango cercano a las condiciones iniciales de operación, deriva en un aumento del rendimiento de la turbina en un 9,9%, junto a un aumento en la potencia de la máquina, para un caudal de entrada algo mayor, dado el cambio en el ángulo  $\alpha_1$ . Aquello se observa en la tabla a continuación:

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Unidad
	$28^\circ$	$30^\circ$	$31^\circ$	$32^\circ$	
H	43	43	43	43	[m]
Q	1,25	1,34	1,39	1,43	[ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
P	545,35	588,29	609,36	640,59	[kW]
$\eta$	84,5	86,2	87,25	88,06	%

Figura 2.2: Rendimiento turbina en función del ángulo de ataque

Estos resultados tienen una discrepancia menor al 1,5% respecto a valores verificados en la práctica, con la construcción de la turbina según las condiciones extraídas del análisis CFD.

Respecto a esto último, en conjunto con la herramienta CFD, se realiza el modelo con Diseño Asistido por Computador (CAD, por sus siglas en inglés), y la manufactura se obtiene vía Manufactura Asistida por Computador (CAM, por sus siglas en inglés), según constata Christian Vessaz et al. [2]. Ello también lo describe Xi-de Lai et al. [3], quien señala el uso de máquinas de Control Numérico por Computadora (CNC), de 3 a 5 ejes, para la construcción de álabes de turbinas Francis.

Otra de las alternativas utilizadas para la construcción de perfiles de álabes óptimos considera el uso de métodos de elementos finitos (FEM, por sus siglas en inglés) como herramienta de diseño, según señala Zhengkun Feng et al. [4]. Allí, bajo varias opciones de simulación, es posible obtener resultados satisfactorios, sin grandes diferencias. La Figura 2.3 muestra un ejemplo de perfil de álabes óptimo construido bajo esta modalidad que, cabe notar, también utiliza tecnología CNC de 5 ejes, siendo el perfil obtenido del mismo tipo obtenido bajo el procedimiento mencionado en el párrafo anterior (diseño vía CFD). En tal figura se observa la deformación del elemento, que se realiza a través de un proceso de presión por máquina.

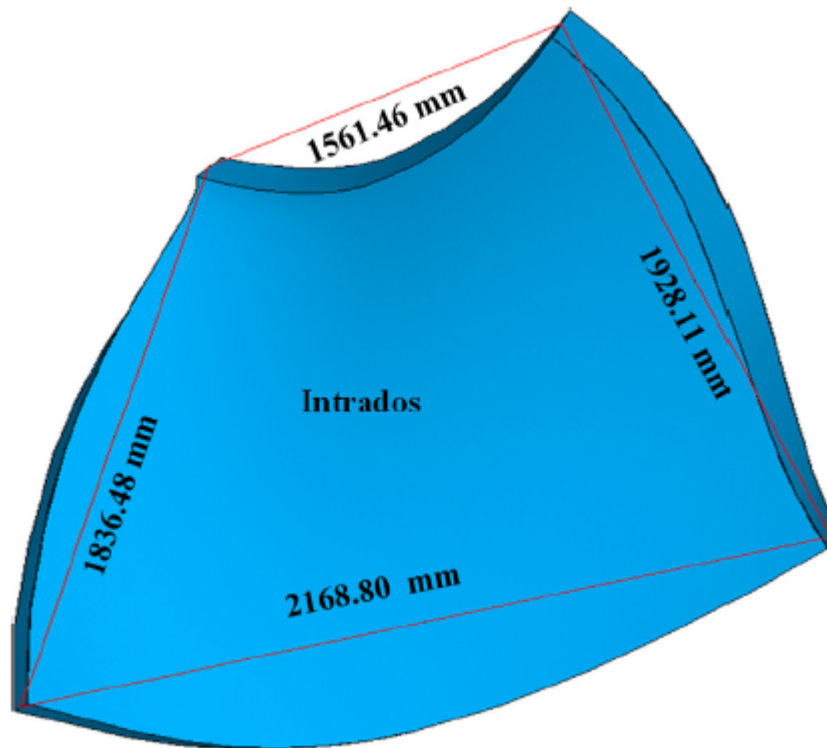


Figura 2.3: Ejemplo de perfil de álabes óptimo de turbina Francis

Ahora, para el desarrollo computacional y posterior construcción del rodete de turbina Francis, es necesario, en primera instancia, modelar geoméricamente la máquina. Para ello, se hace uso de una serie de funciones y parámetros adimensionales, como lo constata Sutikno [5], que permiten trazar el álabes y obtener la geometría del contorno del rodete en sus planos meridional y perpendicular. El primero de ellos se realiza a través del llamado **método de Bovet**. Por su parte, el plano perpendicular se traza a partir del método de conformación por representación. Ambas técnicas se detallan a continuación.

### 2.1.1. Plano meridional álabes: Método de Bovet

Este método corresponde a un proceso gráfico de trazado de álabes de turbinas Francis, mediante cálculos tabulados. Lo anterior basado en experimentos y datos históricos obtenidos de turbinas construidas y en operación.

Para desarrollar este método, Bovet recurre a un primer parámetro, la velocidad específica adimensional  $n_0$ , llamado también **parámetro de Bovet**, definido de la siguiente forma:

$$n_0 = \frac{N_0 \sqrt{\frac{Q}{\pi}}}{(2gH_n)^{\frac{3}{4}}} \quad (2.3)$$

donde,

$N_0$ : Velocidad de rotación [rad/s]

$Q$  : Caudal de diseño [ $m^3/s$ ]

$H_n$ : Altura neta [m]

El autor señala que para valores de  $n_0$  dentro del rango 0,1 a 0,8 se tiene turbinas Francis con buen funcionamiento.

Junto a lo anterior, Bovet se refiere al rendimiento global de este tipo de turbinas, derivado del método en cuestión, en función de la potencia hidráulica. Tales expresiones se definen a continuación.

$$P_h = \rho g Q H_n \quad [kW] \quad (2.4)$$

$$\eta_{global} = \begin{cases} 0,835 & , \text{ si } P_h < 1500 \quad [kW] \\ 0,840 + 6,67 \cdot 10^{-4} P_h & , \text{ si } 1500 < P_h < 6000 \quad [kW] \\ 0,890 & , \text{ si } P_h > 6000 \quad [kW] \end{cases} \quad (2.5)$$

Dicho lo anterior, basado en la velocidad específica adimensional definida, el autor determina un conjunto de parámetros del rodete Francis, los que se observan en la Figura 2.4, donde se advierten los valores adimensionales (en minúsculas). Sus correspondientes valores dimensionales (en mayúsculas), se calculan multiplicando los primeros por el factor dimensional  $R_{2e}$ , definido según la ecuación 2.6.

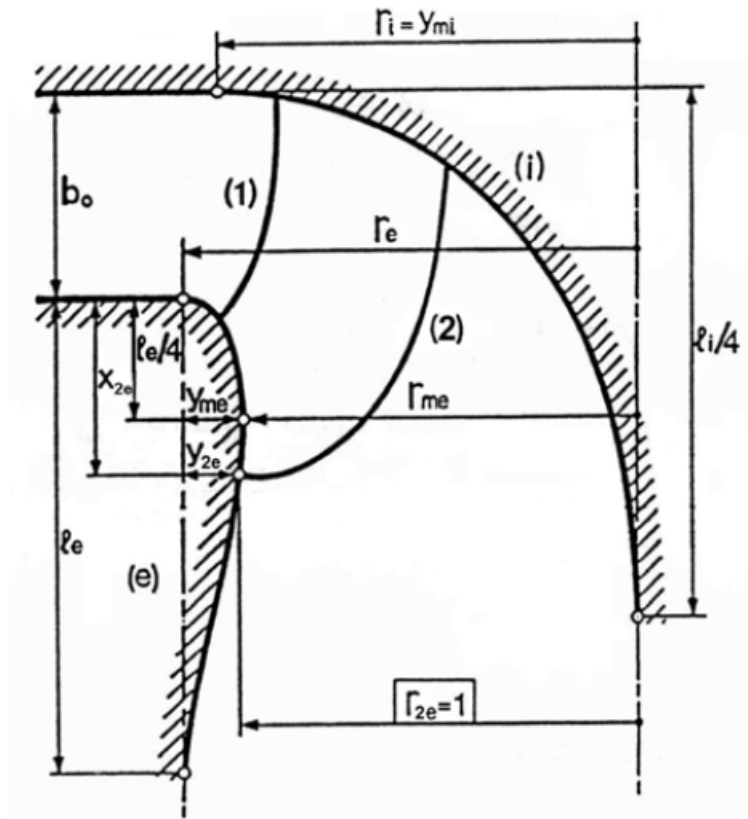


Figura 2.4: Valores adimensionales método de Bovet

$$R_{2e} = \left( \frac{Q}{0,27\pi N_0} \right)^{\frac{1}{3}} [m] \quad (2.6)$$

Los demás valores (adimensionales) se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$r_{0i} = 0,7 + \frac{0,16}{n_0 + 0,08} \quad (2.7)$$

$$r_{1i} = \left( \frac{0,493}{n_0^{\frac{2}{3}}} \right) \quad (2.8)$$

$$r_{0e} = \begin{cases} \left( \frac{0,493}{n_0^{\frac{2}{3}}} \right) & , \text{ si } n_0 < 0,275 \\ 1,255 - \frac{3}{n_0^{\frac{2}{3}}} & , \text{ si } n_0 > 0,275 \end{cases} \quad (2.9)$$

$$r_{1e} = \begin{cases} r_{0e} & , \text{ si } 0,1 < n_0 < 0,5 \\ 1,144 - 0,286n_0 & , \text{ si } 0,5 \leq n_0 < 0,8 \end{cases} \quad (2.10)$$

$$r_{2i} = 0,288 - 0,171 \log(n_0) \quad (2.11)$$

$$r_{2e} = 1 \quad (2.12)$$



$$x_{2_e} = 0,5 \quad (2.13)$$

$$y_{2_e} = r_{0_e} - r_{2_e} \quad (2.14)$$

$$y_{m_e} = \frac{y_{2_e}}{3,08(1 - \frac{x}{l})^{\frac{3}{2}}(\frac{x}{l})^{\frac{1}{2}}} \quad (2.15)$$

$$r_{m_e} = r_{0_e} - y_{m_e} \quad (2.16)$$

$$l_i = 3,2 + 3,2(2 - n_0)n_0 \quad (2.17)$$

$$l_e = 2,4 + 1,9(2 - n_0)n_0 \quad (2.18)$$

$$b_0 = 0,8(2 - n_0)n_0 \quad (2.19)$$

### 2.1.2. Plano perpendicular álabes: Conformación por representación

El siguiente método dibuja el plano perpendicular del álabes, mediante del mapeo de las líneas de corriente en el plano mencionado, formadas por el flujo que se mueve a través de esta forma curvada de álabes. La Figura 2.5 muestra un esquema de lo que se pretende trazar, con las dimensiones principales a utilizar.

Lo anterior se realiza por medio de la definición de una función polinomial de segundo orden, la que estima el perfil hidráulico desde el borde de ataque del fluido, vía el ángulo  $\beta_1$  (ángulo de ataque), hasta su borde de fuga, vía el ángulo  $\beta_2$  (ángulo de fuga). Esta función también hace uso de una tercera dimensión, el largo del álabes  $L_m$ , que además representa el límite superior de la variable  $x$  del polinomio, la que realiza el recorrido por el plano perpendicular del álabes trazado.

La expresión matemática de la función mencionada en el párrafo anterior es la siguiente:

$$f(x) = [\frac{\tan(\beta_1) - \tan(\beta_2)}{2A}]x^2 + x\tan(\beta_2) \quad (2.20)$$

$$A = \frac{2L_m}{\tan(\beta_1) + \tan(\beta_2)} \quad (2.21)$$

Precisamente a partir de la determinación de ángulos de ataque y fuga óptimos, haciendo uso de la bibliografía pertinente, es posible entregar un perfil hidráulico de los álabes de la turbina en estudio en una versión mejorada, considerando las limitaciones y alcances de este trabajo, el que no cuenta con las herramientas de modelamiento de flujo mencionadas anteriormente (CFD o FEM).

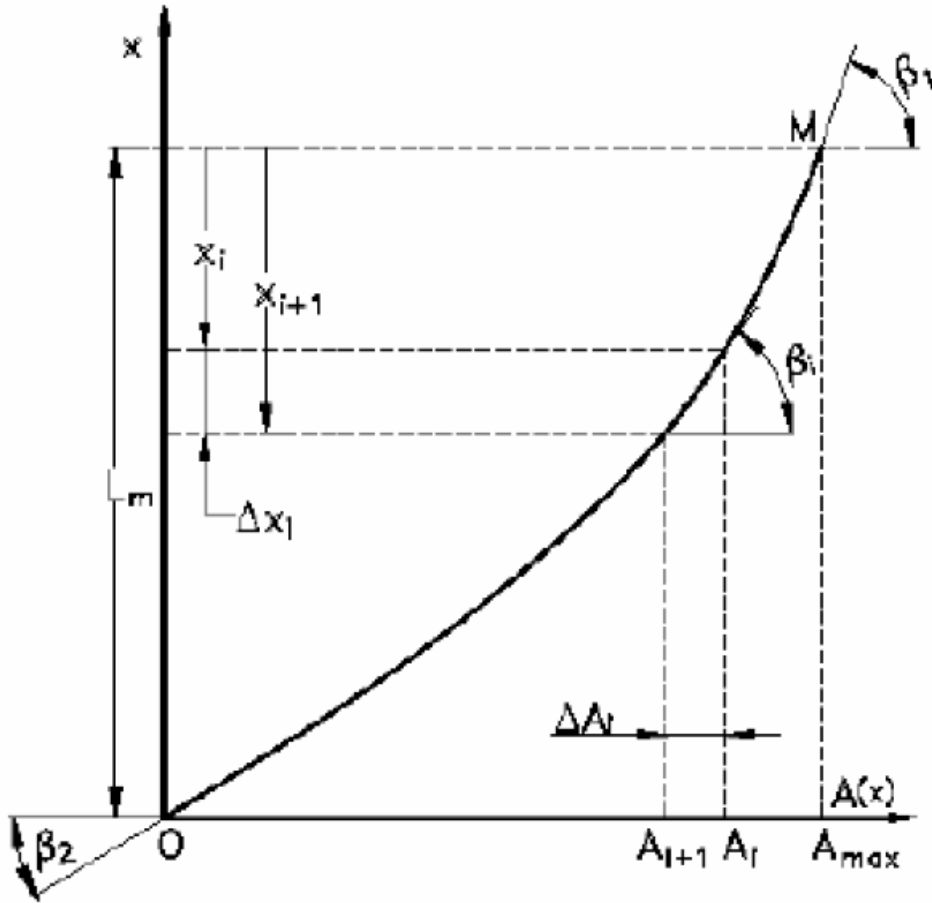


Figura 2.5: Esquema de representación del plano perpendicular del álabe

### 2.1.3. Dimensiones principales

El diseño de turbinas Francis, además de tomar en consideración lo mencionado antes, requiere la determinación de una serie de parámetros o dimensiones principales, varias de ellas de carácter empíricas. Una de las más importantes, sin duda, es la eficiencia de la máquina (hidráulica y global), tal como se desarrolla en la sección presente. Estas variables vienen de la determinación, en primera instancia, de la energía transferida, representada según la siguiente expresión, que constituye la ecuación principal de turbomáquinas (Ecuación de Euler):

$$E = (U_1 C_1 - U_2 C_2) \left[ \frac{J}{kg} \right] \quad (2.22)$$

Luego, la eficiencia global se determina a partir de la eficiencia hidráulica, considerando además el rendimiento mecánico de la máquina,  $\eta_m$ , que actualmente alcanza valores tan altos como 98 %, y el rendimiento volumétrico de turbinas,  $\eta_v$ , que basado en las nuevas tecnologías, tiene valores por sobre el 96 %. Es decir, el rendimiento global de la turbina en cuestión se puede estimar de forma bastante precisa según la ecuación siguiente:

$$\eta_g = \eta_v \eta_m \eta_h \approx 0,97 \cdot 0,98 \eta_h = 0,951 \eta_h \quad (2.23)$$

En la expresión 2.22, las variables  $U$  y  $C_u$  representan la velocidad tangencial de la máquina, y la componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido, respectivamente, como se aprecia en la Figura 2.6.

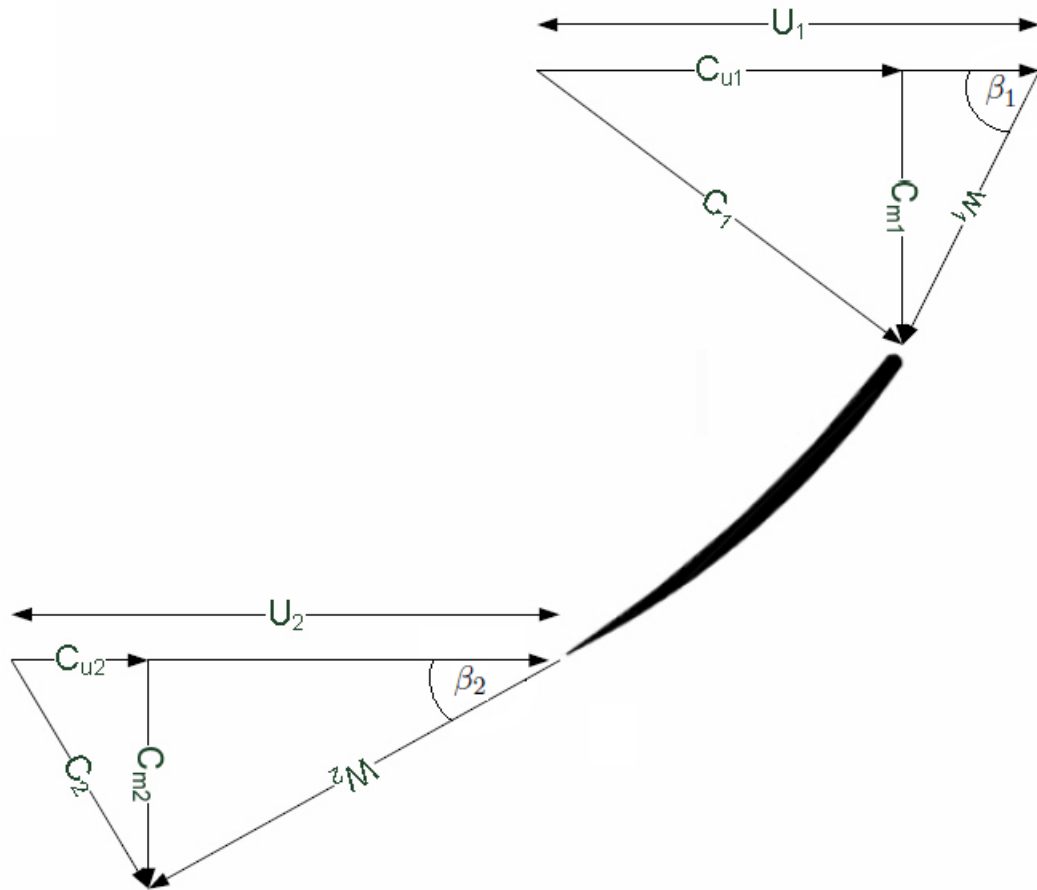


Figura 2.6: Triángulos de velocidades a la entrada y salida de álabes de rotor en turbina Francis.

La figura anterior muestra también otras dimensiones de interés para el tema en cuestión. Una de ellas corresponde a la velocidad meridiana,  $C_m$ , que representa la suma vectorial de las componentes axial y radial de la velocidad del flujo. Otra corresponde a los ángulos de ataque y fuga del fluido ( $\beta_1$  y  $\beta_2$ , señalados anteriormente). Estas dos variables, junto a las indicadas en el párrafo anterior, se relacionan a través de las siguientes expresiones, que consideran distintas representaciones de la misma relación, según los valores conocidos y los que estén por determinar:

$$C_{m_i} = (U_i - C_{u_i})\tan(\beta_i) \quad (2.24)$$

$$U_i = \frac{C_{m_i}}{\tan(\beta_i)} + C_{u_i} \quad (2.25)$$

$$C_{u_i} = U_i - \frac{C_{m_i}}{\tan(\beta_i)} \quad (2.26)$$

$$\beta_i = \arctan\left(\frac{C_{m_i}}{U_i - C_{u_i}}\right) \quad (2.27)$$

En las ecuaciones anteriores, el subíndice  $i$  toma los valores 1 ó 2 dependiendo de si el cálculo se realiza a la entrada o salida del rotor de la turbina Francis, respectivamente.

Además de lo anterior, la denominada velocidad específica adimensional,  $n_s$ , es también considerada una de las variables más trascendentales en el diseño de turbomáquinas hidráulicas. Su expresión, dependiente de la potencia  $P$  [kW], velocidad de giro de la máquina,  $N$  [rpm], y la altura neta  $H_n$  [m], es la siguiente:

$$n_s = \frac{NP^{\frac{1}{2}}}{H_n^{\frac{5}{4}}} \quad (2.28)$$

Finalmente, otra dimensión de interés para el diseño corresponde a la velocidad relativa del flujo,  $W_i$ , que se puede determinar, tomando en cuenta la Figura 2.6, de la siguiente forma:

$$W_i = ((U_i - C_{u_i})^2 + C_{m_i}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.29)$$

donde el subíndice  $i$  tiene la misma característica que para las ecuaciones precedentes.

Sobre la ecuación anterior cabe comentar, en primer lugar, la evolución que presenta cada una de las velocidades involucradas dentro de la expresión. Respecto a la velocidad meridiana,  $C_m$ , se tiene que aquella tiene un incremento lineal a medida que el fluido se mueve a través de los álabes del rotor de la turbina. Por su parte, la componente radial de la velocidad depende de dos factores: la velocidad rotacional del rotor, que es proporcional al radio de éste, y por tanto, varía de forma casi lineal; y el cambio de radio por longitud de largo del eje, que no es constante. Entonces, el diseñador tiene libertad para elegir el valor de  $C_u$  a través de la distribución  $UC_u$  en el rotor, y con ello controla el punto de máxima eficiencia en la transferencia de energía.

En segundo lugar, la velocidad relativa  $W$  toma relevancia no sólo en el ámbito de la maximización del rendimiento, sino también en el otro aspecto comentado al principio de esta sección: la minimización del desgaste. Aquello queda en evidencia en el apartado siguiente, que se desarrolla a continuación.

## 2.2. Minimización del desgaste

El segundo aspecto en el diseño de turbinas Francis, y que tiene directa relación con la mantención (y a veces, mejora) del rendimiento, dice relación con la minimización del desgaste de los álabes de este tipo de turbinas.

Uno de los factores que provoca daño en estos elementos corresponde al fenómeno de cavitación, generando pérdida en el perfil aerodinámico del álabe, con el consiguiente desmedro en el rendimiento y potencia de la turbina.

Otro factor de relevancia se refiere a la sedimentación que contiene el fluido, que erosiona los álabes, provocando finalmente una pérdida de rendimiento, y en su grado más extremo, destrucción de la máquina.

Sobre lo anterior, la Comisión Electrotécnica Internacional (IEC, por sus siglas en inglés) [9] recomienda un modelo teórico de tasa de erosión, que involucra una serie de parámetros incidentes en este fenómeno. Este modelo se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{dS}{dt} = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.30)$$

donde  $\frac{dS}{dt}$  representa la tasa de erosión y las variables  $x_1$  a  $x_n$  hacen referencia a velocidad de partícula, concentración de partícula, propiedades físicas de partícula, patrón de flujo, propiedades material de turbina, entre otras variables.

Ahora, para llevar a la práctica esta formulación, se requiere realizar algunas simplificaciones al modelo, las cuales aún no están completamente demostradas. No obstante aquello, la IEC sugiere el uso de la siguiente expresión, que incluye diversos parámetros asociados a las variables que están en juego dentro del modelo en cuestión:

$$S = W^3 \cdot PL \cdot K_m K_f \quad [mm] \quad (2.31)$$

donde,

$S$ : Profundidad de abrasión [mm].

$W$ : Velocidad característica.

$PL$ : Carga de partículas (se obtiene a partir de integrar concentración de partículas en el tiempo).

Los factores  $K_m$  y  $K_f$ , además de otros parámetros de interés fijados por la IEC, se detallan en la tabla siguiente.

Variable	Definición	Descripción
$K_m$	Relaciona tasa de erosión con propiedades del material de turbina	$K_m = 1$ , acero inoxidable martensítico. $K_m = 2$ , acero al carbono.
$K_f$	Relaciona tasa de erosión con patrón de flujo en componentes de turbina	Se ajusta en base a correspondencia entre valor calculado y observado de tasa de erosión.
$k_{size}$	Relaciona tasa de erosión con tamaño de partícula.	$k_{size} =$ diámetro medio de partícula $d_{50}$ [mm]
$k_{shape}$	Relaciona tasa de erosión con forma de partícula.	$k_{shape} = 1$ (sugerido en general)
$k_{hardness}$	Relaciona dureza de partícula con dureza del material de turbina	$k_{hardness} =$ fracción de partículas más duras que el material de turbina.

Figura 2.7: Modelo de erosión de IEC: parámetros asociados.

En particular, respecto al factor  $k_{size}$ , García et al. [10] define el diámetro medio de partícula  $d_{50}$  como la proporción (en peso o volumen) en que se encuentra en la muestra. Por ejemplo,  $d_{50} = 0,25[mm]$  significa que existe un 50 % de partículas de la muestra con un tamaño menor a 0,25 [mm]. El autor también señala que es común utilizar la variable diámetro de tamiz,  $D_i$ , definida como la apertura mínima de una malla de tamiz a través de la cual pasa la partícula en una distribución granulométrica.

Por otro lado, Bajracharya et al. [11] desarrolla relaciones empíricas que predicen la tasa de erosión y la pérdida de rendimiento asociada, para rodetes de turbinas hidráulicas de tipo Francis. Respecto a la tasa de erosión ( $E_r$ ), el autor plantea:

$$E_r \propto a \cdot (tamano)^b \left[ \frac{mm}{ano} \right] \quad (2.32)$$

donde  $a$  y  $b$  son constantes experimentales relacionadas con el porcentaje de cuarzo contenido en el sedimento, mientras que el factor tamaño se considera igual al parámetro  $k_{size}$  del modelo propuesto por la IEC. El autor entrega la siguiente información sobre las constantes mencionadas:

% Cuarzo	a	b
38	351,35	1,4976
60	1.199,8	1,8025
80	1482,1	1,8125

Figura 2.8: Constantes empíricas  $a$  y  $b$  para tasa de erosión  $E_r$ .

Por su parte, la pérdida de rendimiento,  $\Delta\eta_{global}$ , asociado a la tasa de erosión anterior es expresada como sigue:

$$\Delta\eta_{global} \propto a \cdot (E_r)^b \left[ \frac{\%}{ano} \right] \quad (2.33)$$

donde  $a = 0,1522$  y  $b = 1,6946$ .

Ahora, Biraj Singh Thapa et al. [12] pone a prueba los modelos anteriores con datos empíricos, viendo cuál de ellos responde mejor a las cifras recabadas en la práctica. Luego, propone un modelo mejorado, que reúne los factores entregados por la IEC y los dados por el modelo de Bajracharya, obteniendo las siguientes ecuaciones para la tasa de erosión [mm/año] y pérdida de rendimiento [%/año], respectivamente:

$$E_r = C \cdot K_{hardness} K_{shape} K_m K_f \cdot a \cdot (tamano)^b \left[ \frac{mm}{ano} \right] \quad (2.34)$$

$$\Delta\eta_{global} = a \cdot (E_r)^b \left[ \frac{\%}{ano} \right] \quad (2.35)$$

donde,

$C$ : Concentración de partículas de sedimento  $[\frac{kg}{m^3}]$ .

$K_{hardness}, K_{shape}, K_m, K_f, a, b$ : Factores del modelo de la IEC.

Sin embargo, tal modelo deja fuera del cálculo a la velocidad relativa del flujo, como sí la considera el modelo propuesto por la IEC, mostrado tanto en la ecuación 2.31 como también en la ecuación siguiente:

$$\frac{dS}{dt} = E_r = W^n \cdot C \cdot K_{hardness} K_{shape} K_m K_f \left[ \frac{mm}{ano} \right] \quad (2.36)$$

Cabe notar sobre la ecuación anterior que el exponente de la velocidad relativa toma valores entre  $n=2$  y  $n=4$ . Sin embargo, los datos experimentales recopilados por la IEC permiten sugerir el valor  $n=3$  como el más preciso para el cálculo de erosión respectivo.

Dicho todo lo anterior, y a pesar que el modelo más completo resulta ser el representado por la ecuación 2.34, es importante considerar la expresión 2.36, como evidencia del rol fundamental que juega el valor de la velocidad relativa del fluido dentro del fenómeno de erosión que presentan las turbinas Francis en funcionamiento.

Finalmente, otros autores, como Peng Guangjie et al. [13] también verifican la relación entre la tasa de erosión de álabes y la pérdida de rendimiento. Los resultados muestran, para distintos niveles de flujo (visto por varios grados de apertura de los álabes directrices) y un nivel fijo de concentración de sedimentos, una disminución en la tasa de desgaste (en una primera etapa), para después aumentar tal variable (en una segunda etapa), a medida que aumenta el flujo en la turbina. Aquello es consistente con un aumento, en primera instancia, de la eficiencia de la turbina, para las condiciones señaladas, y luego una disminución de este valor, como constata el autor en su documento.

Además de lo anterior, cabe señalar que, en la optimización de diseño de álabes, la Universidad de Kathmandu (KU), en Nepal, ha desarrollado un programa que minimiza la tasa de erosión y maximiza el rendimiento, en base al llamado factor de erosión, que compara una tasa de erosión de referencia con la obtenida con el nuevo diseño aportado por el software, el cual luego es exportado a la herramienta CFD, obteniendo disminuciones de hasta un 33 % en la tasa de erosión y aumentos por sobre el 1,5 % en el rendimiento global de turbinas Francis. Lo anterior es constatado por Biraj Singh Thapa et al. [14].

### 2.2.1. Fabricantes de turbinas Francis

Dentro de las empresas proveedoras de turbinas Francis de última tecnología, es posible encontrar fabricantes tanto a nivel latinoamericano como europeo y en otros lugares del mundo.

Por ejemplo, Brasil cuenta con la empresa HACKER , encargada de la venta de turbinas hidráulicas y otros productos, además de otros servicios a nivel de ingeniería. Por otra parte, en Europa se encuentran: SIEMENS (Alemania), ANDRITZ (Austria), ALSTOM (Francia), entre varios otros proveedores de alta calidad, quienes entregan turbinas Francis de última generación, junto a otros productos y servicios asociados al ámbito de generación hidroeléctrica, entre ellos alta competitividad en el desarrollo de nuevas tecnologías, basadas en una

fuerte inversión en I+D.

En suma, la industria hoy tiene altos estándares de producción de turbinas Francis, pudiendo así responder sin mayores inconvenientes a los requerimientos del estudio en cuestión.



# Capítulo 3

## Desarrollo

A continuación se desarrollan los aspectos relacionados con el diseño óptimo de la turbina en cuestión, a partir de la información entregada por la empresa para este estudio.

### 3.1. Central Maitenes: Turbinas Francis

En la actualidad, la Central Maitenes cuenta con tres unidades operativas, cada una con turbinas Francis dentro del grupo turbogenerador. Junto con ello, se tienen dos unidades auxiliares, las que, de todas formas, no son relevantes para el presente estudio.

La tabla 3.1 muestra algunos datos de interés tanto de las turbinas indicadas, como también del recurso hídrico y los generadores de la central.

Con los datos entregados es posible contar con información referencial, que posteriormente servirá como punto de comparación con los resultados obtenidos.

<b>Turbina</b>		
Potencia unitaria	8,4	[MW]
Velocidad de giro	600	[RPM]
	62,8	[rad/s]
Rendimiento global	80	%
Diámetro exterior	2,3	[m]
<b>Generador</b>		
Potencia	7,3	[MW]
Capacidad	8125	[KVA]
Factor de Potencia	0,9	
Voltaje	6,6	[KV]
Corriente	710	[A]
Frecuencia	50	[Hz]
Rendimiento	96,5	%
<b>Recurso Hídrico</b>		
Caudal de diseño	10,25	[m <sup>3</sup> /s]
Caída Neta	180	[m]
<b>Otros</b>		
Velocidad específica	77,8	

Figura 3.1: Datos turbina, generador y recurso hídrico Central Maitenes.

## 3.2. Maximización del rendimiento

Con la información entregada en la sección anterior, es posible calcular, en primer lugar, los parámetros adimensionales del método de Bovet. Aquello se realiza a continuación.

### 3.2.1. Determinación parámetros de Bovet

$$n_0 = \frac{62,8 \sqrt{\frac{11}{\pi}}}{(2 \cdot 9,8 \cdot 180)^{\frac{3}{4}}} = 0,25 \quad (3.1)$$

$$R_{2e} = \left( \frac{11}{0,27\pi \cdot 62,8} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,58 \quad [m] \quad (3.2)$$

$$r_{0i} = 0,7 + \frac{0,16}{0,25 + 0,08} = 1,19 \quad (3.3)$$

$$r_{1_i} = \frac{0,493}{0,25^{\frac{2}{3}}} = 1,25 \quad (3.4)$$

$$r_{0_e} = \frac{0,493}{0,25^{\frac{2}{3}}} = 1,25 \quad (3.5)$$

$$r_{1_e} = 1,25 \quad (3.6)$$

$$r_{2_i} = 0,288 - 0,171 \log(0,25) = 0,53 \quad (3.7)$$

$$r_{2_e} = 1 \quad (3.8)$$

$$x_{2_e} = 0,5 \quad (3.9)$$

$$y_{2_e} = 1,25 - 1 = 0,25 \quad (3.10)$$

$$l_i = 3,2 + 3,2(2 - 0,25)0,25 = 4,59 \quad (3.11)$$

$$l_e = 2,4 + 1,9(2 - 0,25)0,25 = 3,22 \quad (3.12)$$

$$b_0 = 0,8(2 - 0,25)0,25 = 0,35 \quad (3.13)$$

Por otro lado, los correspondientes valores dimensionales son:

$$R_{0_i} = R_{2_e} \cdot r_{0_i} = 0,69 \quad [m] \quad (3.14)$$

$$R_{1_i} = R_{2_e} \cdot r_{1_i} = 0,72 \quad [m] \quad (3.15)$$

$$R_{0_e} = R_{2_e} \cdot r_{0_e} = 0,72 \quad [m] \quad (3.16)$$

$$R_{1_e} = R_{2_e} \cdot r_{1_e} = 0,72 \quad [m] \quad (3.17)$$

$$R_{2_i} = R_{2_e} \cdot r_{2_i} = 0,30 \quad [m] \quad (3.18)$$

$$R_{2_e} = 0,58 \quad [m] \quad (3.19)$$

$$X_{2_e} = R_{2_e} \cdot x_{2_e} = 0,29 \quad [m] \quad (3.20)$$

$$Y_{2e} = R_{2e} \cdot y_{2e} = 0,14 \text{ [m]} \quad (3.21)$$

$$L_i = R_{2e} \cdot l_i = 2,65 \text{ [m]} \quad (3.22)$$

$$L_e = R_{2e} \cdot l_e = 1,86 \text{ [m]} \quad (3.23)$$

$$B_0 = R_{2e} \cdot b_0 = 0,20 \text{ [m]} \quad (3.24)$$

Lo primero importante de comentar sobre los resultados anteriores es que las relaciones dadas a lo largo del plano meridional de la turbina tienen coherencia con las dimensiones reales de la turbina existente actualmente en la central Maitenes. En específico, el diámetro exterior de la turbina mostrado en la tabla 3.1,  $D_e$ , es extremadamente similar a los parámetros de Bovet, así como también otras dimensiones del rotor, que son posibles de observar tanto en su plano asociado, mostrado en la Figura 3.3, así como también en la tabla comparativa siguiente.

<b>Variable</b>	<b>Método Bovet [m]</b>	<b>Turbina Maitenes [m]</b>
$R_{0i}$	0,69	0,68
$R_{1i}$	0,72	0,66
$R_{0e}$	0,72	0,68
$R_{1e}$	0,72	0,66
$R_{2i}$	0,30	0,33
$R_{2e}$	0,58	0,46
$X_{2e}$	0,29	0,23
$Y_{2e}$	0,14	0,21
$L_i$	2,65	1,65
$L_e$	1,86	0,91
$B_0$	0,20	0,14

Figura 3.2: Comparación parámetros de Bovet con dimensiones turbina Central Maitenes.

Cabe notar que las mayores discrepancias se observan en los parámetros  $L_i$  y  $L_e$ , relacionados con la altura interior y exterior de la turbina. Sin embargo, aquello puede ajustarse al requerimiento dimensional del lugar de emplazamiento, variando la extensión posterior a la salida del fluido de los álabes del rodete.



y sus componentes tangenciales, además de otras variables de interés para el autor.

La condición óptima de rendimiento de la turbina Francis estudiada por el autor, para una apertura de álabes guía del distribuidor de 80,93 [mm], se muestra en la Figura 3.4, que compara curvas de rendimiento hidráulico para el análisis CFD realizado y resultados encontrados experimentalmente, según un factor de velocidad fijado por Khare en su estudio, definido de la siguiente forma:

$$\text{Factor de velocidad} = \frac{ND}{\sqrt{gH_n}} \quad (3.25)$$

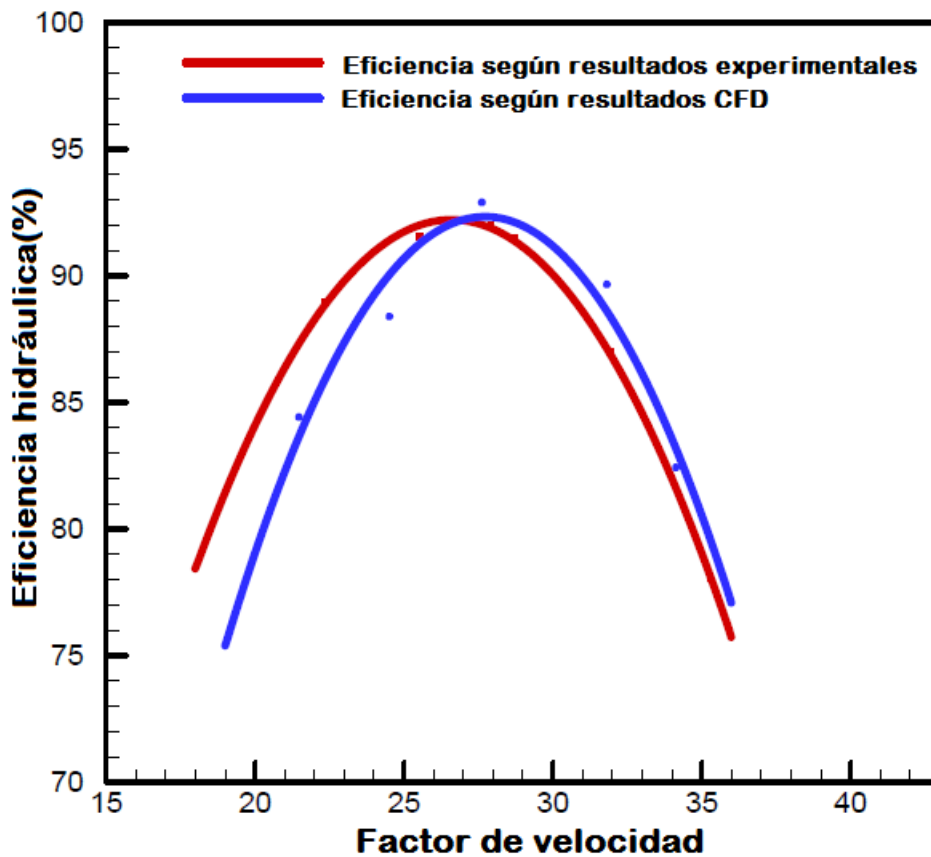


Figura 3.4: Curvas de eficiencia hidráulica de turbina Francis para condiciones óptimas de funcionamiento.

A partir de la figura anterior, se tiene que ambas curvas de eficiencia alcanzan valores máximos de 92-93 %, para factores de velocidad en el rango entre 26 a 28. Este último intervalo es precisamente relevante para los resultados buscados, ya que fija valores óptimos de cada una de las dimensiones a determinar. En particular, teniendo presente las expresiones para la energía total transferida y la velocidad relativa del flujo (ecuaciones 2.22 y 2.29), las figuras siguientes muestran valores óptimos de  $W_1$ ,  $W_2$ ,  $C_{m1}$ ,  $C_{m2}$ ,  $C_{u1}$  y  $C_{u2}$ , **normalizados por el factor de velocidad**  $\sqrt{2gH_n}$ , de valor:

$$\sqrt{2gH_n} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 180} = 59,43 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (3.26)$$

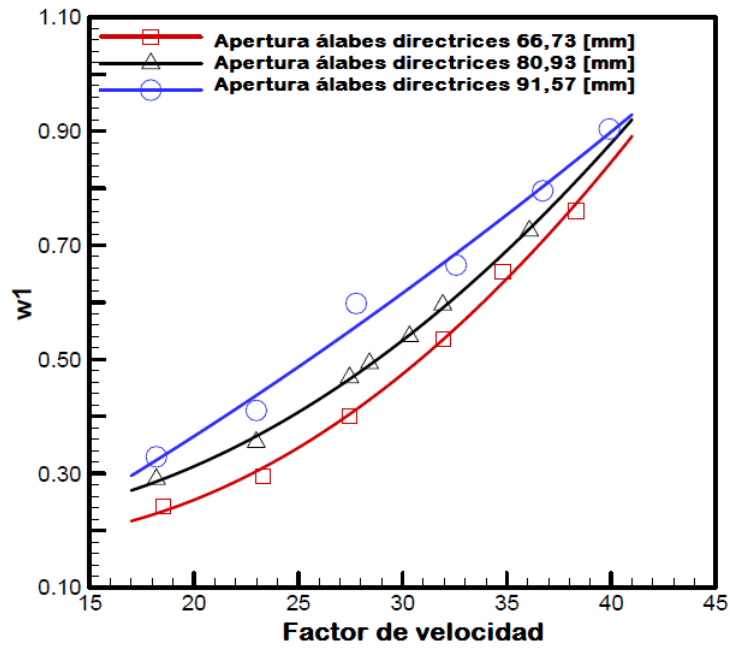


Figura 3.5: Velocidad relativa  $W_1$  para condiciones óptimas de funcionamiento.

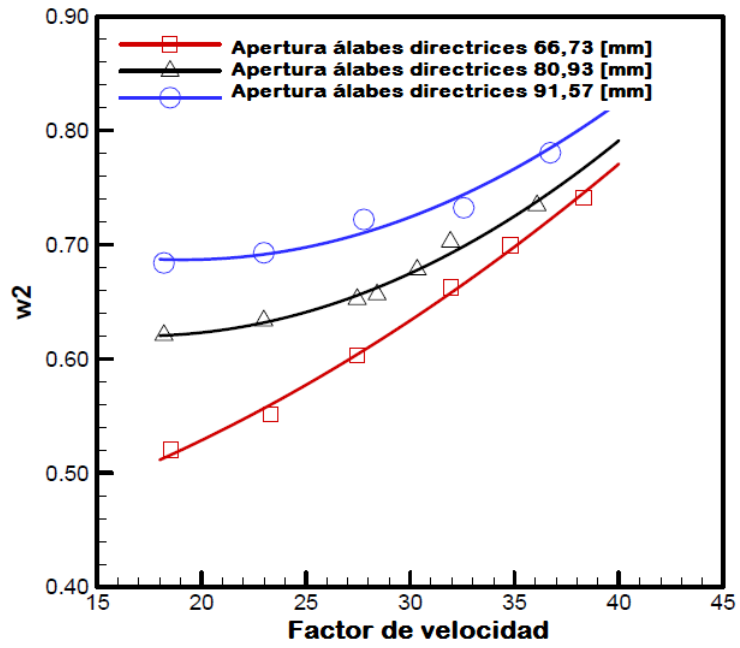


Figura 3.6: Velocidad relativa  $W_2$  para condiciones óptimas de funcionamiento.

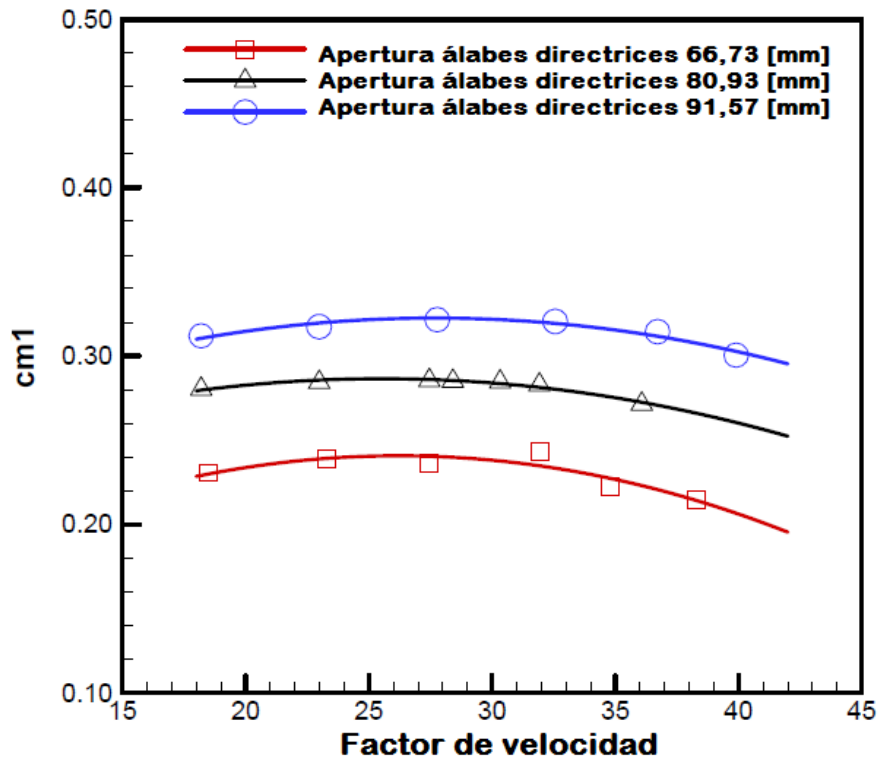


Figura 3.7: Velocidad meridiana  $C_{m1}$  para condiciones óptimas de funcionamiento.

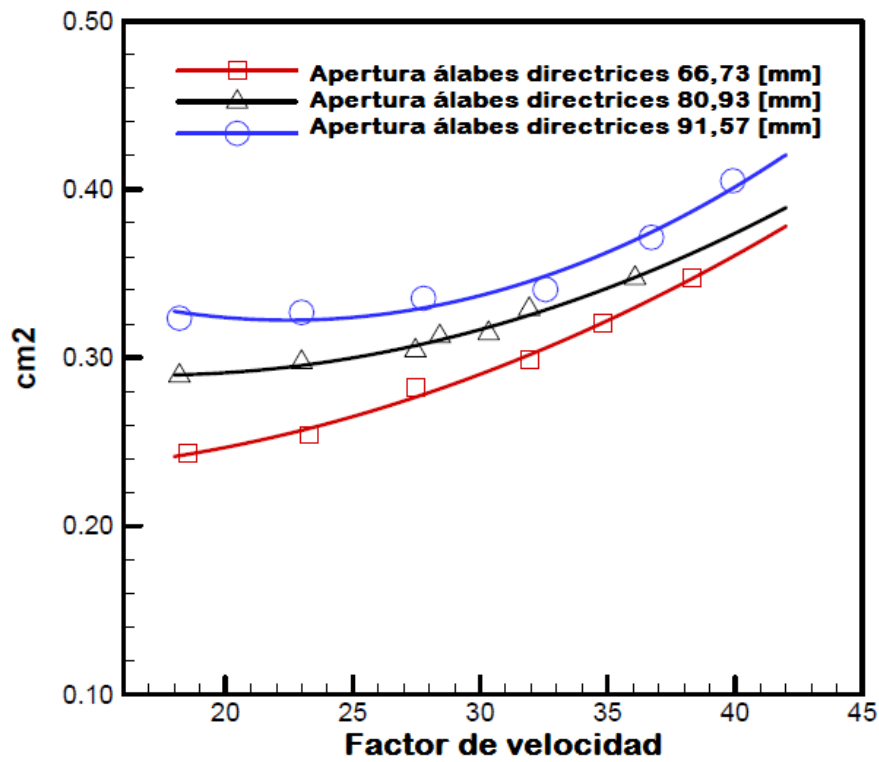


Figura 3.8: Velocidad meridiana  $C_{m2}$  para condiciones óptimas de funcionamiento.



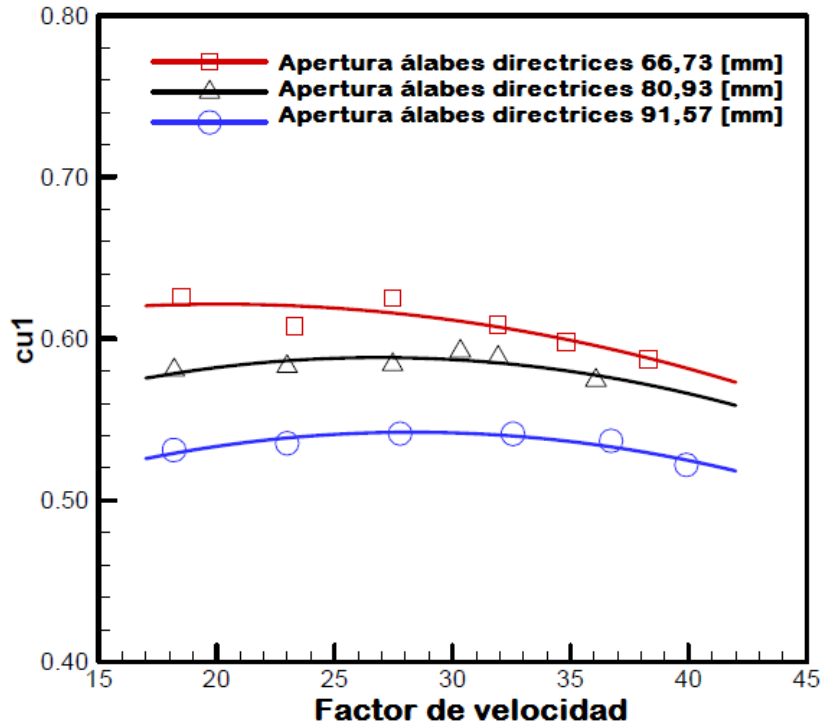


Figura 3.9: Componente tangencial de velocidad absoluta  $C_{u1}$  para condiciones óptimas de funcionamiento.

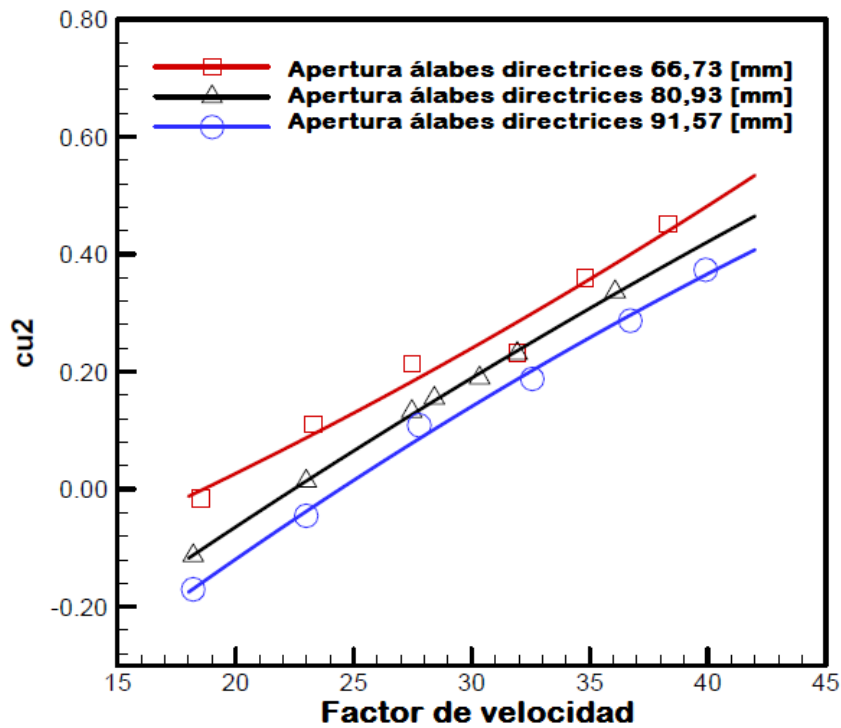


Figura 3.10: Componente tangencial de velocidad absoluta  $C_{u2}$  para condiciones óptimas de funcionamiento.

Luego, tomando los valores óptimos de cada una de las velocidades anteriores, a partir de los rangos de factor de velocidad utilizados en las figuras respectivas, se tienen los siguientes resultados:

<b>Rangos de velocidades óptimas</b>				
	<b>Valor normalizado</b>		<b>Valor real [m/s]</b>	
	<i>Mín</i>	<i>Máx</i>	<i>Mín</i>	<i>Máx</i>
<b>W<sub>1</sub></b>	0,42	0,48	24,96	28,52
<b>W<sub>2</sub></b>	0,64	0,66	38,04	39,22
<b>C<sub>m1</sub></b>	0,29	0,28	17,23	16,64
<b>C<sub>m2</sub></b>	0,30	0,31	17,83	18,42
<b>C<sub>u1</sub></b>	0,59	0,595	35,06	35,36
<b>C<sub>u2</sub></b>	0,10	0,14	5,94	8,32

Figura 3.11: Rangos de velocidades óptimas en turbina Francis.

Considerando estos valores, y la ecuación 2.29, se puede obtener una expresión para la velocidad tangencial  $U$  a la entrada y salida del rotor Francis, según:

$$U_i = \sqrt{W_i^2 - C_{m_i}^2} + C_{u_i} \quad (3.27)$$

A partir de esta expresión, considerando todos los escenarios posibles (Tabla 3.11), se pueden determinar valores óptimos de  $U$ , energía transferida (ecuación 2.22), y finalmente, rendimiento hidráulico (Figura 3.4), con un valor óptimo de factor de velocidad.

Los cálculos de la velocidad tangencial  $U$  a la entrada y salida se resumen en la Tabla 3.12 y Tabla 3.13.

Velocidad tangencial	Velocidad relativa	Velocidad meridiana	Componente Tangencial velocidad absoluta	Valor Velocidad Tangencial	Factor
$U_1$	$W_{1,min}$	$C_{m1,min}$	$C_{u1,min}$	53,12	$U_{1,1}$
			$C_{u1,max}$	53,42	$U_{1,2}$
		$C_{m1,max}$	$C_{u1,min}$	53,67	$U_{1,3}$
			$C_{u1,max}$	53,97	$U_{1,4}$
	$W_{1,max}$	$C_{m1,min}$	$C_{u1,min}$	57,80	$U_{1,5}$
			$C_{u1,max}$	58,09	$U_{1,6}$
		$C_{m1,max}$	$C_{u1,min}$	58,23	$U_{1,7}$
			$C_{u1,max}$	58,53	$U_{1,8}$

Figura 3.12: Velocidad tangencial  $U_1$  en turbina Francis [m/s].

Velocidad tangencial	Velocidad relativa	Velocidad meridiana	Componente Tangencial velocidad absoluta	Valor Velocidad Tangencial	Factor
$U_2$	$W_{2,min}$	$C_{m2,min}$	$C_{u2,min}$	39,54	$U_{2,1}$
			$C_{u2,max}$	41,92	$U_{2,2}$
		$C_{m2,max}$	$C_{u2,min}$	39,22	$U_{2,3}$
			$C_{u2,max}$	41,60	$U_{2,4}$
	$W_{2,max}$	$C_{m2,min}$	$C_{u2,min}$	40,88	$U_{2,5}$
			$C_{u2,max}$	43,26	$U_{2,6}$
		$C_{m2,max}$	$C_{u2,min}$	40,57	$U_{2,7}$
			$C_{u2,max}$	42,95	$U_{2,8}$

Figura 3.13: Velocidad tangencial  $U_2$  en turbina Francis [m/s].

Con los resultados de las tablas anteriores, se puede calcular la energía transferida,  $E$ , a partir de la ecuación 2.22. Tal cálculo se resume en la tabla siguiente, a través de la cual es posible determinar el máximo valor de este parámetro, y de esta forma el factor de velocidad óptimo.

	$U_{1,i} \cdot C_{u1,min}$	$U_{1,i} \cdot C_{u1,max}$		$U_{2,i} \cdot C_{u2,min}$	$U_{2,i} \cdot C_{u2,max}$
$U_{1,1}$	1862,6	1878,3	$U_{2,1}$	235,0	329,0
$U_{1,2}$	1873,0	1888,8	$U_{2,2}$	249,1	348,8
$U_{1,3}$	1881,8	1897,8	$U_{2,3}$	233,1	326,3
$U_{1,4}$	1892,2	1908,3	$U_{2,4}$	247,2	346,1
$U_{1,5}$	2026,5	2043,7	$U_{2,5}$	243,0	340,1
$U_{1,6}$	2036,9	2054,2	$U_{2,6}$	257,1	359,9
$U_{1,7}$	2041,9	2059,2	$U_{2,7}$	241,1	337,6
$U_{1,8}$	2052,3	2069,7	$U_{2,8}$	255,2	357,3
$(U_{1,i} \cdot C_{u1})_{\max}$		2069,7	$(U_{2,i} \cdot C_{u2})_{\min}$		233,1
<b>Energía transferida máxima</b>			1836,6 [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]		

Figura 3.14: Velocidad tangencial  $U_2$  en turbina Francis [m/s].

Luego, en base al resultado obtenido de energía transferida máxima, y siguiendo la trayectoria de cálculo hasta la obtención de este valor, se concluye que el factor de velocidad óptimo es 28. A partir de ello, y remitiéndose a la Figura 3.4, se tiene un **rendimiento hidráulico óptimo de 93 %**. Entonces, utilizando la ecuación 2.23, se tiene un valor óptimo estimado de rendimiento global, igual a:

$$\eta_g = 0,98 \cdot \eta_h = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,93 = 0,884 \quad (88,4\%) \quad (3.28)$$

Junto a lo anterior, se resumen en la tabla siguiente los valores óptimos de la velocidad relativa ( $W$ ), tangencial ( $U$ ), meridiana ( $C_m$ ) y absoluta en su componente tangencial ( $C_u$ ), todas en la entrada y salida del rotor.

Velocidad	[m/s]
$W_1$	28,5
$W_2$	39,2
$U_1$	58,5
$U_2$	41,6
$C_{m1}$	16,6
$C_{m2}$	18,4
$C_{u1}$	35,4
$C_{u2}$	8,3

Figura 3.15: Resumen velocidades óptimas  $W$ ,  $U$ ,  $C_m$  y  $C_u$

### 3.2.3. Conformación por representación: determinación función polinomial.

Como se señaló en secciones anteriores, la definición de la función polinomial que traza el perfil de álabe en su plano perpendicular depende de tres variables principales: ángulos de ataque y fuga ( $\beta_1$  y  $\beta_2$ ) y largo del álabe ( $L_m$ ).

Respecto a  $L_m$ , y tomando en cuenta el plano del rotor de la turbina en funcionamiento en la central estudiada, se tiene el valor del largo de álaves, que equivale a 0,352 [m]. Por su parte, en relación a los ángulos de entrada y salida del fluido del rotor Francis, aquello es posible de determinar a partir del estudio de Khare, según las figuras siguientes:

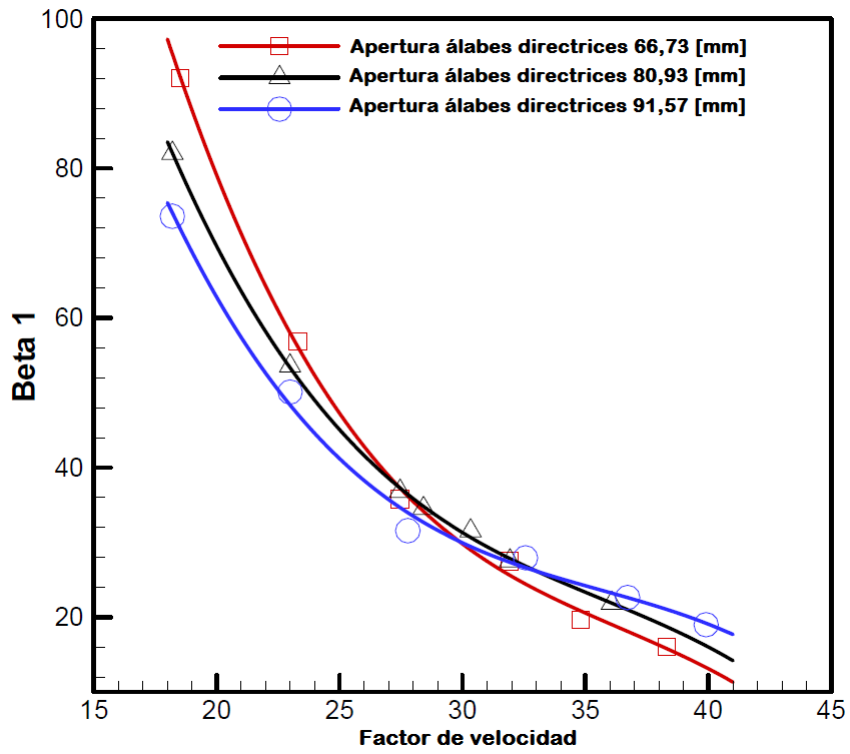


Figura 3.16: Ángulo de ataque  $\beta_1$  para condiciones óptimas de funcionamiento.

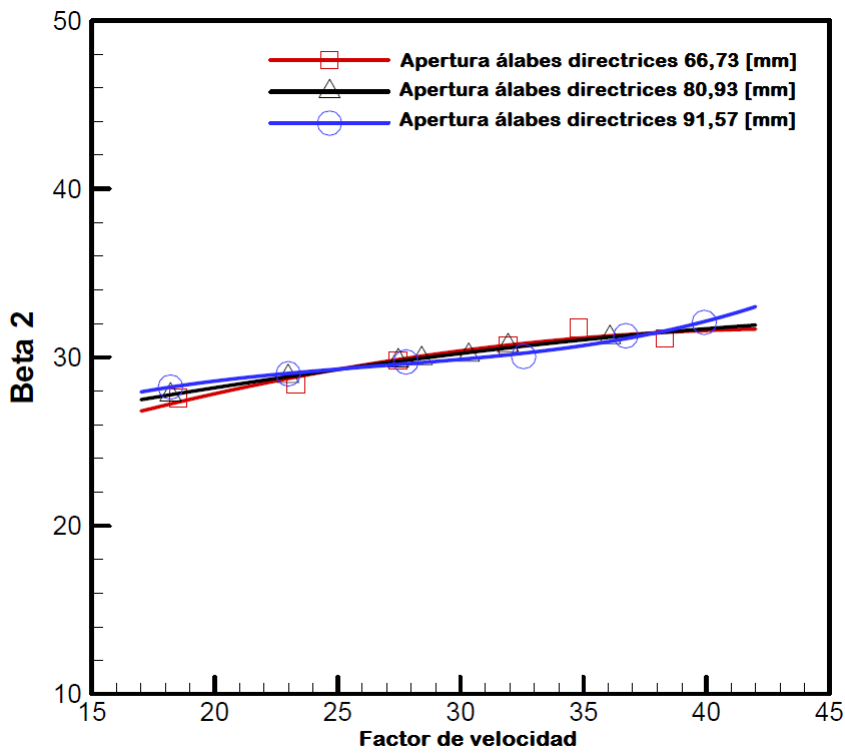


Figura 3.17: Ángulo de fuga  $\beta_2$  para condiciones óptimas de funcionamiento.

Luego, para un factor de velocidad óptimo de 0,28, según la sección anterior, se tienen valores óptimos de ataque y fuga, los que son:

$$\beta_1 = 38^\circ \quad (3.29)$$

$$\beta_2 = 30^\circ \quad (3.30)$$

Ahora, si estos ángulos se obtienen a partir de la ecuación 2.27, bajo los valores de la Tabla 3.15, se tiene lo siguiente:

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{C_{m_1}}{U_1 - C_{u_1}}\right) = \arctan\left(\frac{16,6}{58,5 - 35,4}\right) = 0,62[\text{rad}] \approx 36^\circ \quad (3.31)$$

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{C_{m_2}}{U_2 - C_{u_2}}\right) = \arctan\left(\frac{18,4}{41,6 - 8,3}\right) = 0,51[\text{rad}] \approx 29^\circ \quad (3.32)$$

Luego, dado que, mediante dos vías de obtener estos ángulos, se generan valores prácticamente iguales, se puede concluir que tales parámetros han sido correctamente obtenidos, y por tanto, los valores  $\tilde{A}^3$ ptimosdebetason  $38^\circ$  y  $30^\circ$ .

Entonces, con los tres parámetros anteriores fijados, la función polinomial expresada en la ecuación 2.20, y el factor A definido en la ecuación 2.21 quedan de la siguiente forma:

$$A = 0,518 \quad [m] \quad (3.33)$$

$$f(x) = 0,197x^2 + 0,58x \quad (3.34)$$

Con lo anterior, y bajo los límites de  $x$  en el intervalo  $[0, L_m]$ , se obtiene un gráfico como el mostrado en la Figura 3.18.

En base a la comparación de la gráfica anterior con la Figura 2.5, se aprecia un nivel de similitud que permite validar la función polinomial obtenida.

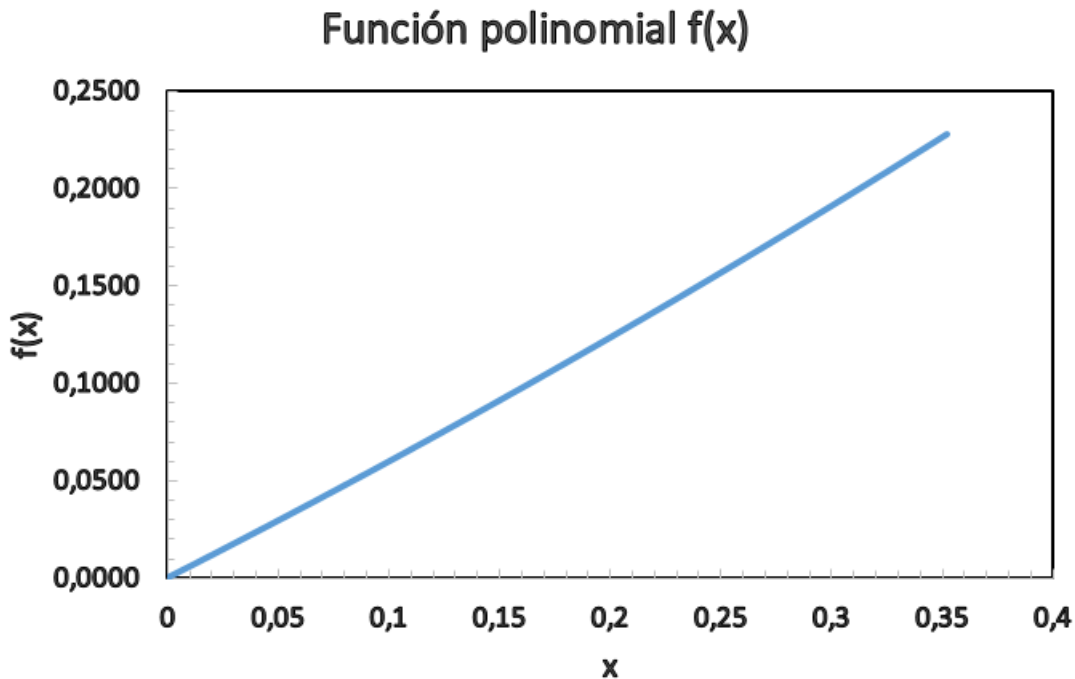


Figura 3.18: Gráfica de función polinomial f(x). Conformación por representación.

### 3.3. Minimización del desgaste

Bajo la consideración que el modelo a utilizar, para la minimización de la erosión por sedimento, corresponde al fijado según la ecuación 2.34, lo primero a definir corresponde a los factores  $K_i$  asociados.

En primer lugar, se tiene el factor  $K_{hardness}$ , que relaciona la dureza de las partículas de sedimento con la dureza del material de la turbina a diseñar. Respecto al primer parámetro, la empresa ha realizado análisis mineralógico del sedimento del río Colorado, obteniendo los resultados que se muestran en la figura siguiente:

Material	% Presencia	Dureza (Vickers)
Cuarzo	32	900-1200
Plagioclasa	20	800-850
Feldespato	12	600-750
Otros	36	

Figura 3.19: Análisis mineralógico sobre sedimento de Río Colorado.

Cabe señalar, respecto a la figura anterior, que los materiales más abrasivos corresponden al cuarzo y plagioclasa, siendo el primero de ellos el que tiene el mayor nivel de dureza. Luego, para el cálculo del factor  $K_{hardness}$  se tomará en consideración este elemento, situando la determinación en el peor caso posible, es decir, bajo una dureza Vickers de 1.200.



En relación al material de álabes de turbinas Francis, típicamente se utilizan aceros con recubrimiento superficial, en base a carburo de tungsteno, sobre la técnica de proyección térmica de alta velocidad HVOF (por su denominación en inglés, High Velocity Oxy-Fuel), tal como lo señala Biraj Singh Thapa et. al. [16]. Ahora, tal material tiene una dureza Vickers de 1.550.

Por lo anterior, el factor de dureza a definir tiene el valor siguiente:

$$K_{hardness} = \frac{1,200}{1,550} = 0,77 \quad (3.35)$$

En segundo lugar, se cuenta con el factor  $K_{shape}$ , que, aunque en general se sugiere un valor igual a la unidad, Hari Prasad Neopane et. al.[17] recomienda un rango entre 0,3 y 0,5. Luego, para este estudio se considera:

$$K_{shape} = 0,4 \quad (3.36)$$

Por otro lado, se tiene el factor  $K_m$ , que relaciona la tasa de erosión según propiedades del material de turbina. Basado en la Tabla 2.7, y considerando que típicamente se utiliza acero inoxidable martensítico en los diseños actuales de turbinas Francis, se obtiene:

$$K_m = 1,2 \quad (3.37)$$

Por su parte, el factor de flujo  $K_f$ , que normalmente se ajusta según los valores calculados y medidos de tasa de erosión, no puede ser determinado en esta ocasión, puesto que no existe actualmente en la empresa una medición respecto a  $E_r$ . Luego, se decide tomar un valor unitario (en otras palabras, que no tenga efectos sobre el cálculo del nivel de erosión), para ser posteriormente ajustado en base a información de erosión que pueda recopilar la empresa.

Ahora, respecto al parámetro denominado **tamaño**, tal como se señaló en la sección 2.3, aquel está asociado al parámetro  $K_{size}$ , que tiene varias formas de ser representado, siendo la manera de utilizar en este estudio el denominado **diámetro de tamiz**, puesto que la empresa cuenta con este valor.

Luego, bajo la información otorgada por la empresa, se tiene:

$$K_{size} = 0,355 \quad (3.38)$$

En relación a las constantes  $a$  y  $b$  de la ecuación a utilizar, considerando la Tabla 2.8, que relaciona estas variables al porcentaje de cuarzo en el sedimento, y tomando en cuenta el nivel de cuarzo en el análisis mineralógico realizado por la empresa, es posible extrapolar los valores de estas constantes. Aquello se representa en las figuras siguientes.

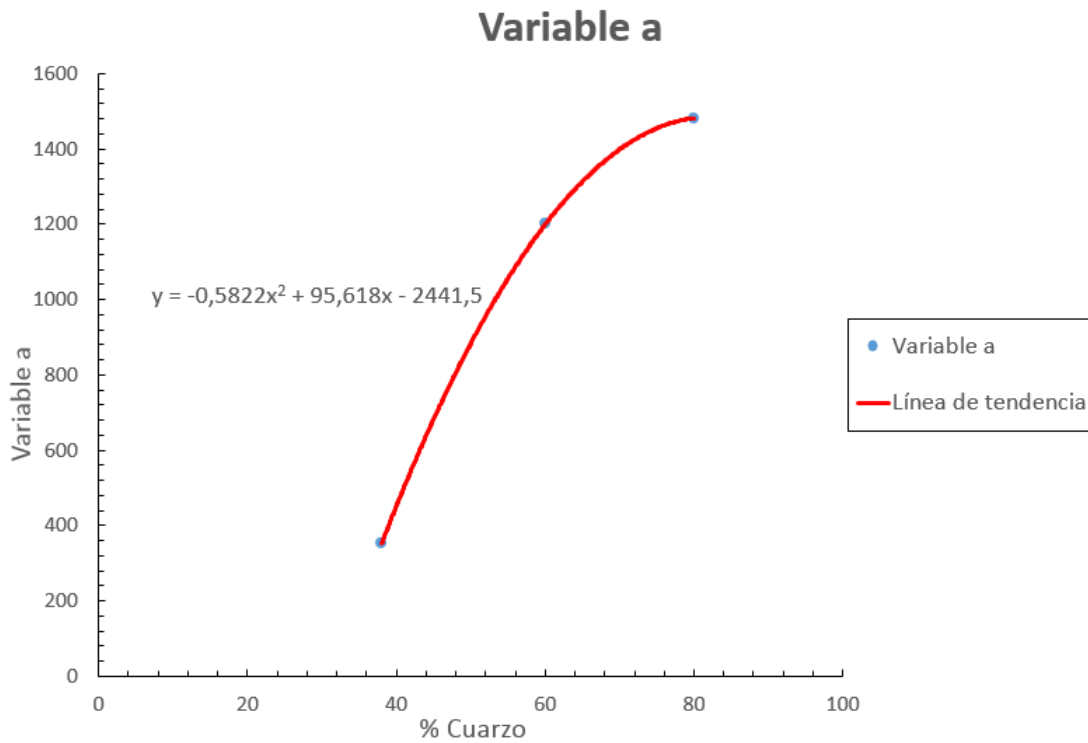


Figura 3.20: Extrapolación constante  $a$  de modelo de erosión.

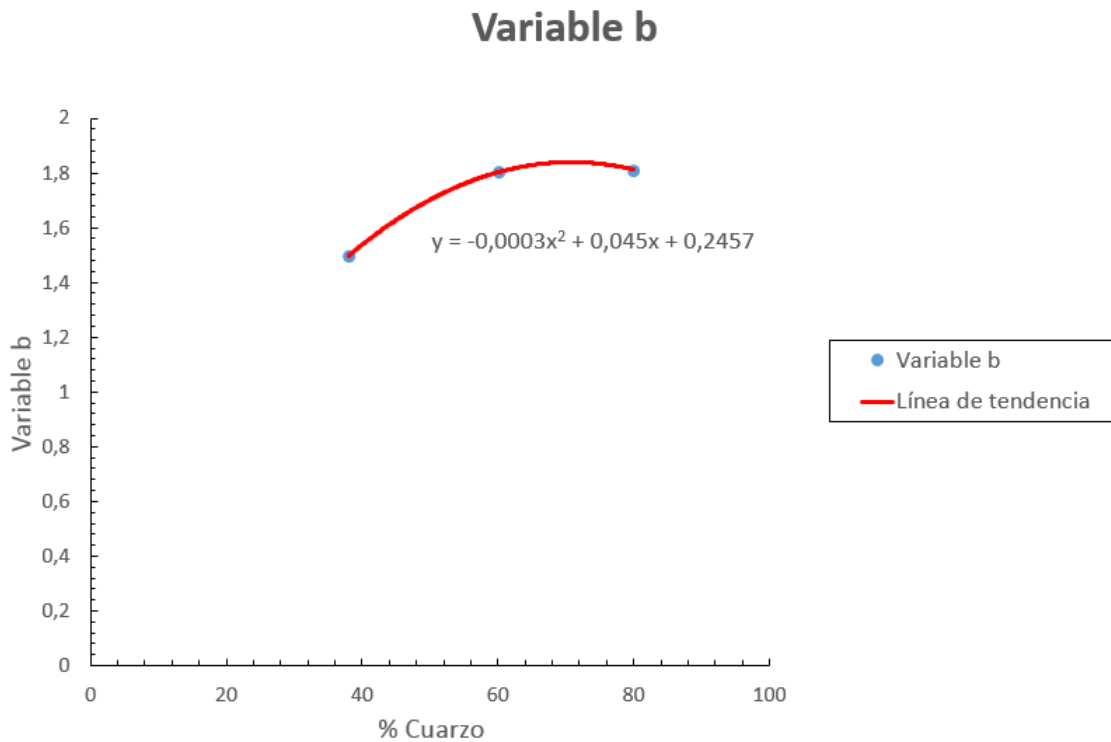


Figura 3.21: Extrapolación constante  $b$  de modelo de erosión.

En base a las extrapolaciones anteriores, se obtienen los valores de las constantes en cuestión, siendo aquellos:

$$a = 22,1 \quad (3.39)$$

$$b = 1,38 \quad (3.40)$$

Finalmente, una vez fijados los factores anteriores, queda por considerar la concentración de sedimentos,  $C$ . Respecto a este factor, se considera la información histórica de la empresa, que se encuentra en la sección **Anexos** de este informe. A partir de ella, se calcula un promedio histórico mensual de concentración de sedimentos, desde el año 2004 al 2012, con los resultados que se muestran en la tabla a continuación.

<b>Mes</b>	<b>Concentración sedimentos [kg/m<sup>3</sup>]</b>
<b>Enero</b>	2,05
<b>Febrero</b>	1,26
<b>Marzo</b>	0,58
<b>Abril</b>	0,16
<b>Mayo</b>	0,11
<b>Junio</b>	0,07
<b>Julio</b>	0,05
<b>Agosto</b>	0,09
<b>Septiembre</b>	0,15
<b>Octubre</b>	0,30
<b>Noviembre</b>	1,34
<b>Diciembre</b>	1,71

Figura 3.22: Concentración de sedimentos histórica promedio, entre 2004 y 2012.

Luego, con toda la información proporcionada a lo largo de esta sección, se determina la tasa de erosión  $E_r$ , que tendrá carácter de promedio mensual, en base al tipo de datos utilizados. Utilizando la ecuación 2.34, se obtienen los siguientes resultados:

<b>Mes</b>	<b><math>E_r</math> [mm/mes]</b>
<b>Enero</b>	4,0
<b>Febrero</b>	2,5
<b>Marzo</b>	1,1
<b>Abril</b>	0,3
<b>Mayo</b>	0,2
<b>Junio</b>	0,1
<b>Julio</b>	0,1
<b>Agosto</b>	0,2
<b>Septiembre</b>	0,3
<b>Octubre</b>	0,6
<b>Noviembre</b>	2,6
<b>Diciembre</b>	3,4

Figura 3.23: Tasa de erosión promedio mensual.

Además, con lo anterior, y utilizando la ecuación 2.35, se determina el porcentaje de pérdida de rendimiento de la turbina Francis diseñada, que también tiene carácter de mensual, según el tipo de datos utilizados. Esto se resume en la siguiente tabla:

<b>Mes</b>	<b><math>\eta_r</math> [%/mes]</b>
<b>Enero</b>	1,62
<b>Febrero</b>	0,7
<b>Marzo</b>	0,19
<b>Abril</b>	0,02
<b>Mayo</b>	0,01
<b>Junio</b>	0,005
<b>Julio</b>	0,003
<b>Agosto</b>	0,008
<b>Septiembre</b>	0,02
<b>Octubre</b>	0,06
<b>Noviembre</b>	0,79
<b>Diciembre</b>	1,19

Figura 3.24: Porcentaje de pérdida de rendimiento promedio mensual.

Cabe señalar que, a pesar que ambos valores mensuales obtenidos, como se indicó antes, son dependientes del ajuste que se le realice al factor de flujo  $K_f$ , igualmente tales resultados representan una primera aproximación al problema de la minimización del desgaste, sirviendo de referencia para futuras mejoras del modelo.

Además, es importante acotar, respecto a la velocidad  $W$ , que es necesario poner atención al mayor valor que toma dentro de la turbina Francis, bajo condiciones óptimas de operación, ya que mientras mayor sea la velocidad relativa del fluido, más alto es el nivel de erosión que se produce. Por tanto, cabe tomar el peor caso posible, sobre todo por el factor exponencial de crecimiento de la erosión ante aumentos de este parámetro.

# Discusión y Perspectivas

Lo primero que cabe indicar respecto a los resultados obtenidos por este estudio es que los parámetros de Bovet calculados, y la función polinomial, asociados a los planos meridional y perpendicular de álabes, respectivamente, permiten contar con una primera aproximación al diseño de álabes óptimos de turbinas Francis. Esto tomando en consideración la limitación principal con la que contaba el desarrollo del informe presente, que era la imposibilidad de utilizar softwares de modelamiento de flujo en base a CFD o FEM, herramientas que actualmente la industria ocupa para llevar a cabo diseños de turbinas de última generación. No obstante aquello, de igual manera se obtuvieron resultados interesantes en términos del dimensionamiento geométrico de los álabes de la turbina Francis estudiada.

Por otro lado, y en base a las dimensiones principales obtenidas a partir del trabajo hecho por Khare et al. [15], es importante señalar, como primer aspecto, que fue posible trabajar con valores experimentales reales de operación de turbinas Francis. Ello permitió contar con valores óptimos obtenidos en la práctica, los que pudieron ser conjugados con expresiones teóricas, generando un resultado con alto grado de validación actual. Otro aspecto a destacar resulta ser el rendimiento global obtenido para el modelo en ejecución, que con un valor de 88,4 % supera en más de un 8 % el valor de referencia de las turbinas en operación hoy en Central Maitenes (80 %), demostrando así que se tiene un amplio margen de mejora en este parámetro tan fundamental para el ideal aprovechamiento del recurso hídrico existente en la zona. Es más, este resultado podría eventualmente ser un punto de partida para las exigencias a realizar a proveedores de turbinas Francis a nivel local y mundial, toda vez que este estudio servirá como base técnica para un futuro proceso de licitación de compra de turbinas de este tipo para la central estudiada.

En relación al segundo ámbito a considerar en el diseño de turbinas Francis, correspondiente a la minimización del desgaste, es relevante apuntar que se cuenta con un modelo que tiene un alto grado de robustez, puesto que toma en cuenta una serie de aspectos trascendentales dentro del fenómeno de erosión en el tipo de máquinas tratadas en este informe. Luego, a pesar que la escasa información recopilada por la empresa impide obtener, por ahora, resultados más precisos respecto al grado de influencia de este suceso físico, sí se cuenta con un nivel aceptable para comenzar a mejorar el modelo desarrollado, en la medida que AES Gener S.A. emprenda la tarea de recopilar información de tasa de erosión de forma sistemática. Siendo así, se podrá aprovechar en plenitud el modelo en cuestión, ajustando las variables que sean necesarias, donde  $K_f$  tiene carácter de prioridad para ello. De esta forma, se podrá contar con una herramienta que permita tomar decisiones importantes en relación a la operación de futuras turbinas Francis en la Central Maitenes. En particular, será posible decidir sobre la pertinencia de realizar el reemplazo de alguna de las unidades, ante una pérdida importante

de rendimiento generado por el fenómeno de erosión, situación probable de predecir con una versión mejorada del modelo presentado en este informe.

Ahora, en términos de los objetivos planteados al comienzo del presente estudio, se puede comentar que aquellos se cumplieron parcialmente, en la medida que no es posible contar con un diseño definitivo del perfil de álabes del rodete. Para ello, sería necesario recurrir a herramientas de modelamiento de flujo como las descritas en este informe, de manera que se puedan validar las dimensiones geométricas calculadas por el método de Bovet, las cuales, como se mencionó antes, constituyen el primer paso en el diseño de perfiles óptimos de álabes de turbinas Francis. Avanzando en esta línea, se podrá decidir sobre la necesidad de modificar el perfil de álabes, y con ello, cuál sería el perfil óptimo a utilizar, con el nivel de detalle requerido en el diseño.

Dicho todo lo anterior, las perspectivas sobre el funcionamiento son amplias para la central hidroeléctrica en estudio, e incluso sobre otras instalaciones de la empresa de generación eléctrica a cargo de este complejo. Esto porque una medida de reacondicionamiento y actualización de tecnología, basado en la adquisición de equipos de última generación genera, por un lado, un aumento en los beneficios asociados a la operación y vida útil de la central intervenida, y por otra parte, una disminución en los costos tanto de operación como mantenimiento sobre los equipos y sistemas que forman parte de tal central. De esta manera, se tiene un doble beneficio para la empresa AES Gener S.A. Allí radica la importancia de los resultados obtenidos por el presente estudio, y las mejoras futuras que se realicen sobre éste, para incrementar en mayor nivel aún los estándares de funcionamiento tanto de la central Maitenes como otras centrales hidroeléctricas que puedan ser objeto de utilización y ejecución de los tópicos tratados en este informe.

# Bibliografía

- [1] Hyen-Jun Choi; Mohammed Asid Zullah; Hyoung-Woon Roh; Pil-Su Ha; Sueg-Young Oh; Young-Ho Lee. *CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine*. Renewable Energy. Disponible online el 10 de Septiembre de 2012.
- [2] Christian Vessaz; Christophe Tournier; Cecile Munch; Francois Avellan. *Design optimization of a 2D blade by means of milling tool path*. CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. Disponible online el 22 de Junio de 2013.
- [3] Xi de Lai; Qing-hua Zhang; Qing-gang Li; Ting He. *Digital manufacture of large-grade hydro turbineâs blades*. Journal of Materials Processing Technology. Disponible online el 22 de Enero de 2009.
- [4] Zhengkun Feng; Henri Champiaud; Michel Sabourin; Sebastien Morin. *Optimal blank design based onfinite element method for blades of large Francis turbines*. Simulation Modelling Practice and Theory. Disponible online el 25 de Mayo de 2013.
- [5] Priyono Zutikno. *Numerical Simulation of the Francis Turbine and CAD used to Optimized the Runner Design (2nd)*. Fluid Machinery Laboratory. Faculty of Mechanical and Aerospace Engineering. Institut Teknologi Bandung. Indonesia.
- [6] Theodore Bovet. *Contribution a l'étude du trace d'auge d'une turbine de reaction du type Francis*. Lausanne. Noviembre de 1964, ASME.
- [7] Mette Eltvik. *High pressure hydraulic machinery*.
- [8] Meland Hallvard. *A new design of a Francis turbine in order to reduce Sediment Erosion*. Master of Science in Energy and Environment. Departamento de Energía e Ingeniería de Procesos. Universidad Noruega de Ciencia y Tecnología.
- [9] International Electrotechnical Commission. *Hydraulic machines: guide for dealing with abrasive erosion in water*. 62364 Ed. 1.0.
- [10] García M. y Maza J. *Transporte de Sedimentos*. Instituto de Ingeniería UNAM. México.
- [11] Bajracharya TR; Acharya B; Joshi CB; Saini RP; Dahlhaug OG. *Sand erosion of Pelton turbine nozzles and buckets: a case study of Chilime hydropower plant*. Wear. 264:177 - 84.
- [12] Biraj Singh Thapa; Bhola Thapa; Ole G. Dahlhaug. *Empirical modelling of sediment erosion in Francis turbines*. Energy. Disponible online el 29 de Marzo de 2012.



- [13] Peng Guangjie; Wang Zhengwei; Xiao Yexiang; Luo Yongyao. *Abrasion predictions for Francis turbines based on liquid-solid two-phase fluid simulations*. Engineering Failure Analysis. Disponible el 22 de Junio de 2013.
- [14] Biraj Singh Thapa; Bhola Thapa; Ole Gunnar Dahlhaug. *Current research in hydraulic turbines for handling sediments*. Energy. Disponible online el 9 de Junio de 2012.
- [15] Khare R; Prasad V; Kumar S. *CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine*. International Journal of Engineering Science and Technology. Vol 2 (8), pp. 3824-3831.
- [16] Biraj Singh Thapa; Mette Eltvik; Kristine Gjosaeter; Ole Gunnar Dahlhaug; Bhola Thapa. *Design Optimization of Francis Runners for Sediment Handling*. Int. J. Hydropower Dams, Chiang Mai, Tailandia.
- [17] Hari Prasad Neopane; Ole Gunnar Dahlhaug; Bhola Thapa. *Alternative Design of a Francis Turbine for Sand Laden Water*. International Conference on Small Hydropower-Hydro Sri Lanka.

# ANEXOS

ENERO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	1.469	792	880	5.733	1.127	1.210	256	862	9.754
2	1.073	1.584	978	4.383	1.290	716	368	1.142	3.916
3	1.288	4.140	557	4.823	969	666	420	579	8.393
4	1.559	2.919	811	1.447	1.330	1.141	1.127	536	8.943
5	1.344	4.382	767	1.117	4.392	1.892	2.183	292	9.184
6	1.907	3.423	1.865	1.606	5.366	624	1.577	504	13.811
7	2.199	2.920	3.701	1.158	5.581	382	769	663	2.284
8	3.320	2.557	1.549	1.346	2.901	337	1.328	632	2.200
9	3.319	2.721	1.464	1.438	2.783	277	914	1.315	23.598
10	2.330	2.590	1.665	1.374	1.131	453	1.375	584	4.473
11	1.793	6.850	1.343	1.084	510	657	1.503	1.330	4.310
12	1.856	7.748	1.566	3.622	1.006	786	2.174	1.284	2.840
13	2.400	5.849	2.230	4.413	1.536	867	705	1.762	6.232
14	1.243	6.126	2.555	2.636	978	1.106	761	1.516	3.223
15	756	1.818	1.366	2.488	6.424	1.302	795	2.170	15.243
16	248	2.933	471	1.353	8.901	1.139	532	1.720	15.777
17	255	4.411	1.217	585	6.000	3.071	749	1.209	1.936
18	222	3.260	1.567	399	2.908	751	486	1.405	2.371
19	295	928	946	452	1.769	378	255	2.589	2.684
20	621	670	860	418	1.522	1.368	600	1.507	3.684
21	1.096	901	562	554	923	1.281	2.680	1.309	3.575
22	761	688	662	517	671	632	4.179	2.001	1.636
23	716	922	334	898	440	413	4.751	1.850	1.437
24	1.375	882	313	748	743	681	3.079	1.915	390
25	2.023	1.192	241	1.276	772	1.065	2.999	1.270	1.414
26	4.460	1.472	528	429	891	1.161	1.340	964	1.550
27	2.588	376	794	219	633	957	1.558	1.291	4.136
28	1.842	902	1.198	425	421	1.164	1.647	2.072	4.839
29	1.842	775	1.485	149	455	1.785	3.181	2.436	4.650
30	1.315	178	987	82	368	1.718	1.462	1.647	3.987
31	1.362	126	1.164	146	434	1.900	1.264	1.942	2.647

FEBRERO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	1.139	238	1.242	199	231	1.185	1.126	1.402	2.260
2	1.180	347	1.460	156	225	1.129	3.025	2.167	2.213
3	650	573	1.772	115	646	466	1.776	2.970	2.125
4	484	836	833	111	1.032	751	958	1.685	3.320
5	667	1.319	2.626	7.312	1.564	623	714	4.192	3.244
6	2.167	2.100	1.758	247	1.329	804	443	5.598	3.157
7	3.246	3.089	1.972	224	728	994	452	4.262	3.812
8	568	3.900	545	251	381	910	301	3.725	7.856
9	541	1.507	1.092	289	891	875	810	1.502	4.604
10	1.490	2.081	1.668	574	277	591	1.481	1.306	4.782
11	2.684	4.293	1.361	822	388	450	1.768	1.449	5.802
12	605	2.554	917	826	1.650	927	3.696	770	14.134
13	1.007	3.115	586	848	1.890	1.702	1.181	280	2.933
14	1.055	1.267	841	1.625	686	1.584	1.525	439	2.191
15	577	1.163	344	338	530	1.706	907	895	1.832
16	497	1.300	223	179	629	704	872	974	1.915
17	387	1.214	301	81	908	1.225	807	909	2.490
18	372	1.844	586	84	1.436	1.965	912	1.848	2.233
19	506	1.474	668	64	1.563	1.508	749	769	910
20	593	1.790	510	75	869	999	1.058	718	2.759
21	454	933	697	43	767	1.042	1.241	1.300	2.162
22	1.648	1.167	658	82	540	377	1.122	1.444	2.523
23	615	1.245	333	124	282	643	1.133	1.296	2.982
24	211	1.321	317	276	213	1.022	1.007	744	918
25	448	397	472	462	291	722	1.700	194	419
26	287	871	509	584	163	812	468	718	166
27	423	848	173	326	159	451	563	1.159	915
28	509	1.014	81	196	133	412	802	2.470	769
29	372				276				201

Figura 3.25: Concentración de sedimentos histórica mensual: Enero - Febrero  $[\frac{kg}{m^3}]$ .

MARZO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	295	1074	70	196	134	732	421	2562	235
2	111	678	54	141	180	227	266	2679	98
3	248	1149	74	138	233	1031	357	2194	1389
4	508	1858	52	154	287	270	293	7678	1444
5	354	1758	52	225	212	424	399	1568	2618
6	173	1609	142	216	127	571	604	840	897
7	132	499	181	217	207	430	1146	1084	1412
8	188	184	97	219	84	490	1132	1435	1626
9	377	142	107	308	919	660	637	1839	4923
10	402	144	105	230	245	1074	2232	2510	4506
11	260	190	103	332	97	895	1070	1626	1523
12	133	1332	121	394	96	681	1082	750	1001
13	154	264	203	658	75	1361	520	424	971
14	153	2973	114	463	96	890	474	541	1416
15	227	2177	138	160	228	589	416	132	1575
16	529	510	57	86	227	512	470	95	1857
17	501	409	298	205	140	376	668	366	2406
18	306	231	130	278	182	679	531	250	1703
19	415	252	227	824	321	602	460	510	977
20	186	120	208	1394	245	646	798	610	487
21	353	123	252	485	423	860	427	669	242
22	322	576	157	162	633	815	194	524	389
23	457	288	121	127	533	539	172	398	658
24	382	192	200	138	386	573	356	325	794
25	450	264	156	200	316	455	496	264	567
26	363	221	124	148	359	554	468	270	202
27	382	77	98	116	108	466	624	195	437
28	117	121	136	36	224	340	588	120	599
29	323	130	195	107	124	618	491	265	596
30	124	110	154	101	108	365	1073	289	824
31	165	55	65	323	220	473	786	396	984

ABRIL	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	33	56	65	166	69	461	474	306	898
2	89	71	86	110	64	289	222	294	729
3	106	228	71	95	92	149	240	352	558
4	117	93	41	30	135	95	206	203	408
5	66	61	46	45	242	88	212	308	145
6	66	49	55	65	253	83	261	482	166
7	112	50	50	420	136	352	261	384	310
8	112	56	30	72	68	461	251	361	166
9	61	59	82	53	97	637	333	296	70
10	55	58	54	37	81	694	295	568	71
11	97	27	54	35	86	1010	232	156	77
12	62	35	35	30	43	753	1181	128	117
13	66	44	46	28	25	316	333	102	88
14	89	35	23	40	49	680	124	85	5948
15	24	44	47	18	33	411	124	55	1700
16	18	73	51	32	27	577	140	54	266
17	19	60	30	65	30	448	107	66	100
18	24	63	23	34	46	242	89	95	85
19	15	39	153	54	44	284	62	84	74
20	24	43	55	64	43	184	59	105	94
21	24	41	32	55	52	191	56	91	78
22	22	43	59	60	43	171	84	87	57
23	31	48	55	56	114	175	80	60	73
24	28	23	48	38	49	124	65	139	49
25	30	23	45	26	49	88	68	102	165
26	20	36	32	23	31	61	89	87	55
27	95	12	211	87	22	108	75	84	68
28	34	36	60	48	22	73	80	59	44
29	45	33	38	23	48	77	66	80	43
30	28	38	48	33	423	65	77	64	92

Figura 3.26: Concentración de sedimentos histórica mensual: Marzo - Abril [ $\frac{kg}{m^3}$ ].

MAYO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	28	34	38	26	33	62	76	60	67
2	20	21	20	20	22	69	78	58	68
3	22	37	50	26	26	100	71	57	46
4	40	55	41	34	27	64	97	54	40
5	51	52	29	19	25	31	66	104	43
6	55	50	22	27	25	40	51	86	38
7	45	72	84	37	20	51	88	54	36
8	36	46	32	30	25	46	74	72	55
9	28	33	48	28	25	24	80	67	36
10	38	55	23	25	41	31	74	102	41
11	39	149	30	24	30	23	67	76	59
12	26	49	45	24	16	18	57	43	29
13	25	34	16	16	22	2079	58	36	39
14	42	62	30	14	7	340	79	46	34
15	37	41	42	7	28	165	64	48	44
16	32	70	37	20	57	767	96	54	28
17	27	71	37	102	35	111	44	40	36
18	30	18	79	59	19	61	52	41	40
19	42	35	65	97	46	105	67	40	0
20	29	53	71	65	664	98	47	37	0
21	30	31	35	41	2248	114	74	24	73
22	33	51	31	27	1515	24	67	30	49
23	41	69	10	63	323	50	60	40	37
24	44	89	379	28	219	48	78	27	29
25	41	62	84	20	131	43	78	32	33
26	33	33	70	14	79	39	84	27	36
27	34	33	19	23	65	31	89	57	223
28	31	112	21	27	418	41	104	32	7050
29	14	134	30	23	293	79	58	29	1007
30	15	63	28	17	257	103	69	30	378
31	24	31	294	10	187	40	181	28	279

JUNIO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	14	72	53	20	146	28	69	23	225
2	20	45	40	51	110	31	69	16	154
3	24	41	37	28	131	30	70	30	207
4	15	34	12	23	154	34	48	23	86
5	18	29	13	27	1714	27	28	20	79
6	13	33	47	24	565	50	106	20	66
7	16	55	29	19	264	69	82	19	51
8	29	31	204	25	188	52	63	19	51
9	24	42	29	81	137	40	64	22	45
10	80	53	16	252	88	59	50	18	63
11	107	35	20	30	77	55	57	22	54
12	81	33	17	19	81	76	89	30	51
13	73	21	30	23	76	93	74	16	71
14	39	72	26	207	75	72	76	38	69
15	43	56	98	98	43	93	56	23	88
16	65	42	23	39	79	33	61	40	71
17	287	43	147	53	110	34	57	50	68
18	22	49	23	33	57	36	30	38	59
19	61	321	122	22	45	65	42	49	56
20	19	284	43	48	35	43	50	33	43
21	15	65	43	41	36	63	51	25	25
22	19	53	53	44	71	37	28	29	93
23	17	42	43	51	32	38	225	22	34
24	19	21	22	15	33	62	86	39	36
25	15	26	17	18	56	61	227	28	28
26	30	41	116	28	101	58	106	23	66
27	60	50	64	20	82	68	73	22	47
28	23	211	32	25	110	182	73	49	30
29	12	372	34	50	163	78	204	21	34
30	10	212	17	76	74	81	216	25	151

Figura 3.27: Concentración de sedimentos histórica mensual: Mayo - Junio [ $\frac{kg}{m^3}$ ].

JULIO		2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	7	173	21	41	58	31	101	58	74	
2	27	207	35	46	61	42	83	25	50	
3	18	41	47	49	99	37	62	23	41	
4	38	32	23	30	51	39	57	20	23	
5	30	38	27	27	39	44	78	21	28	
6	120	31	29	85	34	32	56	23	23	
7	40	27	23	45	37	78	29	21	39	
8	14	45	33	25	22	39	68	25	35	
9	15	35	18	19	36	33	80	26	21	
10	21	98	23	18	36	59	72	38	54	
11	18	38	19	25	17	38	50	36	57	
12	19	128	224	25	28	40	74	21	31	
13	10	76	975	101	25	25	66	33	27	
14	28	39	390	127	30	47	49	39	33	
15	8	15	120	25	33	30	50	11	27	
16	12	20	116	27	58	30	60	34	19	
17	14	18	130	26	42	44	52	28	21	
18	62	25	137	30	33	35	50	23	41	
19	51	13	158	23	19	25	57	28	31	
20	23	34	111	27	20	26	44	19	29	
21	7	23	67	17	31	13	34	21	23	
22	8	25	32	10	18	25	29	19	20	
23	9	40	170	15	20	74	25	13	26	
24	12	43	77	80	8	61	24	34	18	
25	47	44	20	77	16	93	90	45	31	
26	27	52	16	115	26	54	58	42	15	
27	18	51	10	101	41	44	125	37	14	
28	10	48	20	67	14	41	45	16	27	
29	19	30	12	89	77	34	76	25	19	
30	284	16	22	20	123	44	36	17	27	
31	44	22	28	33	30	26	41	20	17	

AGOSTO		2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	20	19	123	16	202	34	45	15	30	
2	21	127	35	19	129	18	47	15	18	
3	20	113	35	23	241	38	73	16	26	
4	12	78	30	8	285	43	360	19	30	
5	16	138	28	27	41	27	39	19	25	
6	55	48	59	18	153	34	34	13	16	
7	141	36	34	28	30	15	98	25	17	
8	420	122	58	42	79	77	16	76	22	
9	147	166	27	17	44	198	51	62	27	
10	118	229	36	14	32	82	96	51	27	
11	89	124	28	94	33	78	85	32	24	
12	42	142	23	44	59	76	106	34	22	
13	41	96	11	30	83	162	135	28	20	
14	42	29	25	18	87	81	116	23	35	
15	59	28	20	19	179	80	106	21	33	
16	33	27	8	14	119	52	155	31	28	
17	22	23	160	34	576	35	86	17	31	
18	20	33	47	44	415	18	49	12	114	
19	18	15	71	35	378	121	120	13	52	
20	18	14	90	76	158	84	788	19	24	
21	20	10	138	141	87	219	764	17	24	
22	24	15	174	123	55	228	363	19	29	
23	25	7	135	25	43	259	130	13	25	
24	36	11	127	20	127	243	151	18	24	
25	88	48	87	17	86	85	76	26	57	
26	137	12	128	18	328	95	171	19	31	
27	163	52	34	22	163	104	182	27	27	
28	306	87	32	15	50	336	156	40	43	
29	348	513	103	49	70	665	82	23	76	
30	105	174	45	76	42	402	203	22	36	
31	255	39	34	80	100	219	127	17	36	

Figura 3.28: Concentración de sedimentos histórica mensual: Julio - Agosto [ $\frac{kg}{m^3}$ ].

SEPT	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	184	73	32	201	84	70	77	49	34
2	243	57	62	133	98	58	87	32	76
3	161	32	18	163	34	61	49	29	181
4	116	38	18	86	51	148	63	43	140
5	91	14	13	40	73	44	82	39	61
6	32	101	30	126	36	56	90	10	66
7	52	108	23	198	190	711	136	32	32
8	20	258	11	184	32	250	177	22	43
9	90	261	58	137	67	99	416	17	76
10	31	48	19	75	19	90	472	23	67
11	21	83	54	80	49	82	134	28	90
12	30	139	35	99	49	92	65	44	83
13	341	88	135	63	41	216	135	226	103
14	731	76	94	37	148	29	89	367	179
15	969	64	89	55	151	105	43	358	227
16	1045	69	88	30	255	230	50	281	171
17	102	99	86	36	399	157	68	200	189
18	233	113	154	25	326	79	162	124	26
19	99	203	225	51	82	66	265	124	32
20	57	344	139	35	130	81	220	86	28
21	98	198	183	16	282	118	77	204	59
22	73	350	32	39	528	72	109	284	26
23	106	218	310	27	437	64	81	160	24
24	286	101	152	46	328	109	59	138	34
25	1349	77	313	72	264	105	49	367	21
26	1454	163	340	89	472	192	56	454	35
27	306	148	95	66	367	73	84	179	127
28	110	230	150	85	233	67	73	348	107
29	305	178	262	189	241	130	51	341	0
30	198	70	306	395	214	85	78	251	

OCT	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	230	81	189	337	217	74	45	68	0
2	491	160	207	151	171	67	82	164	27
3	438	65	73	589	59	113	93	122	29
4	454	100	52	760	121	85	410	203	26
5	1838	279	32	133	102	125	99	83	32
6	1495	259	49	62	145	65	51	62	27
7	1707	299	61	77	240	445	49	48	18
8	218	192	81	54	468	442	179	38	22
9	3878	701	141	206	1017	725	671	64	29
10	893	826	173	134	600	409	544	59	22
11	168	683	211	67	266	71	297	25	38
12	87	520	104	43	126	144	539	53	106
13	119	494	416	39	141	324	366	38	167
14	60	268	125	52	56	101	266	39	206
15	47	457	898	34	128	70	125	27	165
16	54	189	1169	56	153	48	90	29	84
17	48	168	1377	114	194	81	83	54	96
18	60	120	439	299	414	139	105	51	155
19	80	563	182	485	810	103	227	58	134
20	69	1513	141	61	645	103	212	86	147
21	450	2105	270	58	279	33	171	3694	62
22	72	870	270	324	173	63	179	704	52
23	63	320	340	780	186	57	1060	481	141
24	21	334	322	2472	311	57	129	311	97
25	56	162	170	1180	356	99	127	207	79
26	22	212	211	541	188	165	149	239	56
27	1602	88	454	503	239	757	385	235	45
28	904	79	118	504	211	94	220	213	27
29	86	75	101	348	225	1230	98	214	33
30	128	85	104	288	389	1102	138	202	64
31	71	165	78	176	705	1988	182	212	130

Figura 3.29: Concentración de sedimentos histórica mensual: Septiembre - Octubre [ $\frac{kg}{m^3}$ ].

NOV	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	249	347	30	112	607	658	117	2387	521
2	496	457	40	110	447	175	590	769	670
3	422	426	56	161	1555	120	2130	3615	1682
4	80	359	92	80	1806	121	531	3570	1499
5	41	400	134	368	1613	153	277	1978	4274
6	75	288	88	366	1624	175	856	2769	6013
7	100	447	113	1347	715	135	4533	6144	6242
8	57	904	138	2066	410	114	421	1461	4325
9	51	396	193	658	390	88	2080	240	2114
10	342	474	451	158	1051	89	7026	198	987
11	1252	1074	818	135	3127	56	2746	333	351
12	79	1924	2369	72	1446	169	1610	2039	594
13	1794	2524	1125	415	2524	352	365	1621	2202
14	380	820	422	162	2053	262	482	292	2172
15	2900	440	260	370	916	298	342	2188	3501
16	5523	475	220	400	533	931	333	2264	4565
17	2698	228	125	251	606	210	364	882	1614
18	4175	224	65	233	531	125	467	1398	1016
19	2267	169	88	562	521	108	153	790	2098
20	2266	530	252	1605	4523	51	129	400	5850
21	2504	1292	524	1614	3218	54	100	151	6415
22	1128	1492	632	1916	2666	58	119	310	5681
23	855	840	1189	1113	1784	52	116	10170	1520
24	1297	353	575	806	880	1458	160	5074	926
25	202	282	349	524	1139	1982	413	6215	961
26	275	1095	255	644	1259	552	392	7059	750
27	616	1993	308	520	1421	552	804	8634	647
28	8794	1260	3187	657	926	3050	1045	7118	823
29	8424	536	217	1483	545	507	409	5866	577
30	8077	324	297	1540	634	197	399	5989	221

DIC	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
1	8700	393	485	687	349	180	188	4467	840
2	5610	519	207	383	136	172	189	4992	140
3	2650	2928	366	640	480	624	182	2919	498
4	884	551	305	326	187	943	184	1063	252
5	979	272	462	585	310	435	4396	1063	1358
6	1021	153	394	283	225	478	1777	1340	912
7	333	200	1623	193	236	378	1861	690	623
8	3485	142	615	80	931	482	782	1668	1215
9	1261	113	247	212	953	234	2436	866	4226
10	3555	159	213	79	1001	625	895	1987	8376
11	10945	786	113	267	838	1181	472	1594	5347
12	4429	3850	152	552	870	555	409	1597	4323
13	3345	6041	330	1075	225	2663	244	2354	2336
14	685	2304	127	828	475	1953	3222	5310	3486
15	349	2035	95	513	2054	2995	7703	11753	1766
16	542	1994	188	865	6337	1826	3520	7679	1050
17	828	1497	133	1109	3994	3029	2476	1963	2867
18	579	1143	266	200	1761	1658	1390	3215	2024
19	668	623	295	616	1580	2420	1370	4057	637
20	543	612	232	1450	1589	1185	1175	2909	527
21	718	905	140	1808	1732	911	2938	3683	416
22	769	611	335	1724	1131	926	4298	3225	1415
23	1679	699	774	3097	730	1127	7927	2461	2195
24	1385	521	148	1787	843	1380	3504	2613	2320
25	848	814	100	153	1690	1154	2134	3173	1446
26	952	1501	231	153	1695	2111	7246	3593	778
27	905	3500	482	242	938	1752	3827	4619	780
28	856	3645	1566	206	655	949	508	7571	1106
29	316	2322	536	251	649	374	930	18908	1222
30	456	2946	5100	232	885	225	549	7233	3114
31	1713	1654	4821	370	1281	149	751	5694	2856

Figura 3.30: Concentración de sedimentos histórica mensual: Noviembre - Diciembre  $[\frac{kg}{m^3}]$ .