

UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

EAP. DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS

**Análisis y simulación fluidodinámica del fenómeno de
cavitación en una turbina Francis**

TESIS

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

Roberto Luis ZEGARRA VELASQUEZ

Lima - Perú

2015

DEDICATORIA

A mi madre Angela, quien siempre creyó en mí y con su ejemplo me enseñó a nunca rendirme, a mis hermanas Fresia y Jacqueline quienes fueron mi apoyo en los momentos más difíciles, a mis sobrinos quienes le dieron sentido a mi vida mostrándome lo bella que es y a mis amigos que formaron parte importante de ella.

A mi querida alma máter UNMSM, en especial a la escuela de Ingeniería Mecánica de Fluidos, donde aprendí que un amigo es mucho más que cinco letras formando una palabra.

A mis maestros, quienes día a día brindan sus conocimientos incondicional y desinteresadamente en aporte a la formación de buenos profesionales por un mejor Perú.

A ti Víctor Christian Vásquez Melo, querido amigo, a quien prometí algún día llegar a esta meta y ahora desde el cielo sé que estas orgulloso.

ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN	i
OBJETIVOS	ii
A. OBJETIVO GENERAL	ii
B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	ii
ANTECEDENTES.....	iii
JUSTIFICACIÓN	iv
HIPÓTESIS	v
NOMENCLATURA.....	vi
CAPÍTULO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS.....	1
1.1 TURBINAS HIDRÁULICAS	1
1.1.1 DEFINICIÓN DE TURBINA HIDRÁULICA	1
1.1.2 CAUDAL	1
1.1.3 ALTURA NETA	2
1.1.4 NÚMERO ESPECÍFICO	2
1.1.5 RENDIMIENTO	4
1.1.6 CLASIFICACIÓN DE TURBINAS HIDRÁULICAS	9
1.1.6.1 TURBINAS DE ACCIÓN	9
1.1.6.2 TURBINAS DE REACCIÓN	11
1.2 TURBINA FRANCIS	14
1.2.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBINAS FRANCIS	15
1.2.2 CLASIFICACIÓN DE TURBINAS FRANCIS SEGÚN SU NÚMERO ESPECÍFICO	17
1.2.3 PARTES DE UNA TURBINA FRANCIS	18
1.2.3.1 CARACOL	19
1.2.3.2 DISTRIBUIDOR	20
1.2.3.3 RODETE	21
1.2.3.4 DIFUSOR	22
1.3 CAVITACIÓN	22
1.3.1 TIPOS DE CAVITACIÓN.....	25

1.3.2 INFLUENCIA DE LA CAVITACIÓN EN TURBINAS FRANCIS	29
1.3.3 ANÁLISIS DE PARÁMETROS PARA EVITAR LA CAVITACIÓN	31
1.4 COMPARACIÓN ENTRE EROSIÓN POR CAVITACIÓN Y EROSIÓN POR ABRASIÓN	33

CAPÍTULO II: ANÁLISIS DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN TURBINAS FRANCIS

2.1 RECOPIACIÓN DE DATOS	35
2.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA TURBINA FRANCIS	35
2.3 METODOLOGÍA DE ANÁLISIS DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN	37
2.4 FORMA DE CUANTIFICAR EL DETERIORO DE LOS ÁLABES.....	38

CAPÍTULO III: SIMULACIÓN FLUIDODINÁMICA EN TURBINAS FRANCIS APLICANDO ANSYS CFX.....

3.1 DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE DE SIMULACIÓN ANSYS CFX	39
3.2 ANÁLISIS DE DATOS TOMADOS EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	47
3.3 PERFIL DEL ÁLABE DE UNA TURBINA FRANCIS	48
3.4 DESCRIPCIÓN DE MALLA.....	50
3.5 CONDICIONES DE FRONTERA	53

CAPÍTULO IV: SIMULACIÓN DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA

4.1 DESCRIPCIÓN DEL COMPUTADOR.....	54
4.2 DESCRIPCIÓN DEL MALLADO USADO EN LA SIMULACIÓN	55
4.3 CONDICIONES DE FRONTERA USADAS EN LA SIMULACIÓN.....	56
4.4 SIMPLIFICACIONES CONSIDERADAS	60
4.5 CONVERGENCIAS EN LAS SIMULACIONES	61

CAPÍTULO V: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN.....

5.1 ANÁLISIS NUMÉRICO DE DATOS TOMADOS EN CAMPO.....	63
5.2 ANÁLISIS NUMÉRICO DE LA SIMULACIÓN	66
5.3 ANÁLISIS GRÁFICO DE LA SIMULACIÓN.....	71
5.4 RESULTADOS OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN	83

5.5 VALIDACIÓN DE LA SIMULACIÓN.....	89
CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	95
CAPÍTULO VII: BIBLIOGRAFÍA	97
CAPÍTULO VIII: ANEXOS.....	101

INTRODUCCIÓN

En el Perú una de las principales fuentes de energía eléctrica proviene de las centrales hidroeléctricas, estas estructuras hidráulicas dependen de un trabajo netamente ingenieril; pero el funcionamiento y la eficiencia de estas grandes obras de ingeniería depende de las condiciones de trabajo a las que sean sometidas tanto las estructuras como las máquinas hidráulicas que estén implicadas en el proceso.

En el funcionamiento de una central hidroeléctrica intervienen diferentes máquinas hidráulicas, como las turbinas y las bombas. El presente trabajo de tesis abordará el estudio de uno de los principales problemas de funcionamiento que aquejan a las turbinas Francis: la cavitación, tanto en su forma cualitativa como cuantitativa. El estudio de este fenómeno nos proporcionará vital información que podrá ser tomada en cuenta para mejorar la eficiencia de una central hidroeléctrica, ya que obtendremos los puntos críticos de operación de las turbinas Francis dependiendo tanto de sus dimensiones como de sus condiciones de operación hidráulica.

Luego de conocer la influencia de la cavitación en una turbina Francis, estaremos en condiciones de reducir sus efectos planteando algunas mejoras para el funcionamiento y no solo eso, al reducir los efectos de la cavitación también reduciremos sus efectos secundarios que esta produce, como las vibraciones.

El método de simulación usado para obtener nuestros resultados podrá ser usado para posteriores estudios de fenómenos, tanto en máquinas como en estructuras hidráulicas y podrán ser contrastados con resultados reales obtenidos mediante mediciones tomadas durante la operación de estas o en el laboratorio mediante modelos físicos, según sea el caso, obtenidos estos resultados estaríamos con la facultad de plantear posibles soluciones de diseño o mejoras para su funcionamiento, sin embargo con el método de la simulación obtendremos resultados muy aproximados a los reales.

OBJETIVOS

A. OBJETIVO GENERAL

Analizar y simular la fluidodinámica del fenómeno de cavitación, haciendo uso de la herramienta ANSYS 14.5.

B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Los objetivos específicos buscados son los siguientes:

- Encontrar el caudal de máxima eficiencia de la turbina usada en la central hidroeléctrica Cahua.
- Verificar si la central hidroeléctrica Cahua presenta problemas de cavitación durante su operación.
- Validar la simulación realizada con el simulador ANSYS 14.5 haciendo uso de material bibliográfico y referencias.

ANTECEDENTES

Bien se conoce que el estudio de la cavitación no es una novedad, ya que se remonta a los tiempos de Euler, quien planteó un análisis de esta en las que nosotros ahora conocemos como turbomáquinas, pero debemos tener en cuenta que los pioneros del estudio de la cavitación en los tiempos actuales son Barbany y Parsons al estudiar las fallas producidas en un buque Británico en 1893, concluyendo que la cavitación era la responsable de su falla debido a su influencia en los álabes de la propela.

Fue debido a esta situación que Parsons estudio de forma experimental la cavitación construyendo un túnel de agua e introduciendo una propela, simulando así el movimiento de los álabes de la propela dentro del agua, para luego estudiar los efectos generados en esta, este módulo de prueba fue construido en 1895 [*cavitation of hydraulic machinery, 2000*].

En el año 2008 el bachiller Carranza Castro, Florencio Heyner, egresado de la Universidad Nacional del Callao, presentó la tesis "*Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua*", para optar el título de ingeniero eléctrico, esto se debió a que la central hidroeléctrica Cahua presentaba problemas de cavitación y sedimentación, el objetivo de esta tesis fue hallar la forma de aumentar la potencia de la central y disminuir los efectos erosivos causados por la cavitación y los sedimentos finos, como conclusión se llegó a que esto se lograría con algunas modificaciones en la geometría del rodete.

En marzo del año 2010 en la Faculty of Engineering Science and Technology de la Norwegian University of Science and Technology (NTNU) se presentó la tesis doctoral "*Sediment Erosion in Hydro Turbines*" esta tesis se basó con datos tomados en la central hidroeléctrica de Cahua, ubicada 200 km al norte de Lima (Pativilca), desarrollada por el ahora Doctor Hari Prasad Neopane, en la cual se realizó una investigación acerca del análisis numérico, sobre el efecto de la erosión producido por las partículas finas no sedimentadas en las turbomaquinarias. Este análisis se hizo usando como medio de trabajo el simulador ANSYS CFX.

JUSTIFICACIÓN

Los problemas de cavitación aún son parte importante de análisis para la central hidroeléctrica Cahua, a pesar de los estudios realizados, con el fin de optimizar el funcionamiento de la central, hasta la actualidad no hay un registro de estudios, exclusivamente de cavitación, que se hayan realizado en la central hidroeléctrica de Cahua.

El Ingeniero Carranza Castro, Florencio Heyner en el año 2008, buscó mejorar la potencia de la central hidroeléctrica, realizando algunas modificaciones en el rodete de la turbina.

El Doctor Hari Prasad Neopane en el año 2010, buscó reducir los daños generados por la erosión de sedimentos finos, analizando el comportamiento de estos durante su paso por la turbina.

El presente trabajo analiza el comportamiento del fenómeno de cavitación, basándose en los conceptos de la mecánica de fluidos, haciendo uso de la dinámica de fluidos computacional y utilizando la herramienta de simulación ANSYS CFX, tendremos una visión mucho más amplia del fenómeno. La metodología realizada en este estudio podrá ser tomada como una referencia para posteriores trabajos de optimización y diseño en turbinas Francis o implementaciones de estas en centrales hidroeléctricas.

HIPÓTESIS

Los resultados obtenidos con el simulador ANSYS 14.5, al simular la Turbina Francis usando las dimensiones y condiciones de operación, son lo suficientemente confiables para simular la operación de la central.

NOMENCLATURA

- A : Área transversal del conducto.
- ANSYS: Swanson Analysis Systems.
- dB: Decibeles (medición sonora).
- BEP: Punto de máxima eficiencia.
- CFD: Dinámica de fluidos computacional.
- CFX: Módulo de simulación fluidodinámica.
- c_s : Velocidad a la salida del tubo difusor.
- c_z : Velocidad en el nivel inferior de salto.
- CV: Caballos de vapor.
- \bar{c} : Velocidad media del fluido.
- D : Diámetro.
- e : Incremento de la energía.
- f : Frecuencia de la red.
- F : Fuerzas internas del cuerpo debido a la gravedad.
- FEM: Método de elementos finitos.
- FSI: Interacción entre fluido y estructura.
- g : Gravedad.
- H : Altura neta.
- H_{ra} : Pérdidas en el tubo difusor.
- h : Entalpía.
- h_b : Presión atmosférica o altura barométrica.
- h_v ; p_s : Presión de saturación del vapor para el agua.
- h_s ; H_s : Altura de sumergencia o altura de succión.

- M : *Momento mecánico.*
- m : *masa.*
- n : *Revoluciones por minuto o velocidad sincrónica.*
- NI : *Nivel inferior de salto .*
- NS : *Nivel superior de salto .*
- $NTNU$: *Norwegian University of Science and Technology .*
- n_s : *Número específico.*
- $OSINERGMIN$: *Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería.*
- P : *Potencia teórica.*
- P_g : *Cantidad de pares de polos del generador.*
- p_1 : *Presión media de entrada al rodete.*
- p_2 : *Presión media a la salida del rodete.*
- P_a : *Potencia de eje o potencia útil.*
- P_i : *Potencia interna.*
- p_z : *Presión en el nivel inferior de salto.*
- P^r_m : *Potencia requerida para vencer los rozamientos mecánicos.*
- Q : *Caudal.*
- q : *Flujo de calor.*
- q_e : *Caudal que se pierde al exterior.*
- q_i : *Caudal que recircula.*
- RPM : *rpm: Revoluciones por minuto.*
- S : *Salida del tubo difusor.*
- S_f : *Término fuente.*
- T_{ij} : *Tensor de tensiones.*
- t : *Tiempo.*
- U : *v: Velocidad.*

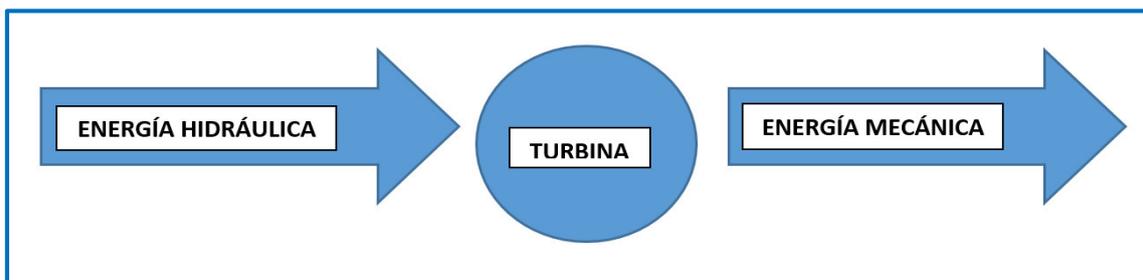
- u, v, w : *Velocidades respecto a los ejes cartesianos XYZ respectivamente.*
- (X, Y, Z) : *Coordenadas cartesianas.*
- VC : *Volumen de control.*
- \vec{V} : *Velocidad en forma vectorial.*
- z_2 : *Altura de la salida del rodete.*
- z_2 : *Altura del nivel inferior de salto.*
- η : *Eficiencia de la turbina.*
- γ : *Peso específico.*
- σ : *Coeficiente de Thoma.*
- α, r, θ : *Dirección del flujo de entrada en los álabes fijos.*
- ∇ : *Operador vectorial.*
- ρ : *Densidad.*
- $\hat{i}, \hat{j}, \hat{k}$: *Notación vectorial.*
- μ : *Viscosidad absoluta.*
- Γ : *Función rotacional.*
- ϕ : *Variable genérica específica.*
- $2D$: *Dos dimensiones.*
- $3D$: *Tres dimensiones.*
- (r, θ) : *Coordenadas polares.*
- $\rho^\infty, \mu^\infty, U^\infty, V^\infty, W^\infty, P^\infty, T^\infty$: *Condiciones fuera del volumen de control.*

CAPÍTULO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

1.1 TURBINAS HIDRÁULICAS

1.1.1 DEFINICIÓN DE TURBINA HIDRÁULICA

Una turbina es una máquina que tiene como fin transformar la energía de los fluidos en energía mecánica, para luego esta ser transformada en el caso de las centrales hidroeléctricas en energía eléctrica mediante un alternador aprovechando el movimiento circular que genera el eje de la turbina, las turbinas entonces cumplen el trabajo de la transformación de energía para su posterior aprovechamiento. Entonces podremos dar una clasificación de las turbinas dependiendo de la naturaleza del fluido aportante a la transformación, las turbinas se pueden dividir en: hidráulicas, a vapor y a gas.



GRÁFICA 1.1 TRANSFORMACIÓN DE LA ENERGÍA EN UNA TURBINA

Recordemos que este no es el único uso que se le puede dar a las turbinas ya que también son aprovechadas en el área aeronáutica y naval como base para el movimiento de sus vehículos, en estos casos la turbina es sinónimo de motor.

Las centrales hidroeléctricas mediante las turbinas transforman la energía hidráulica en energía eléctrica, conformando en este físico de un transductor, luego la energía eléctrica entra al Sistema Interconectado Nacional para su utilización industrial, comercial y doméstica en todo el país.

1.1.2 CAUDAL

El caudal está definido como la cantidad de volumen de fluido que pasa a través de una sección transversal por cada unidad de tiempo.

Por ejemplo, en caso de estar hablando de un canal o una tubería, se debería tomar una sección del canal o de tubería, según sea el caso y se podría medir el caudal verificando la cantidad de fluido que pasa a través de ella por cada segundo, minuto u hora de acuerdo a las unidades requeridas. Esto quiere decir que el caudal dependerá de la sección y de velocidad que tenga el fluido en estudio¹.

$$Q = \bar{c} \times A \quad (1.1)$$

Donde:

Q : Caudal ($\frac{m^3}{s}$).

\bar{c} : Velocidad media del fluido ($\frac{m}{s}$).

A : Área de la sección transversal del conducto (m^2).

1.1.3 ALTURA NETA (H)

Es la energía contenida por cada kg de agua, es por esto que también es denominada “Energía unitaria”. Esta variable es muy importante, ya que es uno de los factores de los que depende la selección de la turbina que se va a emplear.

La selección de las turbinas según su altura se da en los siguientes rangos²:

$5 < H < 35 \text{ m}$ corresponde a una turbina Kaplan

$20 \text{ m} < H < 350 \text{ m}$ corresponde a una turbina Francis

$300 \text{ m} < H < 1800 \text{ m}$ corresponde a una turbina Pelton

Esta clasificación también es conocida como: Turbinas para pequeños saltos, medianos saltos y grandes saltos respectivamente³.

1.1.4 NÚMERO ESPECÍFICO (n_s)

Si tuviéramos una turbina semejante a la del diseño, podríamos definir al número específico como la velocidad a la que giraría dicha turbina operando a una altura neta de 1m, generando 1CV o 1 HP dependiendo de las unidades (Europeas o Americanas). También

¹ Véase bibliografía, referencia [25]

² Véase bibliografía, referencia [22]

³ Estos rangos no varían significativamente según diferentes autores.

debemos tener en cuenta que el número específico es un valor que se utiliza en el diseño de las turbomáquinas y depende de varios factores.

De acuerdo a la ley de semejanza de las turbomáquinas tenemos⁴:

$$\frac{N}{N_1} = \frac{1}{\lambda} \left(\frac{H}{H_1} \right)^{1/2} \quad (1.2)$$

$$\frac{P}{P_1} = \lambda^2 \left(\frac{H}{H_1} \right)^{3/2} \quad (1.3)$$

Escribiendo para las condiciones impuestas se obtiene:

$$\frac{N}{n_s} = \frac{1}{\lambda} H^{1/2} \quad (1.4)$$

$$P = \lambda^2 H^{3/2} \quad (1.5)$$

Eliminando la escala de longitud de (a) y (b) se tiene finalmente:

$$n_s = \frac{n \sqrt{P_a}}{H^{5/4}} \quad (1.6)$$

Donde:

n_s : N_1 : Número específico de revoluciones.

n : Revoluciones por minuto (RPM).

P_a : Potencia desarrollada (CV o HP).

H : Altura neta (m).

H_1 : 1 metro de salto.

P_1 : 1 HP

Cabe resaltar que n es llamada también velocidad sincrónica o velocidad de rotación y que depende de la frecuencia de la red y de cuantos polos se dispongan en el generador, siendo hallada con la siguiente relación:

$$n = \frac{60 f}{P_g} \quad (1.7)$$

⁴ Véase bibliografía, referencia [22]

Donde:

n : *Revoluciones por minuto o velocidad sincrónica (RPM).*

f : *Frecuencia de la red (Hz).*

P_g : *Cantidad de pares de polos del generador.*

La selección de las turbinas según su número específico se da en los siguientes rangos⁵:

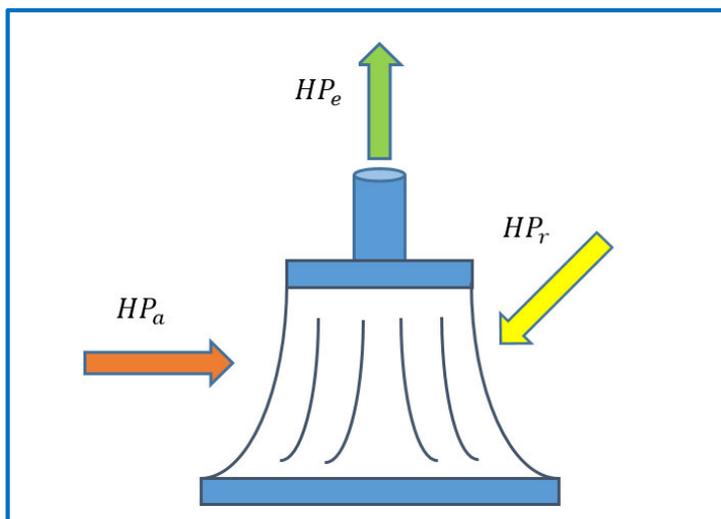
$10 < n_s < 30$ Corresponde a una turbina Pelton.

$50 < n_s < 500$ Corresponde a una turbina Francis.

$350 < n_s < 1000$ Corresponde a una turbina Kaplan.

1.1.5 RENDIMIENTO

La relación de potencias nos define los diferentes rendimientos en una turbina hidráulica⁶.



GRÁFICA 1.2 RELACIÓN DE POTENCIAS EN UNA TURBINA

$HP_a = HP_{agua}$: Potencia teórica, potencia del agua o potencia hidráulica que entra a la turbina.

$HP_r = HP_{rodete}$: Parte de la potencia hidráulica que es aprovechada por el rodete de la turbina.

$HP_e = HP_{eje}$: Potencia útil disponible en el eje de salida de la turbina.

⁵ Estos rangos no varían significativamente según diferentes autores.

⁶ Véase bibliografía, referencia [22]

Eficiencia hidráulica:

$$\eta_h = \frac{HP_r}{HP_a} \quad (1.8)$$

Eficiencia mecánica:

$$\eta_m = \frac{HP_e}{HP_r} \quad (1.9)$$

Eficiencia de la turbina:

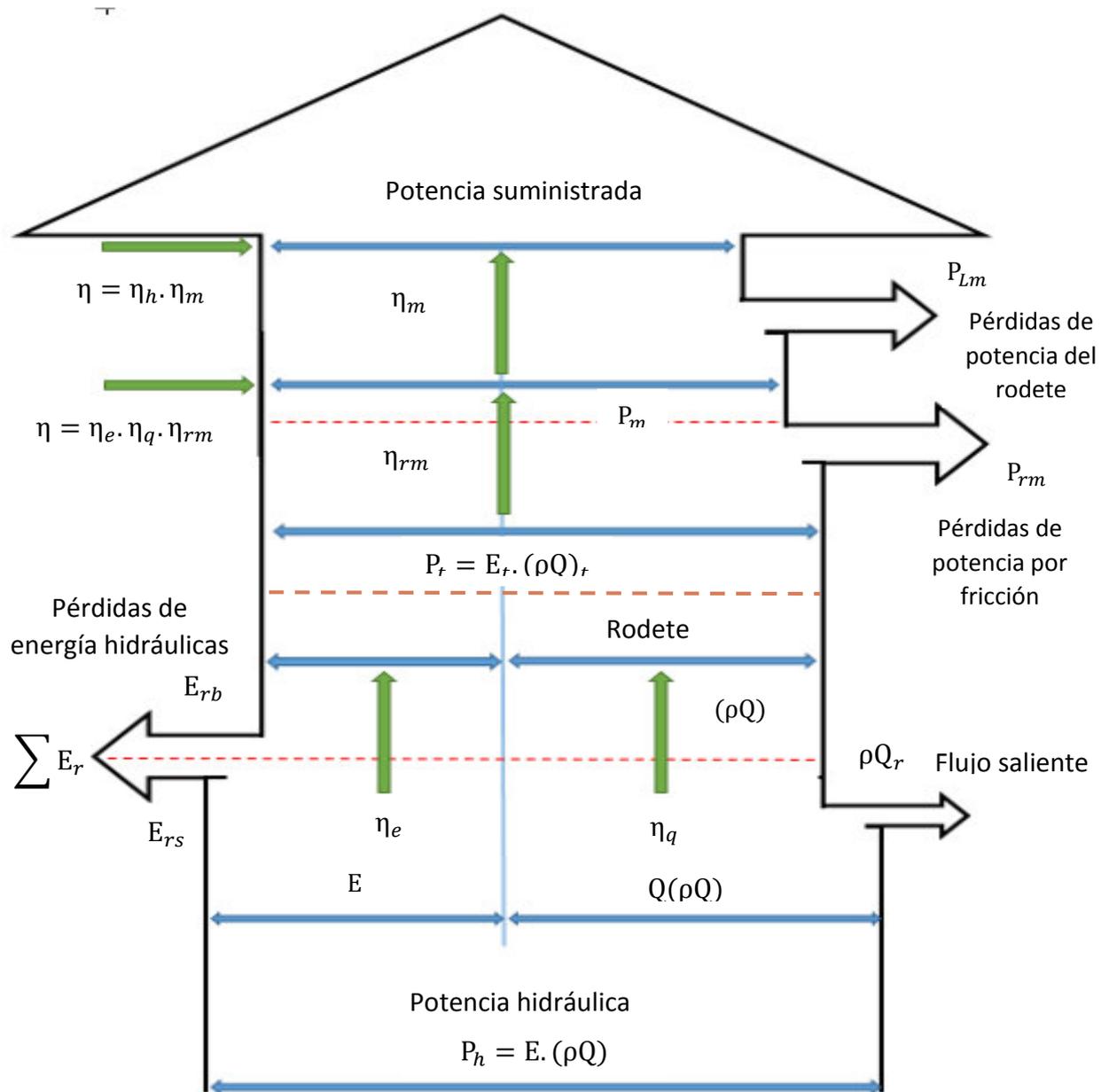
$$\eta_t = \frac{HP_e}{HP_a} \quad (1.10)$$

Siempre se cumple la siguiente relación:

$$\eta_t = \eta_h \times \eta_m \quad (1.11)$$

El rendimiento, también es llamado como eficiencia para las turbinas hidráulicas, se puede definir como la razón entre la potencia real entregada por la turbina o potencia en el eje, y la potencia entregada idealmente por el fluido, es decir sin tener en cuenta alguna pérdida de energía⁷.

⁷ Véase bibliografía, referencia [7]



GRÁFICA 1.3 MAPA DE DISTRIBUCIÓN DE LA ENERGÍA Y LAS EFICIENCIAS EN UNA TURBINA FRANCIS (Fuente: "Turbomachines Hydrauliques", J.L. Kueny)

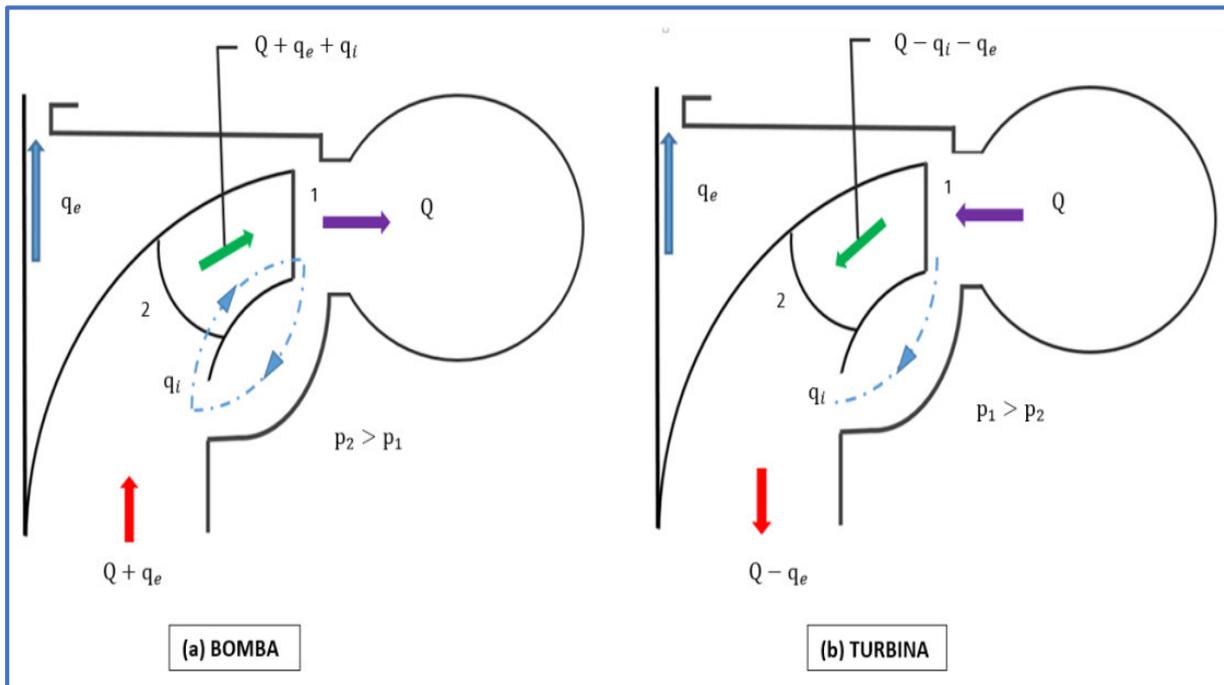
Para entender este concepto definamos entonces los tipos de pérdidas que encontramos en las turbomáquinas⁸:

- **Pérdidas hidráulicas:** Tienen lugar desde la sección de entrada del fluido, justo antes del ingreso a la caja espiral en las turbinas Francis, hasta el Distribuidor Fink, entre el distribuidor y el rodete, en el rodete y finalmente en el tubo de aspiración, estas pérdidas se

⁸ Véase bibliografía, referencia [22]

pueden dar debido a pérdidas de carga por el rozamiento del agua en la turbina, movimientos turbulentos, viscosidad y rugosidad de las paredes.

- **Pérdidas volumétricas:** Son aquellas pérdidas que se producen debido a fugas durante el paso del fluido a través de la turbina, por ejemplo en los laberintos de las prensaestopos o el fluido que no ingresa al rodete quedándose en caja espiral generando recirculaciones, en la gráfica 1.4 podemos apreciar una comparación entre las pérdidas volumétricas de una bomba (a) y las de una turbina (b).



GRÁFICA 1.4 PÉRDIDAS EN BOMBAS Y TURBINAS

Donde:

Q : Caudal que sale (bomba) o caudal que ingresa (turbina).

q_e : Caudal que fuga por los intersticios hacia el exterior.

q_i : Caudal que fuga por los intersticios y recircula.

$p_{1,2}$: Presiones en el punto 1 y 2 respectivamente.

En el caso (a) el caudal que ingresa a la bomba es $Q + q_e$ y a la salida se tiene Q , que representa al caudal útil, sin embargo el caudal que el rodete bombea es $Q + q_e + q_i$, donde

los caudales q_e y q_i representan a los caudales que fugan por los intersticios hacia el exterior y los que recirculan respectivamente.

En el caso (b) el caudal que ingresa a la turbina es Q , siendo a la salida $Q - q_e$, por el rodete pasa un caudal $Q - q_e - q_i$, donde el caudal q_e es un caudal que fuga por los intersticios y q_i a pesar de no pasar por el rodete es recuperado a la salida del rodete; pero debemos tener en cuenta que el caudal q_i representa una pérdida, ya que su energía no es transferida al rodete.

- **Pérdidas mecánicas:** Estas se deben a la interacción o rozamiento entre los elementos mecánicos de la turbina, como prensaestopas y cojinetes con el eje de la máquina.

Entonces de las expresiones de potencias:

P: Potencia teórica.

$$P = \gamma Q H \quad (1.12)$$

P_a : Potencia útil o potencia de eje.

$$P_a = M \omega = \frac{2\pi}{P} n M = 0.10472 n M \quad (1.13)$$

$$P_a = P_i - P^r_m \quad (1.14)$$

La eficiencia se define como:

$$\eta = \frac{P_a}{P} \quad (1.15)$$

Donde:

η : Eficiencia de la turbina.

P_i : Potencia interna, suministrada por la turbina descontando la potencia necesaria para vencer los rozamientos mecánicos (P^r_m).

n : Número de revoluciones (RPM).

M : Momento mecánico (N.m).

P^r_m : Potencia necesaria para vencer los rozamientos mecánicos.

1.1.6 CLASIFICACIÓN DE TURBINAS HIDRÁULICAS

Existen diversas formas de clasificar a las turbinas hidráulicas, los autores lo hacen de acuerdo al enfoque del estudio que se tenga⁹.

Clasificaremos a las turbinas de acuerdo a la forma como se ejerce la fuerza del agua hacia ella:

- **Turbinas de acción:** Son de flujo tangencial y a este grupo pertenecen las turbinas Pelton y Michell Banki.
- **Turbinas de reacción:** Pueden ser de flujo axial (en caso de las turbinas Kaplan y de Hélice) o de flujo diagonal o radio axial (en caso de las turbinas Francis y Dériaz).

Otra de las clasificaciones que citaremos es en función al tipo de fluido que interviene en la transformación de energía:

- **Hidráulicas:** En este caso el fluido puede ser agua o un componente similar.
- **Vapor:** Esta turbina únicamente funciona por acción del vapor de agua.
- **Gas:** La turbina tiene como fluido el aire o los productos generados por la combustión de gases combustibles.

1.1.6.1 TURBINAS DE ACCIÓN

El impacto del fluido a los álabes es a presión atmosférica desde la salida del distribuidor hasta la llegada al álabe, el impacto del chorro a los álabes de la turbina es de la forma más frontal posible, es por este motivo que son aprovechadas para grandes saltos, usando en esta acción toda la energía potencial del fluido para transformarla en energía cinética.

La turbina de acción entonces actúa usando la gran velocidad del fluido, recordando que no hay energía de presión por encontrarse el sistema a presión atmosférica, esta energía cinética es transformada en trabajo de eje.

TURBINAS PELTON

Lo característico de estas turbinas es que la presión se mantiene constante en el rodete, ya que el chorro es libre y por estar el chorro impactando en las cucharas de la

⁹ Véase bibliografía, referencia [22]

turbina, que están colocadas en la base del rodete, esta puede tomar el nombre de turbina tangencial.

La transformación de la energía es de la siguiente forma: la energía que se tiene en el embalse, energía potencial, se convierte en energía cinética durante su trayecto por la tubería forzada, en donde esta energía cinética se mantiene constante debido a que la sección de la tubería se asume constante, al salir el agua a través del inyector en forma de chorros libres obtenemos la máxima energía cinética en el momento en que el agua incide tangencialmente sobre el rodete, haciendo girar a sus álabes dando como resultado la transformación de la energía hidráulica en trabajo mecánico. El agua turbinada (agua que ya pasó por los álabes) queda ya sin energía debido a que, el chorro de agua transmitió su energía cinética al rodete, donde quedó esta transformada instantáneamente en energía mecánica.

De acuerdo al aprovechamiento de la energía podemos verificar que:

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + Z \quad (1.16)$$

$$\frac{v^2}{2g} \langle \rangle \text{ Se aprovecha la energía cinética.}$$



FIGURA 1.1 TURBINA
PELTON

TURBINA MICHEL BANKI

A esta turbina también le llaman turbina de flujo cruzado o de doble impulsión. El flujo pasa a través del rodete de forma transversal y solo parcialmente; como en una rueda de agua (la primera turbina), el agua ingresa principalmente por la parte superior pero luego pasa por la parte inferior de la turbina ejerciendo una doble acción. Esto implica que el agua

pase dos veces por los álabes dando un trabajo adicional, mejorando de esta manera su eficiencia.

Este tipo de turbina tiene un solo álabe, que hace la función de inyector al orientar el flujo y regular el caudal que entra en la turbina, y un rodete cilíndrico. Además los saltos aprovechables oscilan de 1 a 200 metros y los caudales aprovechados dependen de la potencia que se requiera, debiendo ser esta menor a 1MW y su rendimiento máximo es de 85%.

De acuerdo al aprovechamiento de la energía podemos verificar que:

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + Z \quad (1.17)$$

$$\frac{v^2}{2g} \langle \rangle \text{ Se aprovecha la energía cinética.}$$

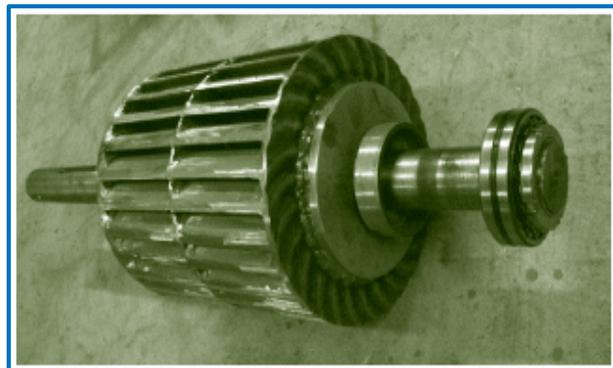


FIGURA 1.2 TURBINA
MICHELL BANKI

1.1.6.2 TURBINAS DE REACCIÓN

Son denominadas turbinas de reacción a aquellas turbinas en las que el ingreso del fluido es a través de toda su periferia, es decir el fluido ingresa a la turbina a través de los álabes cubriéndolos completamente, el impacto del fluido a los álabes no es de forma frontal, por el contrario el impacto se trata de generar de tal forma que el fluido se deslice a través de los álabes.

La turbina de reacción actúa aprovechando la velocidad relativamente baja del fluido, pero con alta presión. La presión va disminuyendo durante su paso a través de los álabes hasta llegar a una presión muy baja, en ocasiones próximas a cero o incluso negativas. A este grupo pertenecen las turbinas Francis, las turbinas Kaplan y las turbinas de Hélice.

De acuerdo al aprovechamiento de la energía podemos verificar que:

$$H = \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + Z \quad (1.18)$$

$\frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \langle \rangle$ Se aprovecha la energía cinética y de presión.

$\frac{p}{\gamma} + Z \langle \rangle$ Se aprovecha la energía de presión y potencial.

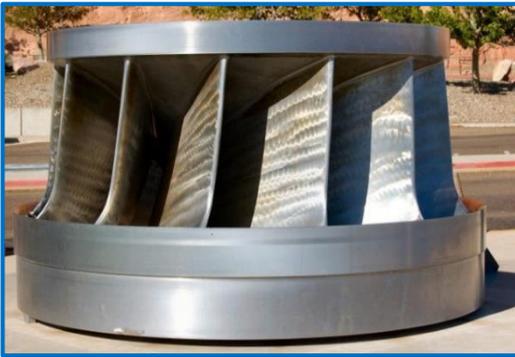


FIGURA 1.3 TURBINA FRANCIS
(vista frontal)

FIGURA 1.4 TURBINA FRANCIS
(vista superior)

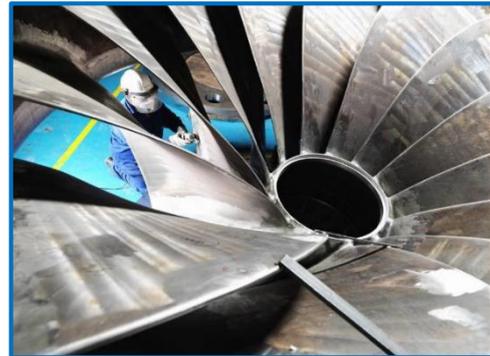
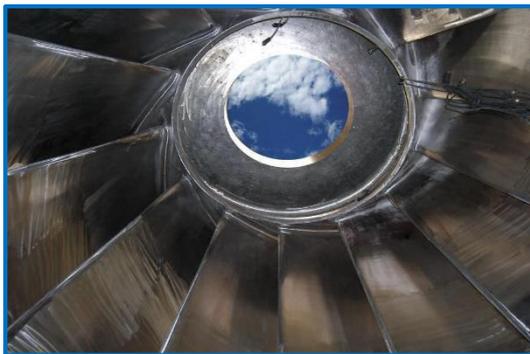


FIGURA 1.5 TURBINA FRANCIS
(vista inferior)



TURBINAS KAPLAN

En estas turbinas las palas del rodete tienen forma de hélice y se emplea en saltos de pequeña altura pero grandes caudales, esta turbina es la más eficiente de todas ya que con ella se da grandes rendimientos (hasta 95% aproximadamente), las palas o álabes son orientables lo que implica un mejor posicionamiento de estas para un mejor ingreso de flujo,

este movimiento es manejado mediante un servomecanismo que hace innecesario la instalación de álabes guía o distribuidores.

De acuerdo al aprovechamiento de la energía podemos verificar que:

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + Z \quad (1.19)$$

$Z \llcorner \gg$ Se aprovecha la energía potencial.



FIGURA 1.6 TURBINA KAPLAN

TURBINAS DE HÉLICE

Las turbinas de Hélice tienen el mismo método o principio de trabajo que las turbinas Kaplan, pero la diferencia con estas es la falta de movimiento de los álabes, sin embargo todo el funcionamiento es el mismo, estas turbinas llegarán a alcanzar los mismos rendimientos que la turbinas Kaplan siempre y cuando la orientación de ingreso de flujo sea la adecuada.

De acuerdo al aprovechamiento de la energía podemos verificar que:

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + Z \quad (1.20)$$

$Z \llcorner \gg$ Se aprovecha la energía potencial.



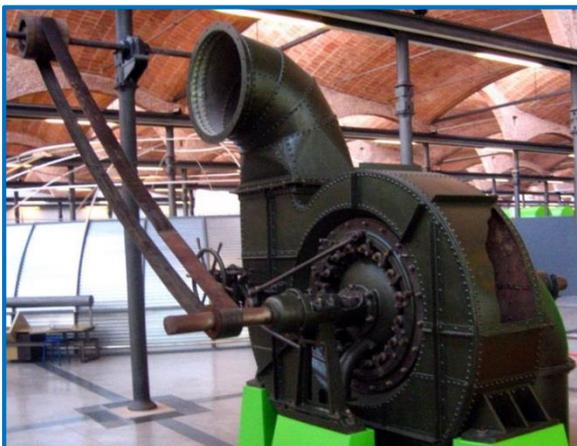
FIGURA 1.7 TURBINA DE HÉLICE

1.2 TURBINA FRANCIS

En la actualidad la turbina hidráulica más usada en el mundo es la turbina Francis, está en el transcurrir del tiempo ha ido evolucionando, perfeccionando su geometría hasta alcanzar altos valores de eficiencia y aprovechando al máximo el caudal usado.

La turbina Francis se caracteriza por ser de presión variable en las zonas del rodete ya que éste se encuentra sometido a la influencia directa del agua en toda su periferia, por ser una turbina de reacción, las cuales tienen esta peculiaridad. Otra característica es que tiene un buen rendimiento, esto sucede cuando se tiene un caudal cercano del 60 % al 100 % del caudal máximo.

Las turbinas Francis pueden ser instaladas con el eje en posición vertical siendo esta disposición la más generalizada ya que en cuestión de diseño es económica por el espacio que se usa para su instalación, especialmente en el caso de unidades de gran potencia. También puede ser instalada con el eje en posición horizontal, todas estas disposiciones dependen de las características de diseño que se requieran.

FIGURA 1.8 PRIMERA TURBINA
FRANCIS

1.2.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBINAS FRANCIS

Veamos como es la transformación de la energía (altura) durante todo el trayecto que hace el fluido, desde el embalse hasta la salida de la turbina¹⁰:

- **Embalse:**

En el embalse el fluido cuenta solo con una altura geodésica, ya que al estar este sometido a la presión atmosférica su altura de presión es despreciable, al igual que la altura de velocidad, debido a la suposición de que el fluido al nivel de la superficie de agua mantiene una velocidad cercana a cero.

- **Tubería forzada:**

Al pasar este por la tubería forzada la altura de presión aumenta a costa de la altura geodésica (potencial) que disminuye. Durante el paso del fluido por la tubería la altura de velocidad permanece constante, considerando que esta no cambia de sección hasta su llegada a la entrada de la caja espiral.

- **Distribuidor:**

A partir del inicio del caracol la altura de presión inicia su descenso a costa de un aumento de altura de velocidad.

- **Rodete:**

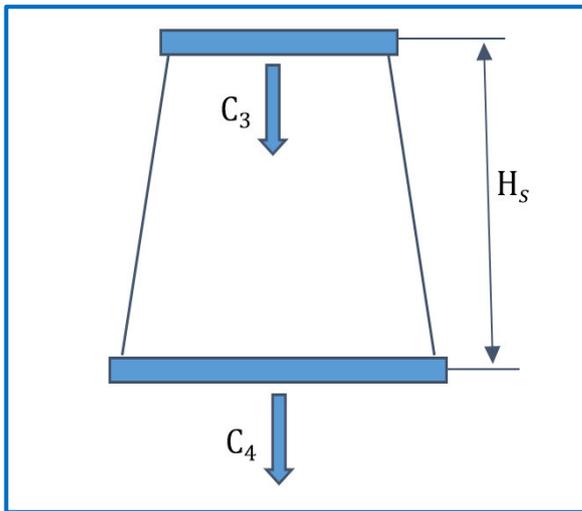
La altura de presión del fluido continúa disminuyendo, en esta disminución los valores de la presión descienden hasta ser menores a los de la presión atmosférica. La altura de velocidad también disminuye en esta zona, ya que el rodete transforma la energía de presión y cinética en energía útil en el eje.

“La velocidad relativa w del fluido no es constante a lo largo de los álabes” A medida que el flujo viaja por el interior del rodete reduce su momento angular e imparte un momento de torsión al rodete, produciendo el giro del eje.

¹⁰ Véase bibliografía, referencia [16]

- **Tubo de aspiración:**

La altura de presión sufre un aumento desde un valor negativo hasta cero (presión atmosférica o barométrica), es entonces el tubo de aspiración quien se encarga de que el salto de presión en el rodete sea mayor. En el caso de las turbinas de reacción hay un aprovechamiento de la energía cinética debido a la geometría que tiene el tubo difusor.



GRÁFICA 1.5 APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA CINÉTICA EN EL TUBO DIFUSOR

No se aprovecha la energía si: $C_3 = C_4$ entonces se obtendría $\frac{C_3^2 - C_4^2}{2g} = 0$

Se aprovecha la energía si: $C_3 > C_4$ entonces se obtendría $\frac{C_3^2 - C_4^2}{2g} > 0$

Donde:

$C_3 =$ Velocidad a la salida del rodete.

$C_4 =$ Velocidad a la salida del tubo de aspiración.

Debido a H_s se produce un vacío que provoca la mayor entrada de caudal aumentando la potencia.

$$P = \gamma Q H \quad (1.21)$$

$$P' = \gamma (Q + \Delta Q) H \quad (1.22)$$

Obtenemos que:

$$P' > P \quad (1.23)$$

1.2.2 CLASIFICACIÓN DE TURBINAS FRANCIS SEGÚN SU NÚMERO ESPECÍFICO

La clasificación de las turbinas Francis según su número específico de revoluciones (n_s) nos definirá la forma del rodete de la turbina, además el valor del número específico de revoluciones va a depender de los valores de: Potencia útil (P_a), altura neta (H) y del número de revoluciones (n), mediante la ecuación 1.24:

$$n_s = \frac{n \sqrt{P_a}}{H^{5/4}} \quad (1.24)$$

Donde:

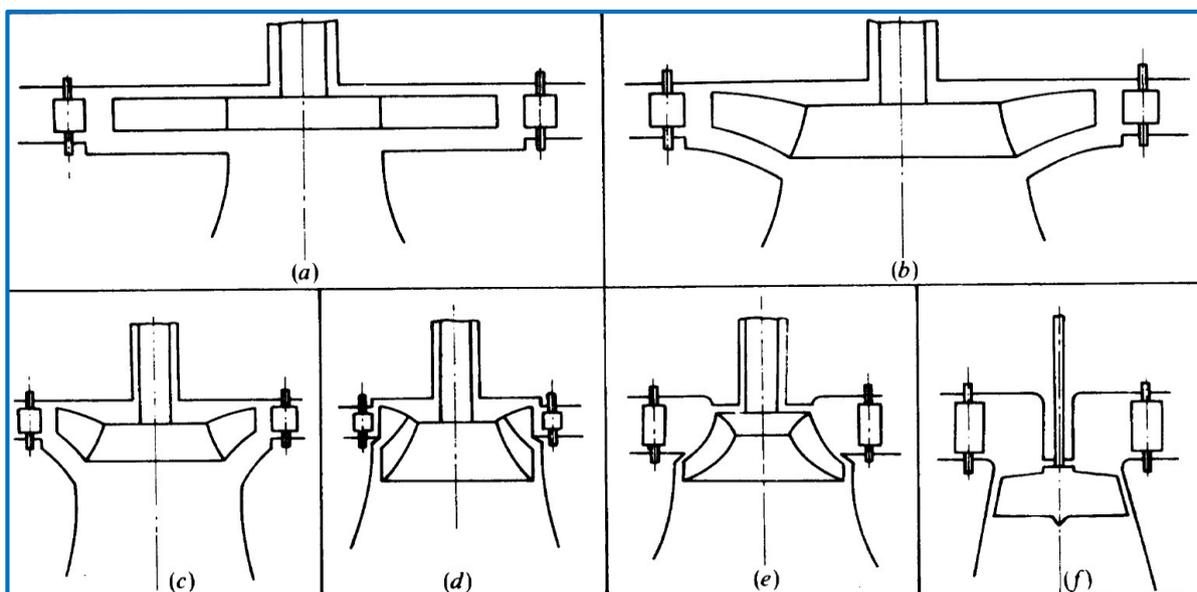
n_s : Número específico.

n : Revoluciones por minuto (RPM).

P_a : Potencia de eje o potencia útil (CV).

H : Altura neta (m).

La gráfica 1.6 muestra la evolución del rodete ante el cambio del número específico de revoluciones, teniendo en cuenta que este tipo de turbinas se adaptan a caudales relativamente mayores y a saltos relativamente menores¹¹.



GRÁFICA 1.6 EVOLUCIÓN DEL RODETE DE TURBINAS DE REACCIÓN DE ACUERDO AL NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES

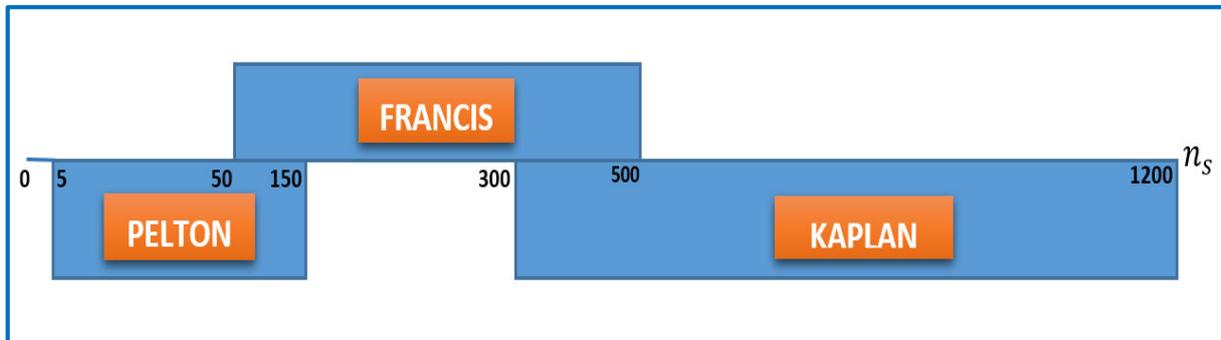
¹¹ Véase bibliografía, referencia [22]

Donde:

- (a) Representa a un rodete radial centrípeto.
- (b) Representa a una Francis lenta ($n_s = 45$).
- (c) Representa a una Francis lenta ($n_s = 110$).
- (d) Representa a una Francis normal ($n_s = 200$).
- (e) Representa a una Francis exprés ($n_s = 400$).
- (f) Representa a una Hélice o Kaplan ($n_s = 800$).

El rodete (a) es de flujo radial. El flujo es radioaxial y cada vez más axial que radial, en (b), (c), (d), y (e). En el rodete (f) el flujo es puramente axial. Así la evolución de la forma es continua; pero cuando la máquina es totalmente axial, el rodete ha adquirido ya la forma de Hélice.

Gráficamente también podríamos clasificar las turbinas según su n_s en los siguientes rangos:



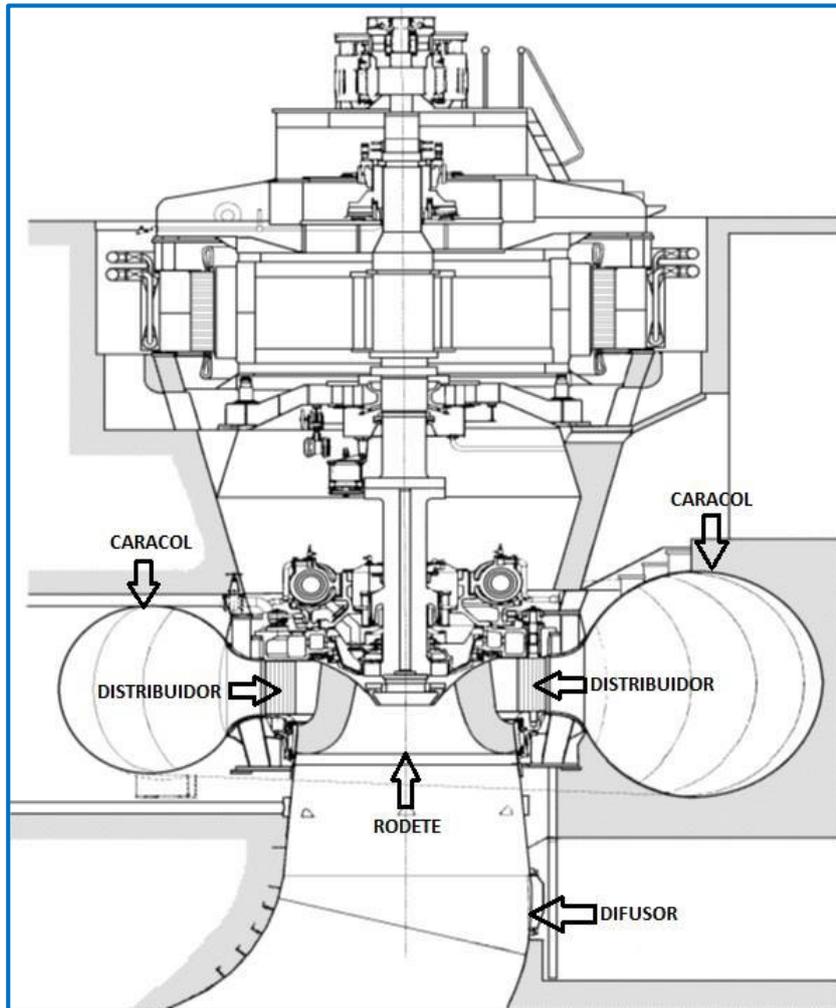
GRÁFICA 1.7 CLASIFICACIÓN DE TURBINAS DE ACUERDO A SU NÚMERO ESPECÍFICO

1.2.3 PARTES DE UNA TURBINA FRANCIS

La turbina Francis propiamente dicha está compuesta por una serie de componentes, los cuales mencionaremos por separado. Por lo general se cae en el error de pensar que la turbina es únicamente el rodete y los álabes; pero al hablar de una turbina nos estamos refiriendo al rodete y a todos los componentes que aportan a la transformación de la energía.

Los componentes de una turbina Francis son: caracol, distribuidor, rodete y difusor, los mismos que se pueden apreciar en la gráfica 1.8.

A continuación detallaremos cada uno de estos componentes y la función que cumplen en la turbina.



GRÁFICA 1.8 PARTES DE UNA TURBINA FRANCIS

1.2.3.1 CARACOL

Algunos autores también lo conocen como Cámara Espiral, cuya principal función es suministrar la cantidad necesaria de fluido alrededor de la periferia del rodete, con el fin de mantener valores constantes de velocidades de fluido en el momento de que este ingrese al distribuidor.

El aumento en los valores del número específico de revoluciones (n_s) producirá un cambio de diámetros característicos de la turbina, es decir a mayores RPM la turbina pasaría de ser lenta a normal o rápida, dependiendo del valor de n_s deseado, en consecuencia el diámetro superior de la turbina disminuiría y esto produciría un aumento proporcional de las dimensiones de la sección del caracol.

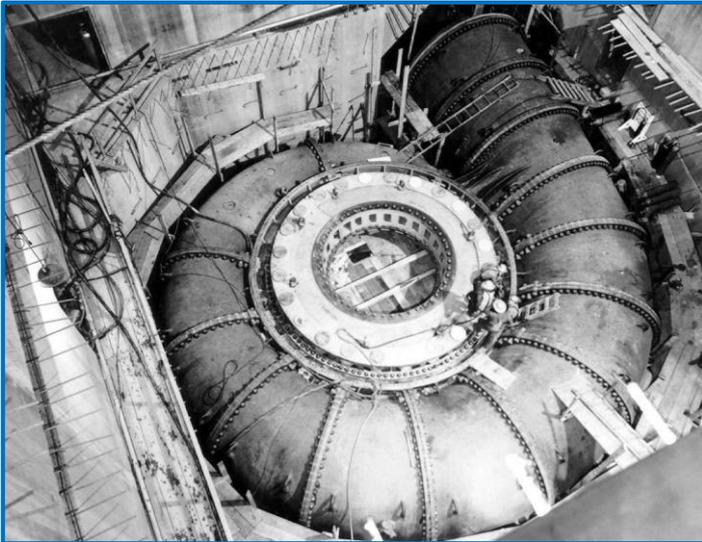


FIGURA 1.9 CARACOL DE UNA TURBINA FRANCIS

1.2.3.2 DISTRIBUIDOR

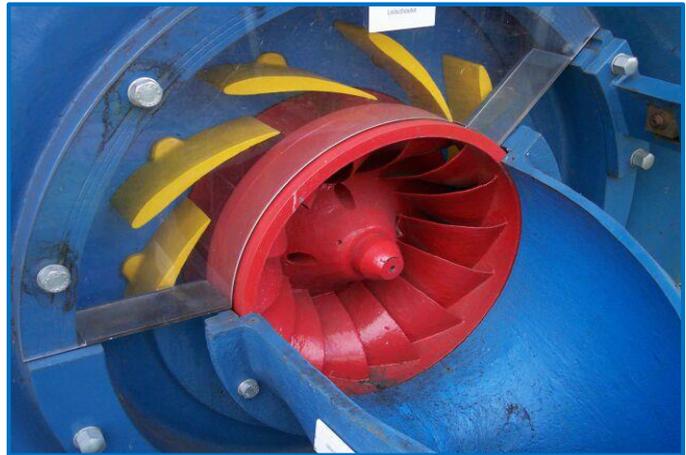
También llamado Distribuidor Fink, es un conjunto de álabes, denominados álabes guías o álabes directores, que se encuentran alrededor de todo el perímetro del rodete y la caja espiral, estos tienen la propiedad de ser orientados con el fin de conseguir el ángulo de ataque requerido para un mayor aprovechamiento de la energía hidráulica y de esta manera obtener el mayor rendimiento posible de la turbomáquina.

Este distribuidor está manejado por un servomecanismo (sistema computarizado que responde a unos parámetros establecidos por el operador), su operación dependerá del caudal de ingreso al caracol, cuando se detecta un aumento de caudal el servomecanismo automáticamente regula el ingreso disminuyendo el área de ingreso a los álabes del rotor (figura 1.10) y en caso de detectar una disminución del caudal aumenta la apertura para regular el ingreso de caudal (figura 1.11), así mantiene un caudal siempre constante en la turbina aportando la potencia requerida por la central.



FIGURA 1.10 ÁLABES DIRECTORES CONFIGURADOS PARA MÍNIMO CAUDAL

FIGURA 1.11 ÁLABES DIRECTORES
CONFIGURADOS PARA ALTO
CAUDAL



1.2.3.3 RODETE

El rodete tiene por función directa la transformación de la energía (la energía hidráulica se transforma en energía mecánica), dicha transformación se da en los álabes del rodete, ya que este va unido al alternador mediante un eje común. El fluido ingresado al caracol y redireccionado por los álabes guías del distribuidor, el mismo que se encargará de darle el ángulo de ingreso adecuado al fluido, pasa a los álabes del rodete haciendo que estos giren en consecuencia girará todo el rodete ya que los álabes están fijos a este.

La forma del rodete varía en función del número específico de revoluciones. Recordemos que en las turbinas Francis este parámetro oscila entre $50 \leq n_s \leq 500$, aunque existen turbinas que trabajan con un n_s de hasta 600; pero recordemos que en estas condiciones la turbina no necesariamente estaría aportando su mayor eficiencia.



FIGURA 1.12 RODETE DE
TURBINA FRANCIS

1.2.3.4 DIFUSOR

También es llamado tubo difusor o tubo de aspiración y crea una aspiración o depresión a la salida del rodete aprovechándola para ayudar a la descarga de fluido, esto solo sucede para ciertas características geométricas de diseño del difusor. Por lo general el difusor está por debajo del rodete, sin embargo esto dependerá de su posición de eje (del valor del signo de la altura de aspiración $\pm h_s$).

El difusor tiene que estar un porcentaje inmerso en el canal de salida, esta distancia se calcula con los datos de diseño, es decir la descarga es a contrapresión.

Todo el dimensionamiento del tubo difusor dependerá de las características de la turbina, el n_s y la altura de trabajo (salto neto) de esta.

1.3 CAVITACIÓN

La cavitación en las turbinas hidráulicas conjuntamente con la erosión por fricción de las partículas sólidas es en la actualidad un gran problema para el funcionamiento de estas.

La cavitación se produce debido a la formación de burbujas de vapor en un líquido y su posterior implosión. Esto sucede cuando tenemos un cambio brusco de la presión estática local del fluido, de tal manera que esta baja de presión queda por debajo de la tensión de vapor del líquido (presión de vaporización) a temperatura ambiente. Este cambio de presión crea un vacío el cual da paso a la formación de burbujas.

Entre las características más representativas del fenómeno de cavitación se encuentra la dimensión de las burbujas que es de aproximadamente 6.35mm (0.25 pulgadas) como máximo de diámetro, con una duración de 3 milisegundos y una velocidad de colapso de 839.42 km/h (765 pies/s), presentando presiones de hasta 3518.29 Kg-f/cm² (50000 libras/in²). Si se tiene lugar este fenómeno cerca de una superficie y ocurre de forma consecutiva, el choque de presión (implosión) erosionará finalmente el material de la superficie¹².

¹² Véase bibliografía, referencia [8]

El fenómeno de cavitación ocurre típicamente en las bombas centrífugas dañando, los álabes del impulsor y en las turbinas Francis dañando principalmente el rodete de la misma, las marcas de desgaste producidas por la cavitación aparecen imperceptiblemente hasta que los daños son mayores y tienen forma de picaduras ocasionadas por golpes de objetos punzocortantes. Las profundidades de las erosiones varían en dimensión, dependiendo del tiempo de exposición a este fenómeno y las turbinas más propensas a estas erosiones son las turbinas Kaplan, seguidas de las Francis. Durante la fase de formación cavitación (cavitación incipiente) mientras que el fluido se encuentra en zonas de baja presión se crean en el seno del líquido una infinidad de burbujas de vapor (cavidades gaseosas) que se agrandan mientras dura esta etapa. Esta formación de burbujas microscópicas de vapor es el inicio de la cavitación. En zonas donde la presión es mayor las burbujas recién expandidas son comprimidas, aumentando enormemente la temperatura del gas que estas contienen, hasta que las burbujas colapsan en sí mismas implotando, como consecuencia se obtiene la liberación de una enorme cantidad de energía.

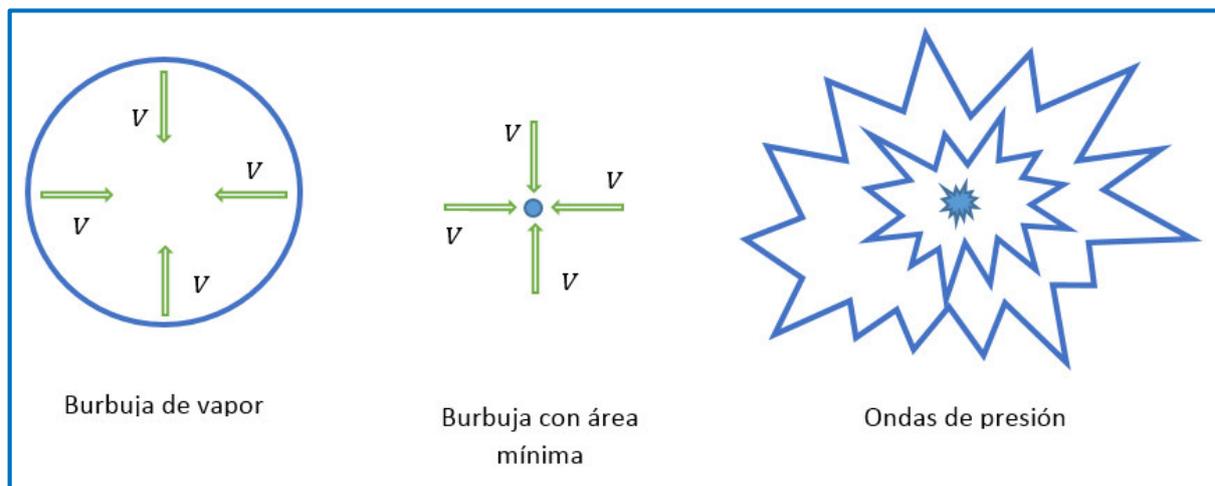


FIGURA 1.13 REDUCCIÓN DEL ÁREA DE LA BURBUJA DE VAPOR

Si nos centramos en la figura 1.13 podemos deducir que al desaparecer la energía cinética se transforma en energía de presión, es decir aparece un golpe de ariete puntual.

Mientras hay existencia de la burbuja tenemos energía cinética ($\frac{V^2}{2g}$), pero al desaparecer el área también lo hace la velocidad ($V = 0 \text{ m/s}$), en este caso toda la energía se convirtió en energía de presión. Además la presión generada en las ondas tiene altísimos valores ya que:

$$P = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}} \text{ entonces tendríamos: } P = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área} \rightarrow 0} = \infty$$

Para un buen entendimiento vamos a citar dos conclusiones del Ingeniero Ariel R. Marchegiani, en su estudio sobre cavitación¹³:

CONTENIDO DE AIRE

Los altos contenidos de gas parecen favorecer el comienzo de la cavitación, debido a que originan una mayor cantidad de burbujas. Por otra parte un contenido elevado de aire (presión parcial de aire) disminuye la velocidad de implosión. Con un contenido bajo de gas se demora el comienzo de la cavitación, ya que la resistencia a la tracción del agua en este caso comienza a jugar un papel considerable. Para un contenido de un 10% del valor de saturación la cavitación comienza al alcanzar la presión de vapor. Con elevados contenidos de aire la presión para el comienzo de la cavitación es superior a la presión de vapor, ya que en este caso el crecimiento de las burbujas está favorecido por la difusión de gas en el líquido.

IMPLOSIÓN DE LA BURBUJA

La bolsa, ya aumentada de tamaño, es arrastrada a una región de mayor presión y finalmente estalla, mejor dicho, IMPLOTA. Esta acción periódica está generalmente asociada a un fuerte ruido.

El aumento de tamaño de las burbujas o bolsas reduce los pasajes aumentando así la velocidad de escurrimiento y disminuyendo por lo tanto más aun la presión. Tan pronto como la presión en la corriente supera la tensión de vapor después de pasar la sección más estrecha, se produce la condensación y el colapso de la burbuja de vapor. La condensación tiene lugar instantáneamente. El agua que rodea a las burbujas que estallan golpea entonces las paredes u otras partes del fluido, sin amortiguación alguna.

Muchos efectos trae aparejado el colapso de la burbuja, relacionados con los diferentes parámetros tales como la influencia del gradiente de presión, la deformación inicial en la forma de la burbuja, velocidad del fluido en la vecindad de los límites sólidos, etc.

Podemos clasificar los efectos de la cavitación como: Mecánicos, químicos e hidráulicos.

¹³ Véase bibliografía, referencia [5]

- **EFFECTO MECÁNICO:**

Consiste en el desprendimiento del metal ocasionando con esto un desgaste que acorta la vida de la turbina, esto ocurre debido a las grandes presiones locales originadas en el punto de desaparición de la burbuja (fenómeno denominado implosión).

- **EFFECTO QUÍMICO:**

Las altísimas presiones originadas con la implosión de las burbujas originan localmente la liberación de iones de oxígeno, lo mismos que atacan a las superficies metálicas expuestas como resultado del efecto mecánico, ocasionando un deterioro aún más rápido.

- **EFFECTO HIDRÁULICO:**

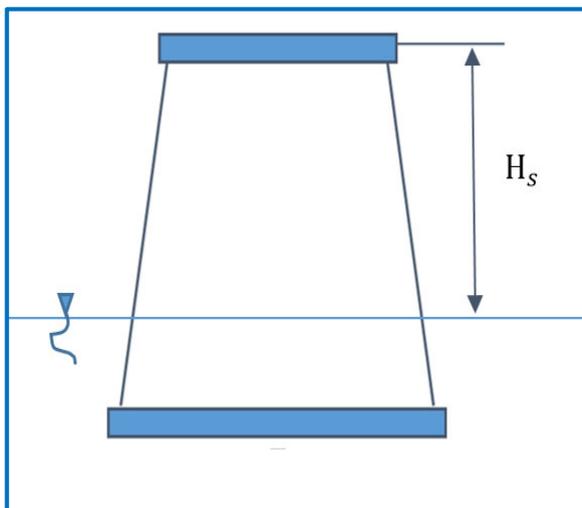
La presencia de las burbujas son arrastradas hasta los álabes y por lo general se ubican sobre o en parte de él, dependiendo del tipo de cavitación que se tenga (los mismos que serán citados en el siguiente ítem), estas burbujas al permanecer adheridas a su superficie impide que el agua moje esta zona y en consecuencia la energía no se transfiere, generando esto una baja en el rendimiento de la turbina.

1.3.1 TIPOS DE CAVITACIÓN:

Hay una amplia variedad de autores que clasifican este fenómeno de diversas formas, empezaremos definiendo en coeficiente de Thoma.

COEFICIENTE DE THOMA

Este coeficiente es un indicador que puede ayudarnos a verificar la presencia de cavitación en las turbinas, sin embargo cabe resaltar que su obtención se basa en fórmulas experimentales.



GRÁFICA 1.9 ALTURA DE ASPIRACIÓN EN UNA TURBINA HIDRÁULICA

El coeficiente de Thoma se halla dentro de la expresión de la altura de aspiración con la siguiente fórmula:

$$h_s = h_b - \sigma H \quad (1.25)$$

Si despejamos el coeficiente de Thoma e incluimos la presión de vaporización del líquido (para el caso es agua) tenemos:

$$\sigma = \frac{h_b - h_v - h_s}{H} \quad (1.26)$$

Donde:

σ : Coeficiente de Thoma (adimensional).

h_b : Presión atmosférica o altura barométrica local (m).

h_v : Presión de vapor para el agua (Depende de la temperatura a la que se encuentre).

h_s : Sumergencia o altura de succión (m).

H : Altura neta de diseño (m).

Existe una relación entre el coeficiente de Thoma y la velocidad específica:

Según Schapov (para valores de n_s entre 70 y 800):

$$\sigma = \frac{(0.01n_s - 0.54)^2}{45} + 0.035 \quad (1.27)$$

Según la U.S.B.R:

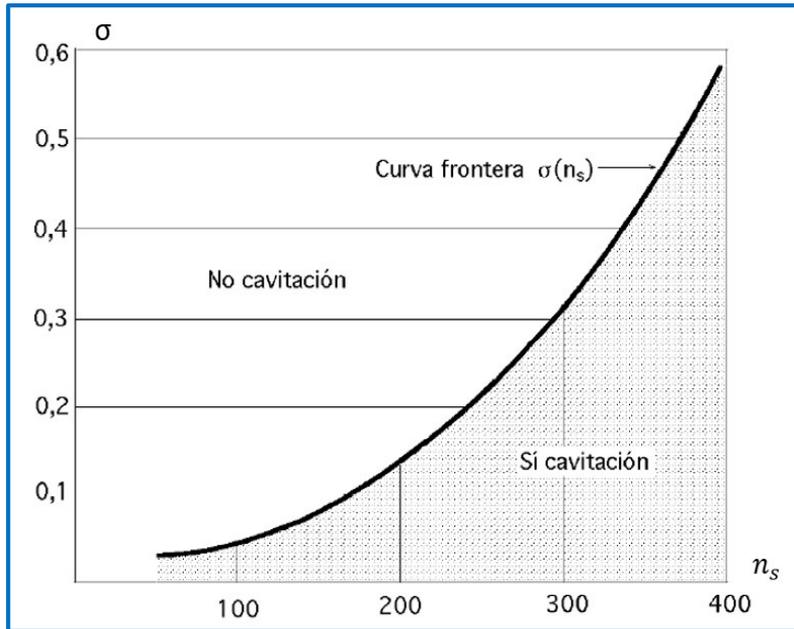
$$\sigma = \frac{n_s^{1.64}}{50327} \quad (1.28)$$

También podemos usar tablas de valores experimentales para hallar el coeficiente de Thoma¹⁴:

TIPO DE TURBINA	FRANCIS LENTA		FRANCIS NORMAL		FRANCIS RÁPIDA		FRANCIS EXPRÉS		HÉLICE Y KAPLAN			
	n_s	50	100	150	200	250	300	350	400	500	600	700
σ	0.04	0.05	0.08	0.13	0.22	0.31	0.45	0.6	0.7	0.9	1.5	2.1

TABLA 1.1 COEFICIENTE DE CAVITACIÓN PARA DIFERENTES VELOCIDADES ESPECÍFICAS

¹⁴ Véase bibliografía, referencia [13]



GRÁFICA 1.10 CURVA DE FRONTERA DE CAVITACIÓN

La gráfica 1.10 muestra una curva de frontera para la cavitación, donde se tiene como abscisas al número específico de revoluciones y en las ordenadas el coeficiente de cavitación, la misma que también contiene valores experimentales¹⁵.

La cavitación, se puede clasificar como el segundo parámetro más importante, para evaluar el nivel de riesgo asociado al aumento del rango de operación de la turbina, después del riesgo de daño por resonancias sobre la estructura inducidas por el ruido (Nicolet, Arpe y Avellan, 2004).

Según Knapp, Daily y Hammit (1970), existen tres maneras de clasificar el régimen de cavitación: cavitación fija, cavitación conducida (travelling) y cavitación por vórtices (vortex cavitation). Cada uno de estos tipos la cavitación ocurre por la aceleración del flujo, acompañado de una caída de presión que alcanza valores por debajo de la presión de vapor. En el momento en que se alcanzan estos valores, comienza el proceso de formación de burbujas, las cuales, al viajar aguas abajo (downstream), encuentran zonas de alta presión (presiones por encima de la presión de vapor) que generan implosiones sobre las superficies sólidas o paredes que se encuentran en el fluido. A este proceso se le conoce con el nombre de cavitación y al igual que la erosión, corresponde a un fenómeno multifásico (presencia de

¹⁵ Véase bibliografía, referencia [13]

dos fases en un mismo dominio de análisis). Este fenómeno aparece en condiciones de operación de carga parcial y sobrecarga (Avellan, 2000)¹⁶.

La cavitación se puede presentar de dos formas, como incipiente o constante:

- **Cavitación incipiente**

Se define como la condición del flujo en el cual la cavitación comienza a ser detectable. Usualmente se identifica con sonidos suaves e intermitentes que pueden ser detectados por el oído humano o mediante la asistencia de hidrófonos o acelerómetros.

- **Cavitación constante o crítica**

Se define como la situación del flujo en la que aparece cavitación continua en un grado moderado. Puede identificarse por medios de detección sonora (se caracteriza por ruidos de intensidad inferior a 80 dB).

De las clasificaciones existentes para la cavitación citaremos la más importante para este estudio, basado en el libro *“simulación numérica de turbinas Francis”* de *“Francois Avellan”*¹⁷, que son: cavitación fija, cavitación conducida (travelling) y cavitación por vórtices (vortex cavitation):

a) CAVITACIÓN FIJA

Acostumbra aparecer en gran porcentaje del extradós de los álabes, en la zona de salida del rodete y se ve influenciado por el punto de funcionamiento de la turbina. Puede producir erosiones profundas en el extradós por un corto período de exposición, es la forma más dañina de cavitación en máquinas hidráulicas. Acostumbra a producirse cuando la turbina trabaja con saltos mayores que los de diseño.

Existen casos en que las burbujas de vapor que se presentan en el intrados y son despreciables ya que se encuentran en menor medida a comparación con la ubicada en el extradós, estas burbujas se presentan cuando el ángulo de ingreso del fluido no es el óptimo.

¹⁶ Véase bibliografía, referencia [6]

¹⁷ Véase bibliografía, referencia [7]

b) CAVITACIÓN CONDUcida (travelling)

Luego de iniciada la cavitación, las burbujas de vapor viajan a lo largo de la superficie de los álabes cubriendo gran parte de ellos, esto normalmente sucede cuando la cavitación está en su forma constante o crítica.

Este alojamiento de burbujas impide que se realice de forma normal la transferencia de energía entre el fluido y el rodete.

c) CAVITACIÓN POR VÓRTICES (vortex cavitation).

A la salida del rodete aparece un vórtice cavitante en el tubo de aspiración cuando se trabaja a cargas parciales o con sobrecargas. Esta antorcha provoca oscilaciones de presión que pueden traducirse en fluctuaciones no deseadas de par en el eje de la turbina, acompañado de un notable nivel de vibraciones.

1.3.2 INFLUENCIA DE LA CAVITACIÓN EN TURBINAS FRANCIS

CONSECUENCIAS DAÑINAS EN LAS TURBINAS FRANCIS

Las consecuencias que convierten en dañina la presencia de la cavitación son:

- ✓ La formación de inestabilidades de carga parcial, consecuencia de trabajar con caudales inferiores al de diseño.
- ✓ La formación de antorchas por sobrecarga (caudales de funcionamiento superiores al de diseño).
- ✓ Aparición de ruido y vibraciones.
- ✓ Disminución de prestaciones de las turbinas Francis (caída del rendimiento), reduciendo la fiabilidad de nuestras instalaciones.
- ✓ Desarrollo de procesos erosivos.

- ✓ Incremento en los gastos de mantenimiento (no hablamos únicamente del coste asociado a la sustitución de las piezas afectadas, sino al costo del número de horas sin producción).

BENEFICIO DE LA FORMA DEL TUBO DIFUSOR EN LA TURBINA FRANCIS

La consecuencia beneficiosa de la geometría del tubo difusor guarda relación con la presencia de la cavitación:

- ✓ A la salida del rodete el flujo de agua a través del tubo difusor crea un “colchón” de agua, que en realidad se trata de una masa de agua que al caer por efecto de la gravedad deja un vacío aguas arriba el mismo que genera una aspiración aumentando el caudal ($Q + \Delta Q$), de modo que aumenta la potencia generada, pero a la vez la aceleración del flujo trae consigo un aumento de velocidad, por lo tanto existirá una mayor caída de presión mayor.

Sin tubo difusor tendríamos:

$$P = \gamma Q H \quad (1.29)$$

Con tubo difusor tendríamos:

$$P = \gamma (Q + \Delta Q)H \quad (1.30)$$

Donde:

P: Potencia de la turbina.

γ : Peso específico del agua.

H: Altura neta.

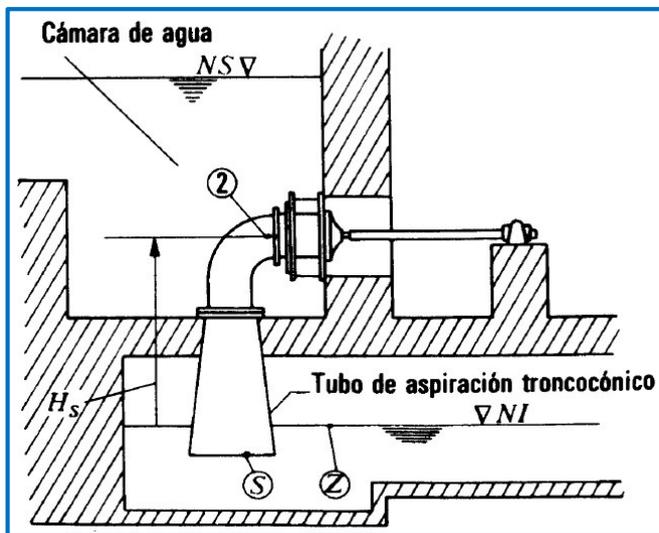
ΔQ : Es el incremento de caudal generado por la forma del tubo difusor.

1.3.3 ANÁLISIS DE PARÁMETROS PARA EVITAR LA CAVITACIÓN

El tubo de aspiración desempeña un papel importante en las turbinas de reacción, aún más lo será si se tiene un mayor número específico de revoluciones.

Para analizar los parámetros implicados en la cavitación veremos la ecuación del tubo de aspiración, el cual puede ser tronco cónico o acodado, estos últimos tienen un codo como conexión entre la salida del rodete y el tubo de aspiración propiamente dicho.

Aplicaremos la ecuación de Bernoulli entre la salida del rodete (2) y el nivel inferior de salto o nivel de la superficie salida de agua (NI), según la gráfica 1.11, la misma que nos muestra una turbina de eje horizontal sumergida en una cámara de agua¹⁸.



GRÁFICA 1.11 TURBINA DE EJE HORIZONTAL

$$\frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{c_2^2}{2g} - H_{ra} = \frac{p_z}{\rho g} + z_z + \frac{c_z^2}{2g} \quad (1.31)$$

Donde:

H_{ra} : Representa las pérdidas en el tubo difusor, incluyendo las pérdidas por velocidad de salida del término de energía cinética en la salida del tubo difusor $\frac{c_s^2}{2g}$.

$z_2 - z_z = H_s$: Altura de suspensión o altura de aspiración (cota del eje de la turbina con respecto al nivel inferior o nivel de la superficie salida de agua).

Consideraciones:

¹⁸ Véase bibliografía, referencia [22]

$\frac{p_z}{\rho g} = 0$; debido a que se encuentra a presión atmosférica.

$\frac{c_z^2}{2g} = 0$; debido a que en el nivel de superficie de salida de agua no hay velocidad.

Entonces reemplazando las consideraciones nos quedaría la siguiente expresión:

$$\frac{p_2}{\rho g} = -\left(H_s + \frac{c_2^2}{2g}\right) + H_{ra} \quad (1.32)$$

De la expresión hallada podemos inferir las funciones del tubo difusor:

- a) Recupera la altura de suspensión de la turbina, creando una depresión a la salida del rodete, a esto le llamamos función aspiradora.
- b) Recupera la energía cinética a la salida del rodete, creando también una depresión a la salida del mismo, a esto le llamamos función difusora.

Cuanto menores son las pérdidas en el tubo de aspiración, mayor será la depresión alcanzada a la salida del rodete; es decir, el tubo de aspiración será más eficiente.

De la expresión hallada también podemos afirmar que en las turbinas hidráulicas se puede producir el fenómeno de la cavitación en caso de que se eleve excesivamente la altura de aspiración H_s de la turbina, con el fin de protegerla ante posibles inundaciones por el aumento de la cota en el nivel de la superficie de salida de agua. En caso de que se tenga una velocidad de salida del rodete relativamente grande, lo que fácilmente tiene lugar en las turbinas rápidas o de n_s elevado, la presión media p_2 a la salida del rodete puede llegar a ser menor que la presión de saturación del vapor (p_s) a la temperatura del agua en la turbina y producirse la cavitación.

En conclusión, cuanto más rápida sea la turbina, mayor n_s no precisamente mayor n , mayor es la posibilidad de la presencia de cavitación en la turbina.

1.4 COMPARACIÓN ENTRE EROSIÓN POR CAVITACIÓN Y EROSIÓN POR ABRASIÓN

Si bien es cierto el concepto general de erosión se define como un desgaste de una superficie, no podemos afirmar que dicho desgaste será producido de la misma manera, ni que genera los mismos efectos, cuando se trata de cavitación y de impacto de sólidos finos (abrasión). Los sólidos finos que ingresan a la turbina se encuentran debido a que no fueron sedimentados antes de ingresar a la tubería forzada, el diámetro de estas partículas sólidas son de aproximadamente 0.075 mm aunque esto dependerá del tamaño de las naves utilizadas para la sedimentación, ya que a menor diámetro de sólidos finos obtendremos menores efectos de erosión, pero esto podría ser una inversión no rentable debido a las dimensiones requeridas para un desarenador ideal; entonces se debe marcar un equilibrio económico para obtener bajos efectos de erosión a un costo accesible.

En el caso del desgaste por cavitación, el fenómeno es imperceptible ya que este fenómeno se da en el interior de la turbina propiamente dicha; sin embargo habiendo distintos métodos de contrarrestar e identificar este fenómeno, físicamente es muy complicado verificar la zona exacta de influencia del mismo, la única forma que teníamos de verificarlo era durante la etapa de mantenimiento; con los métodos de simulación y usando el CFD esto ha cambiado, ya que no solo podemos identificar la zona de influencia sino que también podemos cuantificarla incluso antes de la puesta en marcha, generando menores costos de mantenimiento.

Es notoria la diferencia entre erosión por abrasión y por cavitación si hacemos una inspección visual de la turbina afectada, ya que las marcas de los desgastes son evidentes y muy distintas para cada caso. Las marcas de los sólidos finos son como los causados por golpes constantes de martillo, mientras que los de la cavitación son como unas picaduras que al ser ocasionadas en el mismo punto hacen un desgaste mayor pero puntual.

EROSIÓN POR ABRASIÓN



FIGURA 1.14 Central hidroeléctrica Cahua, Cortesía de Chromotech

FIGURA 1.15 Central hidroeléctrica Cahua, Perú



FIGURA 1.16 Central hidroeléctrica Cahua, Cortesía de Chromotech

EROSIÓN POR CAVITACIÓN

FIGURA 1.17 Central hidroeléctrica Cahua, Cortesía de Chromotech



FIGURA 1.18 Central hidroeléctrica Cahua, Cortesía de Chromotech

FIGURA 1.19 Central hidroeléctrica La Calera, El Salvador



CAPÍTULO II: ANÁLISIS DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN TURBINAS FRANCIS

2.1 RECOPIACIÓN DE DATOS

Se tomarán como datos de partida los parámetros de funcionamiento de la central hidroeléctrica Cahua la cual se encuentra a 60 km aguas arriba de la desembocadura del río Pativilca, la misma que está a unos 200 km al norte de Lima. La construcción de la central se terminó en 1967. SN-Power, compañía Noruega, compró esta planta de energía en el año 2003. Esta central hidroeléctrica presentaba problemas de desgaste tanto por cavitación como por sólidos finos, es así que el año 2008 el bachiller Carranza Castro, Florencio Heyner, egresado de la Universidad Nacional del Callao (UNAC), presentó la tesis *“Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua”*¹⁹ para dar una mayor potencia a la central y reducir los efectos de la cavitación, así mismo el Master Hari Prasad Neopane accedió a realizar un estudio sobre los efectos de los sólidos finos en sus instalaciones, como resultado de estos estudios en marzo del año 2010 en la Faculty of Engineering Science and Technology de la Norwegian University of Science and Technology (NTNU) se presentó la tesis doctoral *“Sediment Erosion in Hydro Turbines”*²⁰, estas tesis se basaron en datos tomados en la central hidroeléctrica de Cahua. Además de tomar los datos de dichas tesis usaremos datos extraídos de fuentes únicamente fidedignas como OSINERGMIN.

2.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA TURBINA FRANCIS

Esta central cuenta con dos grupos de turbinas Francis instaladas. Ambas turbinas Francis se componen de 20 álabes fijos, 16 paletas de guía y 13 álabes del rodete. La potencia nominal total es de 42 MW, el salto neto es de 215 m, y el flujo de masa total es de 22 m³/s (Fuente: Gerencia de Fiscalización Eléctrica del Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (OSINERGMIN) en el informe “COMPENDIO DE CENTRALES HIDRAULICAS Y TERMICAS MAYORES” presentado en el año 2005).

El río arrastra gran cantidad de sedimentos y la erosión ha causado daños graves en los componentes de la turbina, en su mayoría en el rodete de la turbina, álabes guía y cubiertas los mismos que son renovados, en promedio, cada año.

¹⁹ Véase bibliografía, referencia [9]

²⁰ Véase bibliografía, referencia [27]

Si bien es cierto conocemos que entre las turbinas hidráulicas, la Francis es una de las más propensa a cavitación, para la central hidroeléctrica de Cahua no se han encontrado registros de estudios de cavitación, sin embargo se cuenta con un estudio realizado sobre sedimentos sólidos, que también forman parte fundamental para un buen funcionamiento.

En la TABLA 2.1 podemos apreciar las condiciones de operación de la central hidroeléctrica de Cahua, estos datos son lo suficientemente confiables ya que fueron los datos facilitados por los encargados de la central para el doctor *Hari Prasad Neopane*.

TABLA 2.1 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA POR UNIDAD DE GENERACIÓN	
CONDICIÓN DE OPERACIÓN	VALOR DE VARIABLE
Densidad del agua	997 kg/m ³
Caudal másico de entrada de agua a BEP	5400 kg/s
Caudal másico de entrada de agua a plena carga	6850 kg/s
Salida de presión total	1 [atm.]

Mostraremos algunos resultados de la tesis doctoral "*Sediment Erosion in Hydro Turbines*" luego de la simulación en la TABLA 2.2.

TABLA 2.2 RESUMEN DE RESULTADOS DE LA TESIS, SEDIMENT EROSION IN HYDRO TURBINES, POR UNIDAD DE GENERACIÓN	
CONDICIÓN DE OPERACIÓN	VALOR DE VARIABLE
Rotación	62.83 rad/s
Volumen de flujo	11.03 m ³ /s
Shaft Power	21.8 MW
Altura promedio	214.86 m
Eficiencia total	93.65

Los valores de las condiciones de operación son bastante satisfactorios como referencia para nuestro trabajo, ya que si hacemos una comparación entre los valores de los datos dados por OSINERGMIN y los resultados de la simulación realizada en la tesis "*Sediment Erosion in Hydro Turbines*" encontraremos unos resultados muy cercanos entre la simulación y la cuantificación real.

Usando un cuadro comparativo obtendríamos la TABLA 2.3:

TABLA 2.3 COMPARACIÓN DE RESULTADOS ENTRE LOS DATOS DE OSINERGMIN Y LA TESIS SEDIMENT EROSION IN HYDRO TURBINES, POR UNIDAD DE GENERACIÓN.		
CONDICIÓN DE OPERACIÓN	OSINERGMIN	TESIS
Rotación	600 RPM	62.83 rad/s (Aprox. 600 RPM)
Volumen de flujo	11 m ³ /s	11.03 m ³ /s
Shaft Power	21 MW	21.8 MW
Altura promedio	215 m	214.86 m

2.3 METODOLOGÍA DE ANÁLISIS DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN

La metodología experimental de la simulación de cavitación en las bombas centrífugas consiste en estrangular la entrada de fluido, de esta forma estaríamos simulando un aumento de la altura de succión y luego de realizar la toma de parámetros para un determinado caso se procedería a estrangular un poco más la entrada generando otro escenario para la medida de parámetros, esto concluye con un análisis de los distintos casos presentados y con la observación de las condiciones en las que es probable la presencia del fenómeno de cavitación.

En el caso de las turbinas hidráulicas, esencialmente en las turbinas Francis, se realiza un proceso similar, para crear un escenario en el que tengamos la presencia de cavitación debemos colocar una presión determinada en la salida del fluido simulando una carga de columna de agua en la salida, este valor de presión se varía de forma gradual obteniendo los escenarios que sean necesarios para un análisis integral de los fenómenos que ocurran en cada uno de ellos.

En el presente trabajo de investigación se ha realizado un análisis computacional del comportamiento de una turbina Francis, para este trabajo se realizó la simulación del rodete y del tubo difusor, colocando la variación de la presión en la salida del difusor y recopilando la información requerida.

Este método de simulación no tiene valores que se deban asumir con rigurosidad para todos los estudios que se realicen, estos parámetros deben variar de acuerdo a las dimensiones de la turbomáquina, el caso ideal es contar con valores reales medidos in situ y contar con la geometría que represente a la turbomáquina de manera adecuada, es decir que

cuente con las dimensiones más aproximadas posibles para un buen análisis. Para esto se requiere de un trabajo previo de campo o en su defecto contar con la información necesaria para realizar la simulación.

El método de extracción de datos, así como sus análisis serán expuestos en el ítem 5.2.2 de la presente investigación.

2.4 FORMA DE CUANTIFICAR EL DETERIORO DE LOS ÁLABES

Con el simulador ANSYS en su módulo CFX podremos identificar la ubicación geométrica de las zonas en que el flujo cambia, tales como variación de velocidades o caídas drásticas de presión, con esta identificación nos es mucho más sencillos verificar las zonas de la turbina propensas a cavitación. En el presente estudio además se implementa el análisis multifásico del fluido, incluyendo la formación de vapor, realizando un trabajo más complejo pero a su vez mas completo.

Una vez identificadas las zonas, el mallado se hace más fino (volúmenes de control más pequeños), con esto tendremos resultados mucho más consistentes. El problema de este tipo de análisis es el gran costo computacional que ocasiona refinar la malla.

Como se ha mencionado en el capítulo anterior, no se ha desarrollado una teoría precisa para cuantificar la cantidad de desprendimiento sólido de las partes de la turbina en donde esté afectada por la cavitación; sin embargo usando los métodos computacionales donde se incluyen algunos modelos de cavitación, llegamos a tener conclusiones importantes sobre la ubicación de zonas de daño y zonas propensas a este.

CAPÍTULO III: SIMULACIÓN FLUIDODINÁMICA EN TURBINAS FRANCIS APLICANDO ANSYS CFX

El uso del CFD nos ha traído un excelente avance en la predicción de fenómenos y análisis de los mismos, demostrando una gran eficiencia en zonas en las que a nuestro parecer son imperceptibles, por la complicación geométrica que muchas veces nos impide su visualización.

El uso de los métodos numéricos nos brinda una gran ayuda, ya que sin estos nos sería imposible de resolver los problemas que implican soluciones simultáneas de ecuaciones, para estos fines nos ayudamos con el método de diferencias finitas, el método de elementos finitos y del método de volúmenes finitos. Sabemos bien que cada uno de estos métodos es más eficiente para una determinada discretización del espacio de trabajo, ya que algunos trabajan bien de forma lineal, otros con mallas estructuradas y otros con mallas no estructuradas, el fin es obtener el menor costo computacional posible.

3.1 DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE DE SIMULACIÓN ANSYS CFX

El software de simulación ANSYS en su módulo CFX está diseñado para trabajar con el método de volúmenes finitos y usa una malla no estructurada para el sistema de mallado de sólidos (mesh), ya que este es el más adecuado para el uso de volúmenes finitos, usando un dominio que ha sido discretizado en un conjunto de volúmenes de control.

Para poder entender el solucionador de ANSYS debemos tener en cuenta que su Solver (solucionador de ecuaciones) toma las ecuaciones fundamentales de la dinámica de fluidos como la ecuación de continuidad, ecuación de Navier Stokes, y la ecuación general del transporte de Reynolds, ya que estas ecuaciones engloban a los términos de masa, momento, energía, etc. cada uno de estos términos son resueltos para cada volumen de control definido, abarcando de esta manera la totalidad del volumen de control.

A continuación veremos de forma breve las ecuaciones usadas para un análisis fluidodinámico:

ECUACIONES DIFERENCIALES DE CONSERVACIÓN²¹

Para poder simular correctamente una tipología de flujo, la transferencia de calor u otros fenómenos físicos relacionados, es necesario en primer lugar definir en términos matemáticos los fenómenos físicos involucrados.

Prácticamente todos los fenómenos físicos de interés de Mecánica de Fluidos cumplen con los principios de conservación, las cuales son expresados en forma de ecuaciones en derivadas parciales. De esta forma, la ecuación de continuidad expresa la conservación de la masa; la ecuación de momento expresa la conservación del momento lineal; la ecuación de la energía expresa la conservación de la energía total del flujo.

El conjunto de ecuaciones que describen la cantidad de movimiento, transferencia de masa y calor, son ecuaciones en derivadas parciales que no tienen una solución analítica cerrada, pero se pueden discretizar y resolver numéricamente. Ellas son:

a) ECUACIÓN DE CONTINUIDAD

La ecuación diferencial para la conservación de la masa, definida en coordenadas rectangulares en un cubo infinitesimal de lados (dx, dy, dz) con densidad (ρ) y la velocidad $(\vec{V} = \hat{i}u + \hat{j}v + \hat{k}w)$.

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3.1)$$

Si se toma el operador vectorial:

$$\nabla = \hat{i} \frac{\partial}{\partial x} + \hat{j} \frac{\partial}{\partial y} + \hat{k} \frac{\partial}{\partial z} \quad (3.2)$$

Tenemos la ecuación de conservación de la masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (3.3)$$

b) ECUACIONES NAVIER-STOKES

Definiendo a las fuerzas que actúan sobre un elemento diferencial de masa (dm) , volumen $(dV = dxdydz)$ y de velocidad $(\vec{V} = \hat{i}u + \hat{j}v + \hat{k}w)$ se tiene las ecuaciones

²¹ Véase bibliografía, referencia [31]

diferenciales de movimiento. Los términos de esfuerzos de estas ecuaciones se los expresa en términos de campos de presión (p) y velocidad, tomando en cuenta a la viscosidad absoluta (μ). Donde posteriormente se tienen las ecuaciones de movimiento a las que se denominan ecuaciones de Navier-Stokes.

Aplicando las ecuaciones para flujo incompresible con viscosidad constante se tiene:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.4)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.6)$$

Si se toma el operador vectorial obtendremos:

$$\nabla = \hat{i} \frac{\partial}{\partial x} + \hat{j} \frac{\partial}{\partial y} + \hat{k} \frac{\partial}{\partial z} \quad (3.7)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (3.8)$$

c) ECUACIÓN GENERAL DE CONSERVACIÓN

Típicamente las ecuaciones de gobierno de la Mecánica de Fluidos, como la que describen la conservación de la masa, momento o energía, están expresadas en términos de variables específicas o intensivas, es decir de cantidades expresadas por unidad de masa. Por ejemplo, la ecuación de momento describe el principio de conservación de la cantidad de movimiento ($m\vec{v}$) por unidad de masa.

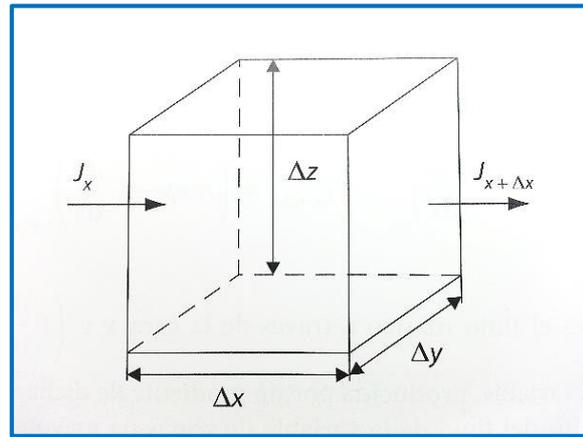
Considérese una variable específica ϕ definida sobre un volumen de control (VC) de dimensiones $\Delta x, \Delta y, \Delta z$, tal y como se muestra en la gráfica 3.1. La variación temporal de la variable en dicho volumen de control se puede considerar a partir del principio de

conservación como:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Incremento de } \phi \\ \text{en el VC respecto} \\ \text{del tiempo} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Flujo neto } \phi \text{ que} \\ \text{entra en el VC por} \\ \text{las superficies} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Generacion neta de } \phi \\ \text{en el interior del VC} \\ \text{respecto al tiempo} \end{array} \right]$$

De esta manera se plantea en cada volumen de control las ecuaciones generales de conservación (o transporte) para la masa, la cantidad de movimiento y la energía.

FIGURA 3.1
VOLUMEN DE CONTROL



$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \oint_A \rho \phi \vec{v} d\vec{A} = \oint_A \Gamma \nabla \phi d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (3.9)$$

Temporal + convectivo = difusivo + fuente

Esta ecuación representa la expresión general de transporte, en la que se tienen en cuenta los términos convectivos, difusivos de generación y/o destrucción y temporales de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento, conservación de la energía y de las especies. La variable ϕ es una variable genérica que según el valor que adopte, nos entrega ecuaciones como la de continuidad, cantidad de movimiento (u, v, w) y energía $(h - \text{entalpia})$.

Esta misma ecuación la podemos observar en forma vectorial para el volumen de control de la FIGURA 3.1 y tenemos:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) + S_f \quad (3.10)$$

Temporal + convectivo = difusivo + fuente

Por tanto, se observa que en esta ecuación general aparecen cuatro términos:

Término temporal, que representa la variación local con el tiempo en el interior del volumen de control; es decir, la acumulación o disminución de ϕ

Término convectivo, que representa el transporte de la variable de un punto a otro dominio por medio de la velocidad de flujo.

Término difusivo, que se corresponde con algunos de los fenómenos de transporte que ocurren a nivel molecular: la ley de Fourier para la difusión del calor; la ley de Fick para la difusión de la masa o la ley de Newton para la difusión de la cantidad de movimiento por efectos viscosos.

Término fuente, para tener en cuenta fuentes de generación o destrucción de la variable transportada.

d) ECUACIÓN DE ENERGÍA TOTAL

La tasa de cambio de energía dentro de una región material es igual a la energía recibida por la transferencia de calor y trabajo. La ecuación diferencial muestra en el primer término del miembro de la izquierda el incremento de la energía (e) por unidad de volumen, el segundo es la energía por convección por el flujo. En el otro miembro se tiene el flujo de calor neto con el vector de flujo de calor (q), el trabajo de las fuerzas de superficie con el tensor de tensiones (T_{ij}) y por último el trabajo por las fuerzas internas del cuerpo dado únicamente por la fuerza de gravedad (F) (Panton, 2000).

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{1}{2} v^2 \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho V \left(e + \frac{1}{2} v^2 \right) \right] = \nabla \cdot q + \nabla \cdot (T \cdot V) + \rho V \cdot F \quad (3.11)$$

➤ PROCEDIMIENTO PARA LA SOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES

Para resolver de manera numérica las ecuaciones anteriores, se efectúan los siguientes pasos:

- i. Se define un dominio computacional y se genera una malla o red de nodos. Estas definen las celdas, para el caso de un dominio bidimensional son áreas y para un dominio tridimensional son volúmenes.
- ii. Se especifican Condiciones de frontera en cada lado del dominio (flujos 2D) o en cada cara del dominio (flujos 3D).
- iii. Se especifica el tipo de fluidos junto con las propiedades del mismo.
- iv. Se especifican los valores para una primera aproximación de las variables de campo ($\rho, u, v, w, p \dots$). Estas son las condiciones iniciales.
- v. Establecer un criterio de convergencia de la solución, especificando un número máximo de iteraciones y un valor mínimo para el residuo que se genera en la solución de las ecuaciones discretizadas.
- vi. Cuando converge la solución se expresan las variables de campo mediante graficas fáciles de entender. Estos son los post-procesadores.

➤ **PROCEDIMIENTO PARA EL USO DEL SIMULADOR**

Para el correcto uso del simulador debemos definir los resultados que se están buscando, por ejemplo aumento de presiones, la velocidad de flujo de masa en algún lugar específico, cambios de temperatura o algunos análisis de fenómenos superficiales.

Muchas veces para el ahorro de gasto computacional se hacen simplificaciones, pero se deben tener en cuenta como estas afectarían a los valores reales obtenidos y ver el grado de precisión que se requiere.

Para definir el dominio del modelo debemos contar con algunas condiciones de frontera, y las condiciones de contorno del volumen de control tomado.

Una descripción general del modo de simulación sería la siguiente:

- i. Debemos tener o crear un sólido, el cual será nuestro modelo a seguir, luego definimos un volumen de control que contenga a dicho sólido (figura 3.2).

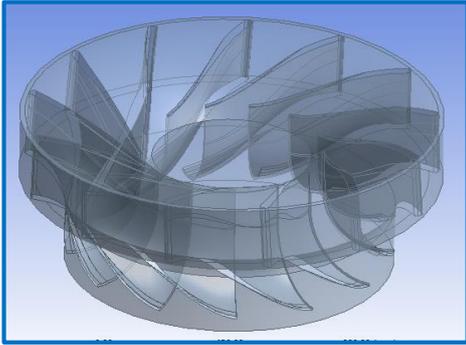
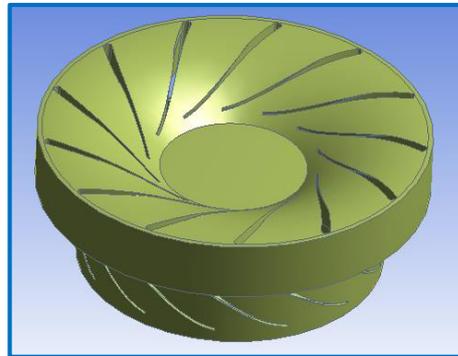


FIGURA 3.2 RODETE DE UNA TURBINA FRANCIS

- ii. Extraer la región sólida, quedándonos así solo el volumen por donde va a pasar el fluido, es decir nos quedaría el volumen del sólido que contiene al fluido que va a ser analizado, el cual es llamado *negativo* (volumen de control) (figura 3.3).

FIGURA 3.3 NEGATIVO DEL RODETE DE UNA TURBINA FRANCIS



- iii. Definir la malla que se requiere en cada región del dominio (figura 3.4, recordando que esta debe ser lo más apropiada posible ya que vamos a resolver, en cada nodo o volumen, las características de interés, como los gradientes de velocidad, de presión, temperatura, etc.

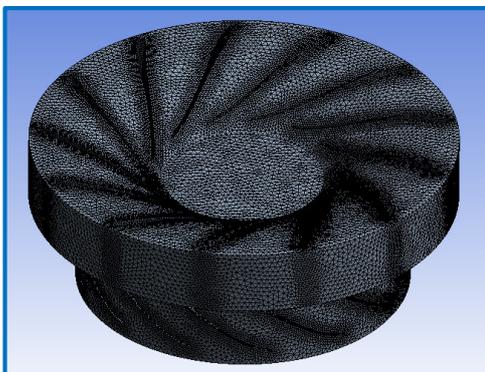


FIGURA 3.4 MALLADO DEL NEGATIVO

- iv. Configurar el Solver para un problema determinado (figuras 3.5 y 3.6), donde debemos definir las propiedades del material y el fluido, seleccionamos los modelos físicos apropiados, como: La turbulencia, combustión, tipo de flujo, etc.

FIGURA 3.5 CONDICIONES DE INGRESO EN EL RODETE

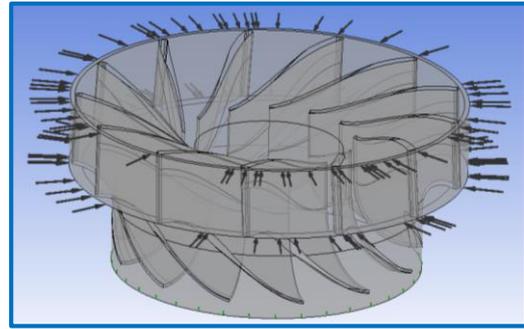
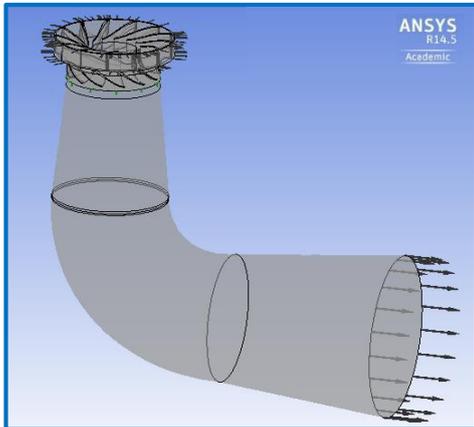
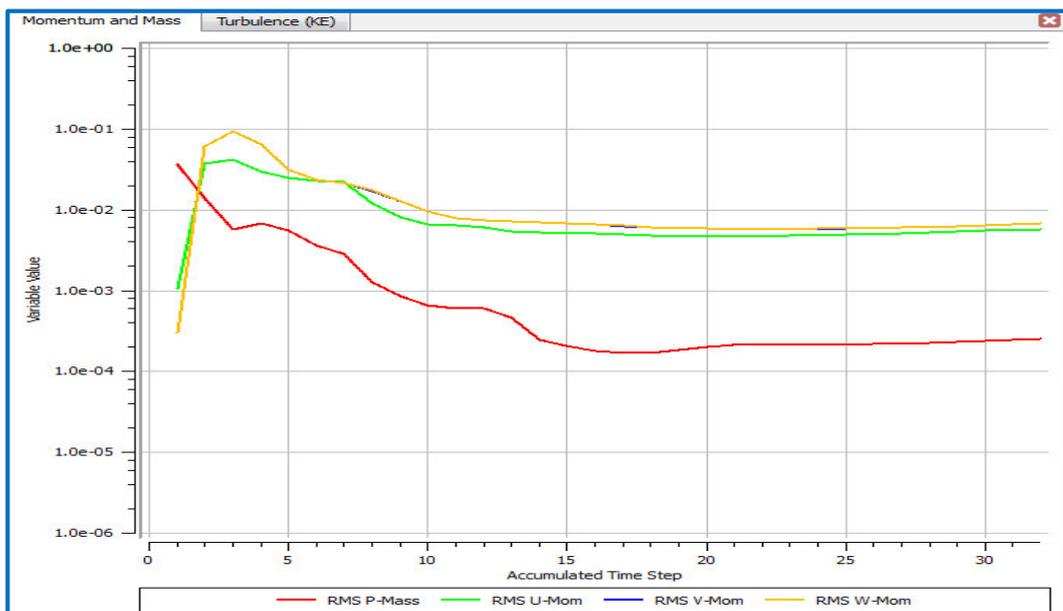


FIGURA 3.6 CONDICIONES DE INGRESO Y SALIDA DE FLUIDO EN EL CONJUNTO RODETE - DIFUSOR

- v. Las ecuaciones de transporte de Reynolds se resuelven de forma iterativa hasta llegar a la convergencia (gráfica 3.1). Esta se alcanza cuando: Los cambios en las variables de la solución de una iteración a la siguiente son insignificantes. La precisión de una solución convergente depende de la precisión de los modelos físicos y de la resolución de malla, por lo general se dice que llegamos a una convergencia aceptable cuando el error llega a valores de 10^{-4} .



GRÁFICA 3.1 CONVERGENCIA DE LAS ECUACIONES DE MASA Y MOMENTO

- vi. Examinar los resultados, para este fin usaremos algunas herramientas de visualización, con esta información se puede calcular los resultados cuantitativos y cualitativos: Podemos analizar las superficies del sólido observando los efectos provocados por los cambios de presión e impacto de sólidos, en el caso de material suspendido en el fluido, de esta forma podremos cuantificar y analizar el comportamiento de la cavitación dentro del sólido estudiado.

Recordemos que todos los resultados obtenidos van a depender de los modelos que usemos como: El flujo turbulento, efectos de compresibilidad, las condiciones de frontera, el dominio computacional suficientemente grande y la malla adecuada, la malla se refina para mejorar los resultados en estos casos cambia la solución de forma significativa.

3.2 ANÁLISIS DE DATOS TOMADOS EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA

El presente estudio toma como referencia de análisis a la Central hidroeléctrica Cahua, como bien se mencionó en la sección 2.1 usaremos los datos encontrados en compendios de OSINERGMIN, los estudios del ingeniero Carranza Castro Florencio Heyner y del doctor Hari Prasad Neopane quienes nos proporcionan los siguientes datos:

Características generales por cada grupo de generación:

Salto neto: 215 m

Caudal volumétrico: 11 m³/s

Potencia nominal: 21 MW

Turbina propiamente dicha por cada grupo de generación:

Número de turbina: 2

Fabricante: Riva Milano – Italia

Tipo de turbina: Francis normal

Número de álabes guía: 16

Número de álabes del rodete: 13

Velocidad angular del rodete: 600 rpm

Peso: 1.90 Ton

Generadores por cada grupo de generación:

Fabricante: S. A. Brown, Boveri

Tipo: WV 280/12

Potencia Nominal: 27 500 kVA

Cos Φ : 0.72

Tensión nominal: 10kV

Velocidad angular (ω): 62.83 rad/s

Velocidad nominal (N): 600 rpm

Frecuencia: 60 Hz

3.3 PERFIL DEL ÁLABE DE UNA TURBINA FRANCIS

Es muy importante analizar el comportamiento del fluido en su paso a través de los álabes de la turbina, ya que es en esta zona donde se realiza la transformación de la energía hidráulica en mecánica.

Los álabes del distribuidor tienen un perfil similar al usado en aerodinámica, el cual hace que el fluido que sale por la estela sea el mismo que entra al perfil de los álabes del rodete, tratando de generar la menor pérdida de energía durante este proceso, es por esta razón que el distribuidor gira, para que el ángulo de ingreso de fluido hacia los álabes de rodete sea lo más conveniente posible disminuyendo las pérdidas.

El álabe del rotor de una turbina (figura 3.7) tiene una geometría muy diferente a los álabes del distribuidor, estos tienen la forma de un perfil aerodinámico simple, y los fijos al rotor carecen de simetría. Se ha llegado a la geometría que se usa actualmente mediante diversas pruebas que dieron como conclusión un perfil lo suficientemente eficiente para realizar el mayor intercambio de energía posible.

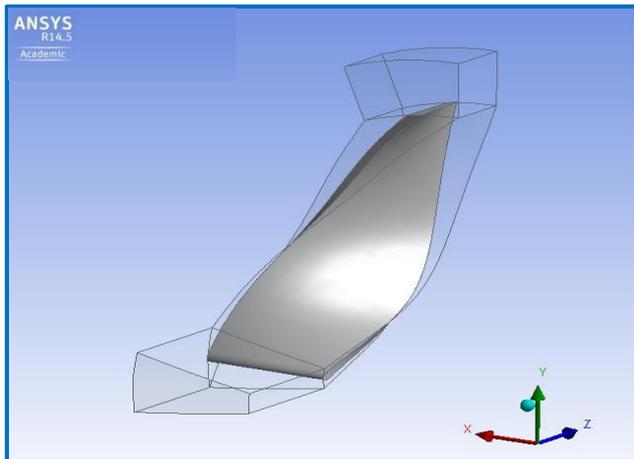


FIGURA 3.7 ÁLABE DE RODETE FRANCIS (Vista isométrica)

FIGURA 3.8 ÁLABE DE RODETE FRANCIS (Vista YZ)

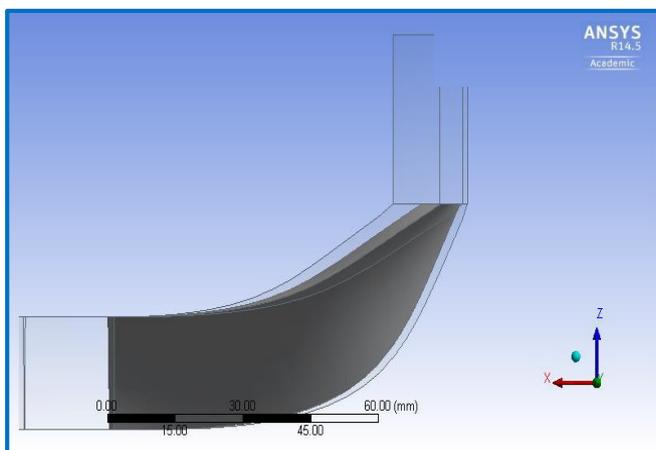
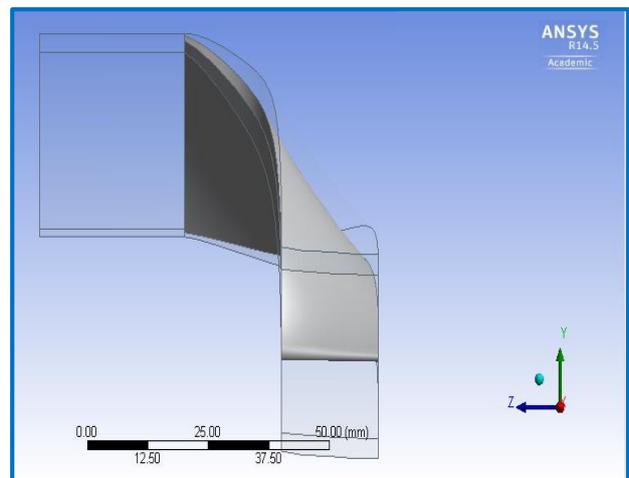


FIGURA 3.9 ÁLABE DE RODETE FRANCIS (Vista XZ)

3.4 DESCRIPCIÓN DE MALLA

DISCRETIZACIÓN ESPACIAL

El primer paso en la aplicación de la dinámica de fluidos computacional, consiste en la discretización espacial del dominio para posteriormente calcular sobre la misma la aproximación numérica correspondiente.

Los métodos para la discretización del problema podemos clasificarlos en tres categorías principales:

- Diferencias finitas.
- Volúmenes finitos.
- Elementos finitos.

Como se mencionó anteriormente el software ANSYS trabajara con el método de volúmenes finitos. Veremos de forma breve en que consiste este método:

MÉTODO DE VOLÚMENES FINITOS²²

El método de los volúmenes finitos emplea directamente las ecuaciones de conservación en su forma integral. Este método discretiza las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y la energía en cada uno de los poliedros del dominio, en los que previamente se realiza una discretización espacial.

La principal ventaja del método de volúmenes finitos es que la discretización espacial se lleva a cabo directamente en el espacio físico del problema. Por lo tanto, no hay problemas con la transformación entre sistemas de coordenadas, como ocurre en el método de las diferencias finitas. Comparado con el método de las diferencias finitas, este método es muchísimo más flexible (puede implementarse en mallas estructuradas y no estructuradas); por este motivo, el método de los volúmenes finitos es el más empleado para la resolución de flujos con geometrías complejas.

Todos estos métodos requieren una previa discretización geométrica (espacial) para poder realizar la discretización de las ecuaciones que gobiernan el fluido. Básicamente, existen dos tipos de mallado:

²² Véase bibliografía, referencia [13]

✓ MALLADOS ESTRUCTURADOS

Cada punto de la malla está inequívocamente identificado por los índices i, j, k , en coordenadas cartesianas. Las celdas de la malla son cuadriláteros en 2 dimensiones y hexaedros en 3 dimensiones.

La principal ventaja de los mallados estructurados reside en la ordenación de los elementos en memoria, ya que de esta forma, el acceso a las celdas vecinas resulta muy rápido y fácil, sin más que sumar o restar un número al valor del índice correspondiente. Las mallas estructuradas pueden representarse en un sistema cartesiano o curvilíneo. En el primer caso, las líneas que configuran las celdas son siempre paralelas al sistema de ejes coordenados; por el contrario, en los sistemas curvilíneos, el sistema de coordenadas es deformado para adaptarse a la geometría del objeto de estudio.

Por otro lado, también pueden clasificarse en mallas ortogonales y mallas no ortogonales. Las mallas ortogonales son aquellas en las que todas las líneas que la configuran se cortan entre sí con un ángulo de 90 grados. Algunos flujos pueden considerarse como axisimétricos; en estos casos, las ecuaciones de flujo pueden ser expresadas en coordenadas polares (r, θ) , en vez de en coordenadas cartesianas (X, Y) . Otra metodología, relacionada con los mallados estructurados, es la llamada técnica de la quimera. La idea básica es generar en primer lugar, mallas separadas alrededor de cada una de las entidades geométricas en el dominio. Después, las mallas se combinan de forma que se produzcan solapes de elementos. Lo más importante es la transferencia precisa de las cantidades entre las diferentes mallas y la región donde se produce el solape. La ventaja de esta metodología de mallado es que se pueden generar mallas para problemas particulares sin tener que generar mallas particulares, independientes unas de otras. Por otro lado, el problema de la técnica de la quimera es que la conservación de las propiedades de las ecuaciones de gobierno del fluido no es satisfecha exactamente en la zona donde se produzca solape de mallas.

✓ MALLADOS NO ESTRUCTURADOS

Las celdas y los nodos de la malla no tienen un orden particular. Los elementos de la malla, en este caso, son una mezcla de cuadriláteros y triángulos en 2 dimensiones,

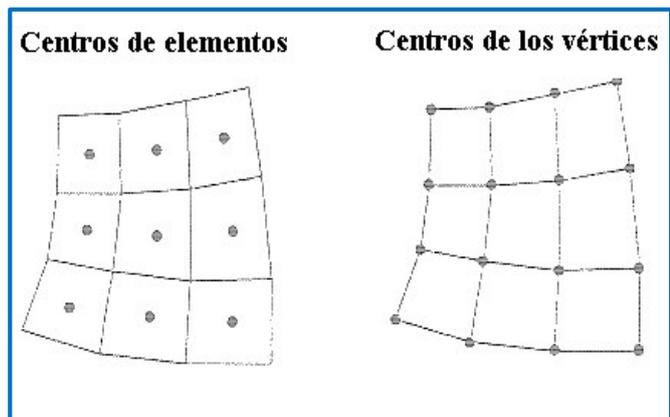
tetraedros y hexaedros en 3 dimensiones, además de poderse generar automáticamente, independientemente de la complejidad del dominio.

El tipo de discretización espacial a emplear, depende del tipo de discretización de las ecuaciones empleadas, así como de la estructura interna de datos empleados para resolver el flujo. El método de las diferencias finitas, que discretiza las ecuaciones de Navier-Stokes en forma diferencial, requiere una malla estructurada de puntos en los que se guardan las variables de flujo. Por otro lado, en el método de volúmenes finitos es necesario definir puntos de control en cada volumen generado. Precisamente es, en esos puntos donde se guardan las variables, que dependiendo del método que se emplee pueden ser definidos en el centro del elemento (cell-centred) o en los vértices (cell vertex) de las celdas. (FIGURA 3.10). Estas mallas ofrecen gran flexibilidad en el tratamiento de geometrías complejas.

En la práctica, es necesario determinar los parámetros adecuadamente para obtener una buena calidad de malla. El tiempo requerido por una computadora para generar un mallado no estructurado es mucho menor que el de un mallado estructurado.

Otra ventaja de este tipo de metodología, es que la solución obtenida depende del refinamiento que se realice de la malla. Una desventaja de este tipo de mallado es el espacio que la malla ocupa en una computadora, es decir, requieren más memoria que los mallados estructurados.

FIGURA 3.10
MALLAS CON NODOS CENTRADOS
EN LOS ELEMENTOS Y CENTRADOS
EN LOS VÉRTICES

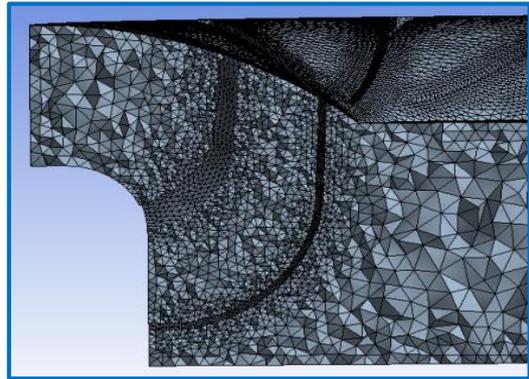


MALLA DEL SÓLIDO A SIMULAR:

Debido a la complejidad del sólido que usaremos en nuestra simulación computacional, para obtener mejores resultados, se usaron mallas no estructuradas. Tengamos también en cuenta que el sólido completo consta principalmente de la unión de otros sólidos (rodete, caracol, álabes distribuidores y tubo difusor) y cada uno tendrá una malla determinada para luego ser simulado en conjunto, esto será para tener un ahorro computacional considerable en la simulación.

Sin embargo se harán ciertas simplificaciones, las mismas que se mencionarán en el capítulo siguiente.

FIGURA 3.11 MALLA NO
ESTRUCTURADA DEL RODETE



3.5 CONDICIONES DE FRONTERA

Las condiciones frontera se deben definir independientemente de la metodología empleada para resolver las ecuaciones de gobierno. Estas condiciones determinan el estado de las variables fluidas en el momento en que se inicia el análisis, es decir en el primer paso del esquema de integración.

Es posible tener condiciones de frontera de entrada, de salida o entrada/salida. Las condiciones de entrada de flujo se especifican mediante las condiciones en el infinito (ρ^∞ , μ^∞ , U^∞ , V^∞ , W^∞ , P^∞ , T^∞), es decir antes de que el fluido atraviese el volumen de control definido.

CAPÍTULO IV: SIMULACIÓN DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA

En este capítulo realizaremos una introducción al análisis de la simulación, definiendo los valores de los parámetros fijos y variables, también las simplificaciones usadas, para luego cuantificar y comparar los resultados obtenidos.

4.1 DESCRIPCIÓN DEL COMPUTADOR

Es necesario conocer los recursos computacionales, ya que de estos dependerá el tiempo en que se realizará la simulación. ANSYS 14.5 tiene un requerimiento mínimo para el uso del simulador este se detalla en la tabla 4.1.

TABLA 4.1 REQUERIMIENTO MÍNIMO PARA ANSYS 14.5	
ELEMENTO	VALOR
COMPATIBILIDAD DE WINDOWS	Windows 7 Profesional, Windows 8 Profesional, Windows Vista
COMPATIBILIDAD CON PROCESADORES INTEL	Intel(R) Core(TM) i3, Intel(R) Core(TM) i5, Intel(R) Core(TM) i7
MEMORIA RAM	4.0 GB
TIPO DE SISTEMA	Sistema operativo 32bits, Sistema operativo 64 bits
DISCO DURO PRINCIPAL	100 GB disponibles

A continuación en la tabla 4.2 detallaremos la información del sistema del computador usado, verificando que cumple con los requerimientos mínimos para ANSYS 14.5.

TABLA 4.2 INFORMACIÓN DEL COMPUTADOR	
ELEMENTO	VALOR
USUARIO	pc01-PC
GRUPO DE TRABAJO	LABCEI
EDICION DE WINDOWS	Windows 7 Profesional
PROCESADOR	Intel(R) Core(TM) i7-4770 CPU @ 3.40 GHz, 3.40 GHz
MEMORIA INSTALADA (RAM)	16.0 GB
TIPO DE SISTEMA	Sistema operativo de 64 bits
DISCO DURO PRINCIPAL	208 GB disponibles (301 GB en total)

4.2 DESCRIPCIÓN DEL MALLADO USADO EN LA SIMULACIÓN

Se realizó un testeo exhaustivo de simulaciones que inició con un mallado por defecto y posteriormente se fue afinando la malla hasta llegar a obtener la más accesible para nuestro análisis. El testeo inicial se realizó usando al agua como fluido de trabajo; sin embargo en las posteriores se usó en método bifásico (agua y vapor de agua) para obtener mejores resultados y se tomó este método como referencia final.

Recordemos que el mallado dependió del volumen del sólido, la configuración de la malla para el análisis fluidodinámico (CFD) consiste en una distribución de tetraedros lo suficientemente pequeños como para obtener resultados confiables, ANSYS por defecto nos da un mallado predeterminado este mallado se modifica haciendo los tetraedros cada vez más pequeños hasta llegar a la precisión deseada.

En el caso de los álabes fue necesario una configuración especial de malla, ya que es importante analizar las presiones, se usaron unas capas de tetraedros en los bordes donde se harán mucho más pequeños y ordenados, de manera que se aprecien mejor los resultados en dichas zonas, a este proceso se le llama *Inflation* y se usaron únicamente en los álabes del rotor. Para asegurar un estudio más exhaustivo se realizó la opción *Face Sizing*, en la que fue posible dar un tamaño estándar (en tamaño y forma), a una zona específica.

La unión del rodete con el difusor fue un caso complicado, ya que la solución de ecuaciones que gobiernan el fluido una vez culminadas en la zona del rodete debían ser solucionadas en el difusor, este intercambio requería de una transición especial de malla. Para resolver este problema se realizó una malla especial (*Face Sizing*) en la zona de salida del rodete y en la entrada del difusor, esta opción nos permite que el mallado en la zona aplicada sea únicamente del tamaño especificado.

a) Mallado por defecto:

Esta es la malla con la cual se realizó los testeos iniciales (corridas del programa), una vez que se concluyó que los resultados eran aceptables se procedió al ajuste de la malla usando una primera y segunda aproximación de un mallado optimizado.

Tabla 4.3 Mallado por defecto			
Domain	Nodes	Elements	Tetrahedra
DIFUSOR	11582	53221	53221
RODETE	217331	1549953	1549953
All Domains	228 913	1603174	1603174

b) Mallado optimizado:

A continuación se presentan las dos aproximaciones de mallado optimizado realizados, cabe mencionar que la segunda aproximación es la que se usó para el trabajo final, ya que el costo computacional era razonable y los resultados eran óptimos.

La optimización de un mallado no implicó únicamente el aumento de la cantidad de elementos (volúmenes de control) en que se dividieron los sólidos analizados, también implica el ordenamiento de ellos, así evitamos las complicaciones en la solución de las ecuaciones de masa y momento durante la simulación correspondiente.

Tabla 4.4 Primera aproximación de malla óptima			
Domain	Nodes	Elements	Tetrahedra
DIFUSOR	14869	76577	76577
RODETE	447063	2347376	2347376
All Domains	461932	2423953	2423953

Tabla 4.5 Segunda aproximación de malla óptima			
Domain	Nodes	Elements	Tetrahedra
DIFUSOR	21766	111332	111332
RODETE	447270	2348281	2348281
All Domains	469036	2459613	2459613

4.3 CONDICIONES DE FRONTERA USADAS EN LA SIMULACIÓN

Existen parámetros fijos y variables, estos afectaron el comportamiento del fluido durante su paso a través de los pasajes entre álabes y el difusor, este es el motivo por el cual fue necesario conocer el valor de los parámetros que gobernaron el flujo ya sean fijos o variables.

A pesar de que ANSYS mantiene por defecto algunos valores para las condiciones iniciales, estos pueden ser cambiados con el criterio que el usuario vea conveniente.

a) PARÁMETROS FIJOS

Altura neta: Se tomó en cuenta este valor ya que es de suma importancia para los cálculos de diseño.

$$H = 215 \text{ m}$$

Densidad: En este caso mantuvimos el valor típico de la densidad del agua, ya que durante las pruebas en la central hidroeléctrica Cahua, este valor no afectó significativamente a los cálculos realizados.

$$\rho = 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ a } 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura: La temperatura tomada es la que se encontró considerada en el diseño original de la central hidroeléctrica.

$$T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

Viscosidad absoluta: Este valor está en función de la temperatura a la que se encuentra el agua. Se toma de tablas de propiedades del agua.

$$\mu = 1.005 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

Presión estática de salida: Para nuestro estudio se tomó como presión estática inicial de referencia $P_{est} = 100\,000 \text{ Pa}$ simulando una carga de 10 m.c.a a la salida, posteriormente se realizó una disminución gradual de este parámetro y se fue analizando el comportamiento del fluido para cada caso, el mismo proceso se realizó para distintos caudales hasta encontrar el punto de máxima eficiencia (véase la gráfica 5.8 COLUMNA DE AGUA EN LA SALIDA Vs EFICIENCIA), se asumió este proceso ya que en la central hidroeléctrica Cahua no existen dispositivos que nos muestren este valor.

Gravedad: El valor de la gravedad varía con respecto a la posición a la que se haga referencia, sin embargo en los cálculos de diseño de la central se tomó el valor correspondiente a nuestra latitud, el cual es:

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

Modelo de turbulencia: El modelo de turbulencia tomado es el SST (shear stress transport), ya que es el modelo estándar para el uso de la dinámica de fluidos computacional, este modelo mejoró al modelo K-epsilon, SST tiene un consumo computacional mucho mayor y el beneficio es un análisis más detallado de capa límite. En ese sentido, es más provechoso para nuestro estudio el uso del SST ya que debemos hacer el análisis del comportamiento del fluido es en esa zona.

Coefficiente de fricción: ANSYS considera por defecto que las superficies son lisas, pero esto puede ser cambiado, el uso paredes rugosas trae consigo un costo computacional mayor, ya que es necesario dar énfasis a un mallado más numeroso a la capa límite, sin embargo es válido considerar las paredes lisas ya que ANSYS muestra resultados muy aceptables.

$$\mu_{k,s} = 0$$

b) PARÁMETROS VARIABLES

Caudal: Este parámetro tuvo que variar debido a que la simulación se realizó para diferentes condiciones de trabajo, de esta forma podremos ver la evolución del comportamiento del fluido y su influencia en los componentes de la turbina.

Los caudales a usar para la simulación fluidodinámica son los siguientes:

$$Q = 8 \frac{m^3}{s}, 8.8 \frac{m^3}{s}, 10.4 \frac{m^3}{s}, 11 \frac{m^3}{s}$$

Presiones: Las presiones se expresan en unidades de altura (metros de columna de agua), estos datos son encontrados de tablas teniendo como nivel de referencia la altura a la que se encuentra la central y la temperatura ambiente local.

Tabla 4.6: Presión atmosférica²³

Altitud sobre el nivel del mar (m)	Presión atmosférica (m)
0	10.33
100	10.21
200	10.08
300	9.96
400	9.83
500	9.71
600	9.58
700	9.46
800	9.34
900	9.22
1000	9.11

Tabla 4.7: Presión de vaporización²⁴

Altitud sobre el nivel del mar (m)	Presión de vaporización (m)
10°C	0.125
15°C	0.173
20°C	0.236
25°C	0.320
30°C	0.430
35°C	0.570
40°C	0.745
45°C	0.970
50°C	1.250
55°C	1.610
60°C	2.040

Considerando que la central se encuentra a una altura de 873 m.s.n.m (nivel de referencia) y a una temperatura de 20°C se tiene como interpolación los siguientes resultados:

Tabla 4.8: Pérdidas de altura²⁵

Altitud sobre el nivel del mar (m)	Presión atmosférica (m)	Presión de vaporización del agua (m)
800	9.34	15°C - 0.173
873	9.25	20°C - 0.236
900	9.22	25°C - 0.320

Vapor de agua: Como se ha expresado en los capítulos anteriores el modelo de cavitación utiliza un proceso de transferencia de masa entre ambas fases, líquida y gaseosa, que considera la ecuación de Rayleigh-Plesset²⁶. Esta Ecuación controla la velocidad de generación y condensación de la fase de vapor, y describe el crecimiento de las burbujas que forma el vapor en un líquido.

²³ Véase bibliografía, referencia [14]

²⁴ Véase bibliografía, referencia [14]

²⁵ Véase bibliografía, referencia [9]

²⁶ Véase Anexo 1.

Como condición inicial se colocó como Fracción de vapor: 0 y como Fracción de agua: 1, a medida que se resolvieron las ecuaciones que gobiernan el fluido se detectaron zonas de baja presión y se simuló la formación de burbujas de vapor, así mismo estas (de acuerdo con el comportamiento del fluido) viajaron a zonas de alta presión en donde ocurren las implosiones.

4.4 SIMPLIFICACIONES CONSIDERADAS

Antes de realizar la simulación, se tuvo en cuenta que se debía realizarse la optimización de recursos, ya que el aspecto computacional es el más costoso, por este motivo se realizaron ciertas simplificaciones.

- a)** Solo se simuló el rodete de la turbina unido con el difusor, los elementos que se obviaron fueron: el caracol, el distribuidor, la tubería forzada y el embalse, si bien era posible realizar una simulación con todos los componentes de la central, debemos tener en cuenta el tiempo que este proceso hubiera implicado debido a la cantidad inmensa de elementos que se manejarían, esta simplificación permitió focalizar nuestro estudio en los componentes que normalmente se encuentran más afectados por la cavitación, que son los álabes de rodete y el difusor.

- b)** Se consideró un flujo de tipo estacionario, aunque también puede ser posible considerar un flujo no permanente pero esto requiere de un computador con un potente procesador, ya que el costo computacional sería inmensamente mayor.

- c)** Se realizó una simulación particionada en 4 series paralelas, esto quiere decir que el dominio total fue fraccionado en 4 partes semejantes, las mismas que fueron simuladas en simultáneo, esto nos trajo una mayor eficiencia computacional.

- d)** Si bien se realizó un análisis fluidodinámico del comportamiento del agua y el vapor de agua, en este trabajo se obviaron los estudios de la capa límite a nivel microscópico.

- e) Se analizó la eficiencia de la turbina utilizando 4 caudales diferentes cada una con presiones estáticas diferentes en la salida.

- f) Se realizó la comparación entre los resultados de la simulación y los parámetros tomados en campo, estos incluyen los de diseño.

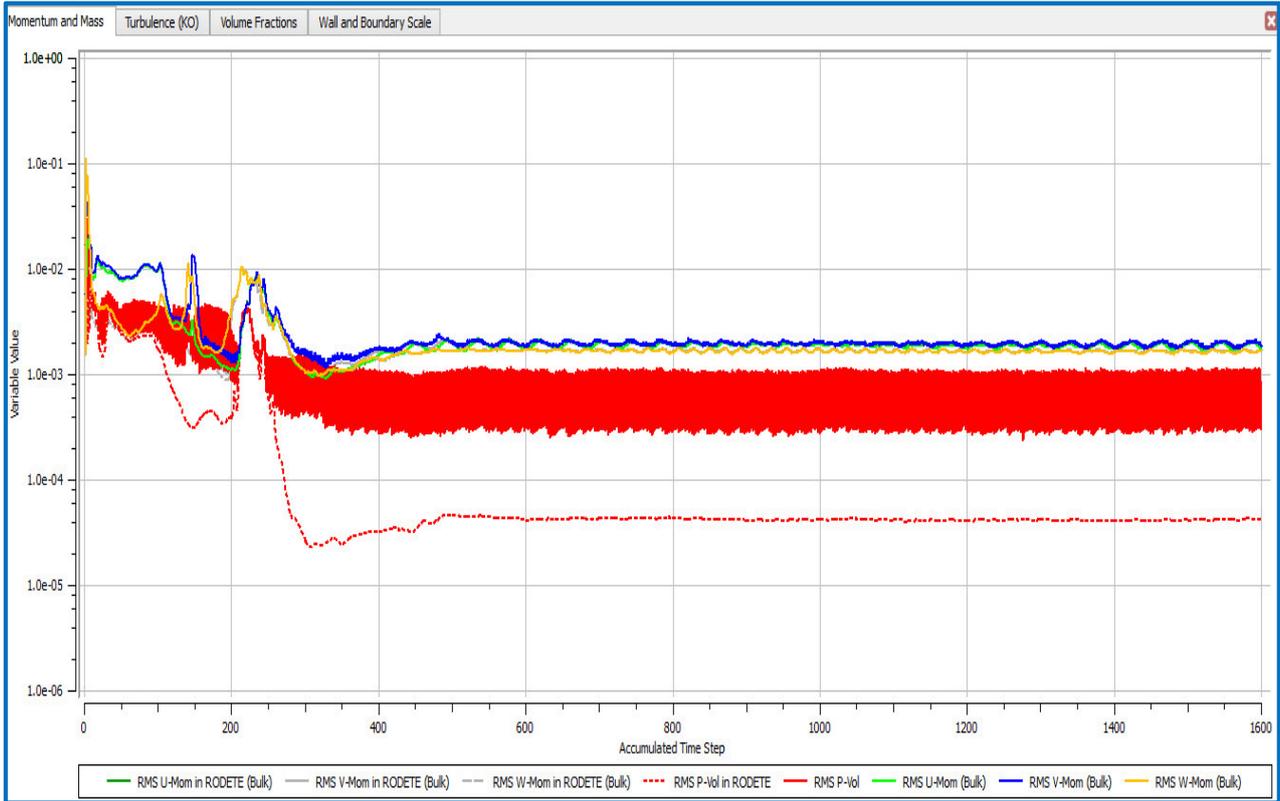
4.5 CONVERGENCIAS EN LAS SIMULACIONES

Una simulación fluidodinámica puede darse por finalizada en caso de llegar una convergencia (porcentaje de errores mínimos) previamente establecidos por el usuario. Otra forma de llegar a una solución aceptable es fijar una determinada cantidad de iteraciones luego de las cuales la simulación culminaría, este tipo de convergencia es aceptable siempre y cuando obtendríamos a una oscilación periódica de los parámetros analizados y la periodicidad oscile cercanamente a los porcentajes de error mínimos establecidos, para flujos bifásicos ANSYS recomienda como aproximación 10^{-3} y para fluidos en una fase 10^{-4} .

En el caso de una simulación con un fluido en una sola fase, esta convergencia no presenta problemas para ser alcanzada, ya que las ecuaciones que gobiernan el flujo son resueltas sin problemas y la única dificultad que puede establecerse es la complejidad de la geometría a través de la cual pasará el fluido.

El presente estudio se realizó con simulaciones bifásicas, la complejidad de convergencia en estos casos fue amplia, debido a que al encontrar zonas de baja presión el agua dio paso a la formación de burbujas de vapor de agua, es decir una parte del fluido que fue agua pasó a cambiar de fase convirtiéndose en vapor, en consecuencia las ecuaciones de masa y momento presentaron serias dificultades para su solución. Una de las condiciones iniciales fue colocar Fracción de vapor: 0 y como Fracción de agua: 1, a medida que se presentó estos cambios de fase, debido a la caída de presión, la Fracción de vapor y Fracción de agua fueron cambiando de valores, he aquí la complejidad del proceso de transferencia de masa entre ambas fases, líquida y gaseosa, la misma que es gobernada por la ecuación de Rayleigh-Plesset²⁷.

²⁷ Véase Anexo 1.



GRÁFICA 4.1 PERIODICIDAD EN LA CONVERGENCIA DURANTE LA ETAPA DE TESTEO INICIAL

CAPÍTULO V: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

5.1 ANÁLISIS NUMÉRICO DE DATOS TOMADOS EN CAMPO

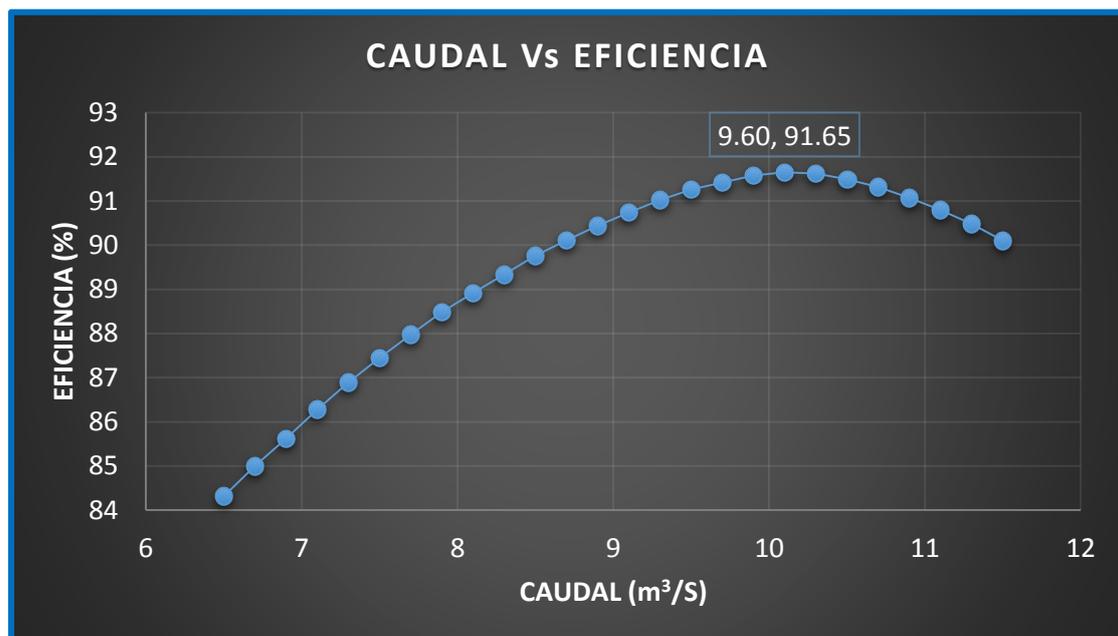
El presente análisis se basa en los datos recopilados por el sistema Scada que viene operando en la central hidroeléctrica Cahua.

➤ ANÁLISIS CAUDAL - EFICIENCIA DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA

El siguiente cuadro fue extraído de la tesis “Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua”, la misma que pertenece a la data extraída del sistema Scada de la central²⁸.

Caudal	Eficiencia
6.00	84.31
6.20	85.00
6.40	85.62
6.60	86.28
6.80	86.89
7.00	87.45
7.20	87.98
7.40	88.48
7.60	88.92
7.80	89.34
8.00	89.76
8.20	90.11
8.40	90.44

Caudal	Eficiencia
8.60	90.74
8.80	91.02
9.00	91.26
9.20	91.42
9.40	91.58
9.60	91.65
9.80	91.62
10.00	91.49
10.20	91.32
10.40	91.07
10.60	90.80
10.80	90.48
11.00	90.10



GRÁFICA 5.1 CAUDAL Vs EFICIENCIA

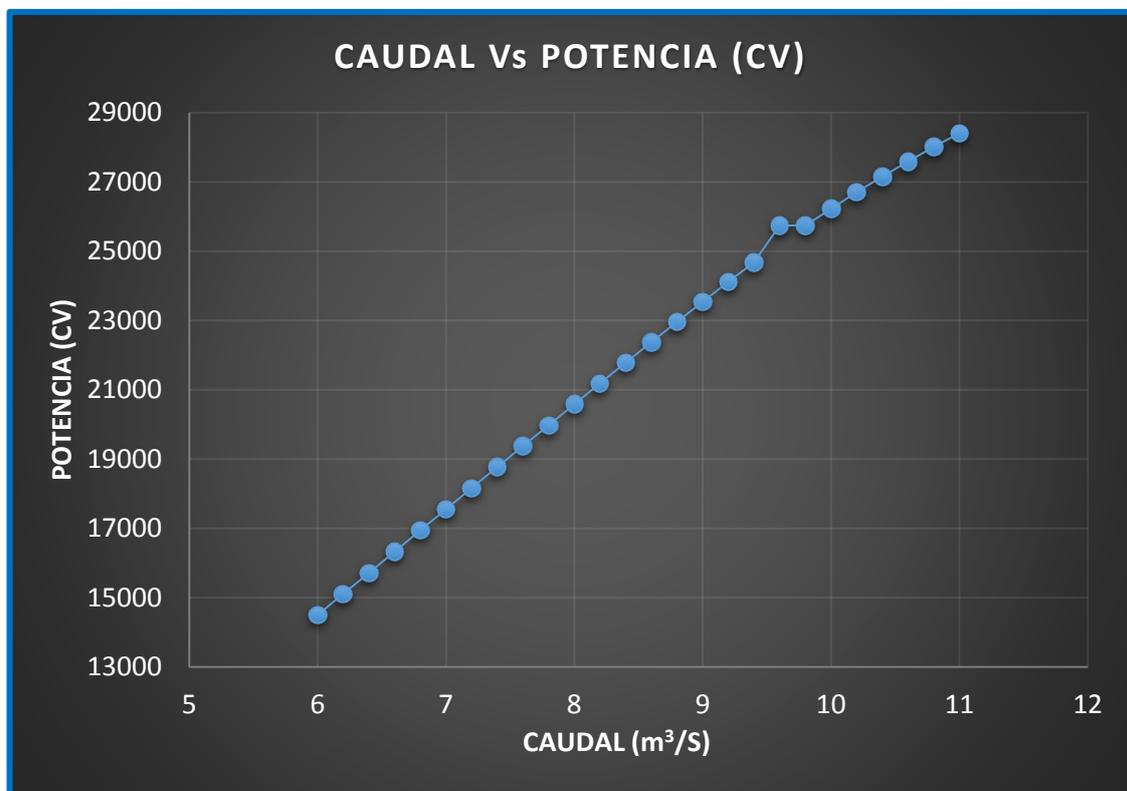
²⁸ Véase bibliografía, referencia [9]

➤ ANÁLISIS CAUDAL - POTENCIA DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA

De la misma manera presentaremos el gráfico Caudal Vs Potencia, usando un cuadro extraído de la tesis “Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua”, en este caso ya que tenemos las potencias tanto en CV como en kW, realizaremos ambos gráficos²⁹.

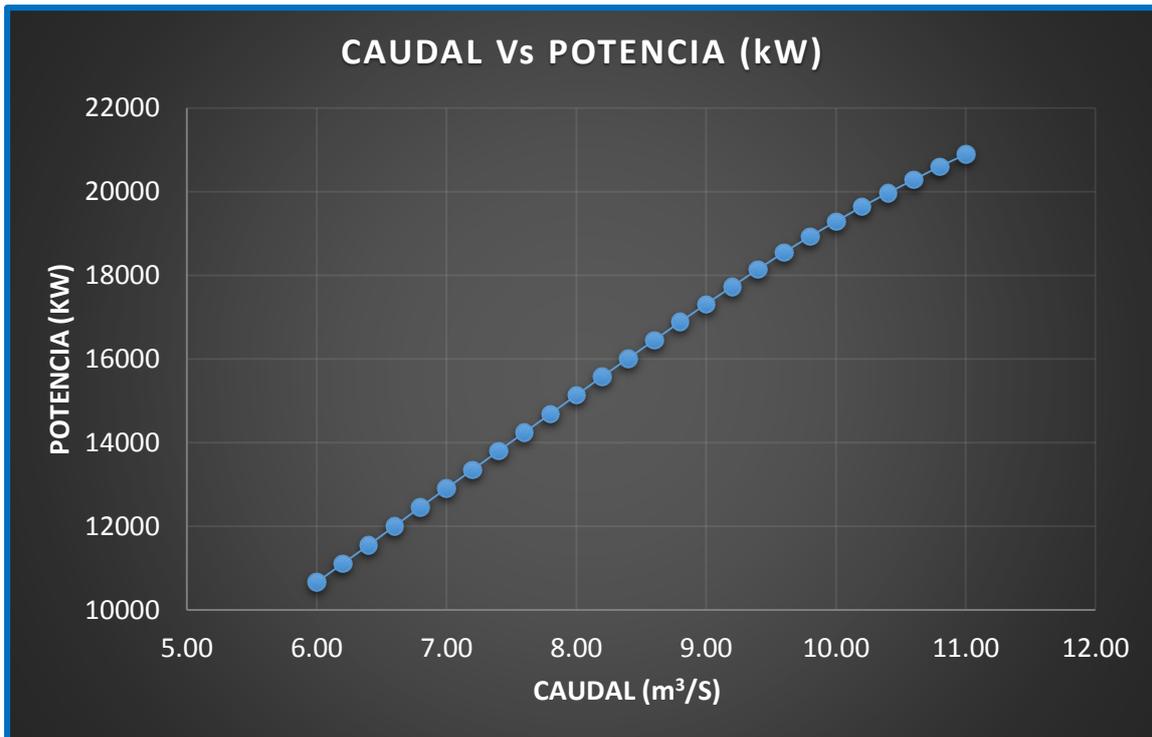
Caudal	Potencia (CV)	Potencia (kW)
6.00	14501.32	10665.71
6.20	15107.33	11111.43
6.40	15708.42	11553.52
6.60	16324.18	12006.42
6.80	16937.76	12457.70
7.00	17548.30	12906.76
7.20	18159.07	13355.98
7.40	18769.56	13804.99
7.60	19372.70	14248.60
7.80	19976.42	14692.64
8.00	20584.96	15140.22
8.20	21181.86	15579.23
8.40	21777.95	16017.66

Caudal	Potencia (CV)	Potencia (kW)
8.60	22370.43	16453.43
8.80	22961.31	16888.02
9.00	23545.08	17317.38
9.20	24110.50	17733.25
9.40	24677.76	18150.47
9.60	25739.11	18550.81
9.80	25739.11	18931.09
10.00	26227.13	19290.03
10.20	26701.97	19639.27
10.40	27151.00	19969.54
10.60	27591.09	20293.22
10.80	28012.61	20603.25
11.00	28410.00	20895.53



GRÁFICA 5.2 CAUDAL Vs POTENCIA

²⁹ Véase bibliografía, referencia [9]



GRÁFICA 5.3 CAUDAL Vs POTENCIA

Con los parámetros de diseño de la central hidroeléctrica Cahua procedemos al cálculo del número específico (n_s).

H=	215	m
n=	600	RPM
P=	28410	CV
Q=	11	m³/s

Donde:

H: Altura neta.

n: Revoluciones por minuto de la turbina.

P: Potencia de la turbina.

Q: Caudal que pasa a través de la turbina.

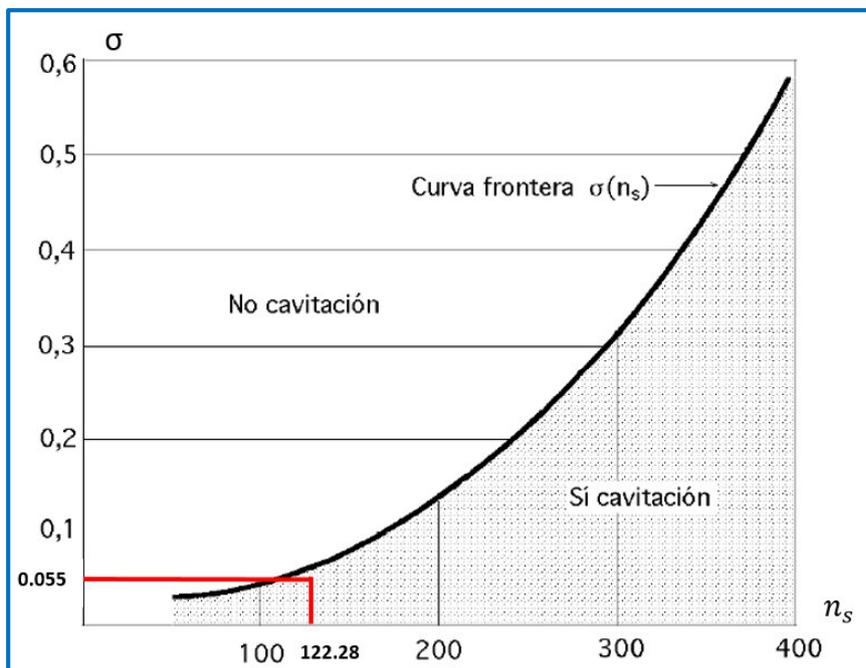
Cálculos para hallar las dimensiones del rodete:

$$n_s = n \frac{\sqrt{P}}{H^{1.25}} \quad (5.1)$$

$$n_s = 600 \frac{\sqrt{28410}}{215^{1.25}}$$

$$n_s = 122.28$$

Además contamos con el valor del coeficiente de Thoma (σ) tomado con los datos de campo igual a 0.0550. Si usamos como referencia la gráfica 1.10 CURVA DE FRONTERA DE CAVITACIÓN apreciamos que la central hidroeléctrica presenta un ligero problema de cavitación³⁰.



GRÁFICA 5.4 CAVITACIÓN
EN LA CENTRAL
HIDROELÉCTRICA CAHUA

5.2 ANÁLISIS NUMÉRICO DE LA SIMULACIÓN

Este método de simulación consistió en colocar una altura de presión en la salida del difusor y realizar una variación en los caudales de ingreso al rodete, de esta forma obtuvimos una curva de eficiencia, para una determinada condición de funcionamiento, posteriormente variamos la altura de presión en la salida y obtenemos otra curva de eficiencia en una condición de funcionamiento diferente a la inicial. Este tipo de análisis usado es el mismo empleado en laboratorios para el estudio de las bombas centrífugas, estas son estranguladas en el ingreso hallándose una determinada curva de eficiencia, luego de realizar este proceso para distintas condiciones de estrangulamiento se puede construir el diagrama de colinas de la bomba. En ambos casos se puede hallar el valor del coeficiente de Thoma y verificar la

³⁰ Véase bibliografía, referencia [9]

presencia de cavitación en la turbomáquina, a su vez se puede analizar los casos en que la turbomáquina trabajaría en forma óptima.

Los resultados obtenidos luego de las simulaciones, fueron extraídos directamente con una tabla que maneja una serie de funciones propias de ANSYS, las mismas que facilitan el cálculo de algunos parámetros importantes, como el torque y la presión en ciertas zonas específicas, en el caso de las presiones se realiza un promedio en el área de estudio³¹.

ANSYS reconoce algunas partes de la turbomáquina por defecto, para esto es necesario nombrar correctamente las partes de la turbina tal como se muestra en las figuras 5.1 Y 5.2.

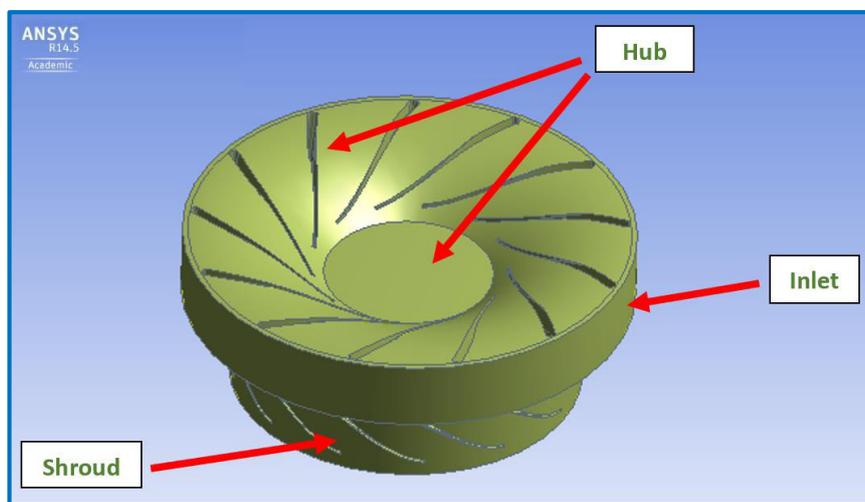


FIGURA 5.1 INGRESO DE FLUIDO AL RODETE

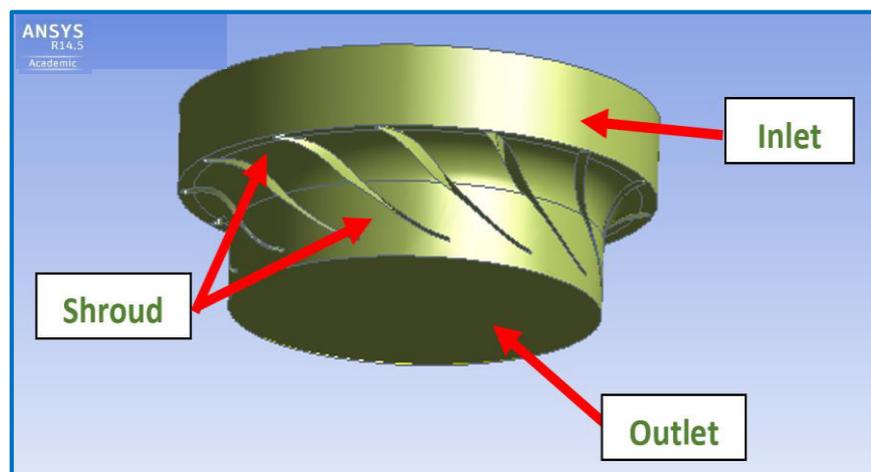


FIGURA 5.2 SALIDA DE FLUIDO DESDE EL RODETE

³¹ Véase bibliografía, referencia [2]

Donde:

Inlet es el nombre con el cual ANSYS el área de ingreso de fluido hacia el rodete.

Outlet es el nombre con el cual ANSYS el área de salida de fluido desde el rodete.

Hub es la superficie rotatoria del sólido en contacto con el eje de rotación.

Shroud es la superficie rotatoria que no está en contacto con el eje de rotación.

Blade es el nombre con el cual ANSYS reconoce a los álabes del rodete.

El torque es calculado por ANSYS, seleccionando la función torque y colocando el área en el que se desea calcular el parámetro.

Torque Blade = torque_z()@RODETE Blade

Torque Hub = torque_z()@RODETE Hub

Torque Shroud = torque_z()@RODETE Shroud

Usando esas nominaciones para las distintas partes del rodete que van a generar torque, tendríamos que hacer la suma correspondiente para hallar el torque total. Obteniendo la siguiente expresión:

Torque total = torque_z()@RODETE Blade + torque_z()@RODETE Hub + torque_z()@RODETE Shroud

De forma similar se procede para hallar las presiones en las áreas deseadas, seleccionando la función areaAve(), que es la que nos dará el valor promedio en el área que especifiquemos, ANSYS reconoce a la presión como una variable (Total Pressure in Stn Frame), esta variable la introducimos dentro del paréntesis de areaAve(), con lo que nos quedaría la expresión areaAve(Total Pressure in Stn Frame), al final colocamos el área en el que se desea calcular el parámetro.

Presión Inlet = areaAve(Total Pressure in Stn Frame)@RODETE Inlet

Presión Outlet = areaAve(Total Pressure in Stn Frame)@DIFUSOR to RODETE Side 1

Donde:

Inlet es el nombre con el cual ANSYS reconoce al ingreso del rodete.

Outlet es el nombre con el cual ANSYS reconoce a la salida del rodete.

DIFUSOR to RODETE Side 1 es el interfaz que se genera entre el rodete y el difusor.

Usando esas nominaciones para las distintas zonas de presión, tendríamos que hacer la suma correspondiente para hallar la presión total. Obteniendo la siguiente expresión:

$$\text{Presión total} = \text{areaAve}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@\text{RODETE Inlet} - \text{areaAve}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@\text{DIFUSOR to RODETE Side 1}$$

La velocidad de rotación es reconocida por “omega”, esta nos dará el valor de la velocidad en rad/s.

$$\text{Velocidad} = \text{omega}$$

El caudal es calculado, seleccionando la función caudal y colocando el área en el que se desea calcular (este proceso es solo para visualizar el valor ya que, este parámetro es ingresado manualmente al inicio de la simulación).

$$\text{Caudal} = \text{massFlow}()@\text{RODETE Inlet}$$

Donde:

massFlow() es el nombre con el cual ANSYS reconoce al caudal promedio.

RODETE Inlet se entiende como la zona de ingreso de fluido al rodete.

La eficiencia es un parámetro que no es hallado por defecto en el simulador, ya que esta depende de otras variables, su fórmula la detallamos a continuación:

$$\eta = \frac{\tau \times \omega}{P \times Q} \quad (5.2)$$

Donde:

η : Eficiencia

τ : Torque [J]

ω : Velocidad de giro [rad/s]

P : Presión [Pa]

Q : Caudal [m³/s]

Pero si usamos las expresiones antes mencionadas, la expresión que necesitamos es:

$$\text{Eficiencia} = \frac{(\text{torque}_z()@RODETE \text{ Blade} + \text{torque}_z()@RODETE \text{ Hub} + \text{torque}_z()@RODETE \text{ Shroud}) * \text{omega} * 1000}{(\text{areaAve}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@RODETE \text{ Inlet} - \text{areaAve}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@DIFUSOR \text{ to RODETE Side 1}) * \text{massFlow}()@RODETE \text{ Inlet}}$$

El coeficiente de Thoma es otro de los parámetros que no será posible obtener directamente, ya que dicho parámetro depende de la altura de aspiración, en este caso se requiere de un análisis extra que no dependerá directamente del simulador pero si de los parámetros extraídos con anticipación, este análisis se explica a continuación³²:

Sabemos que para hallar la altura de aspiración se usa la siguiente fórmula:

$$NPSH = \frac{p_{02} - p_v}{\rho \times g} \quad (5.3)$$

Donde:

$NPSH$: Altura de aspiración.

p_{02} : Presión total a la salida del rodete.

p_v : Presión de vaporización del fluido.

ρ : Densidad del fluido.

g : Gravedad.

Además sabemos que el valor del coeficiente de Thoma depende del valor del NPSH y de la altura neta, teniendo con esto la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{NPSH}{H_n} \quad (5.4)$$

σ : Coeficiente de Thoma.

H_n : Altura neta.

Si juntamos estas dos expresiones, obtendremos la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{\frac{p_{02} - p_v}{\rho \times g}}{H_n} \quad (5.5)$$

³² Véase bibliografía, referencia [12]

Reduciéndola obtendríamos:

$$\sigma = \frac{p_{02} - p_v}{\rho \times g \times H_n} \quad (5.6)$$

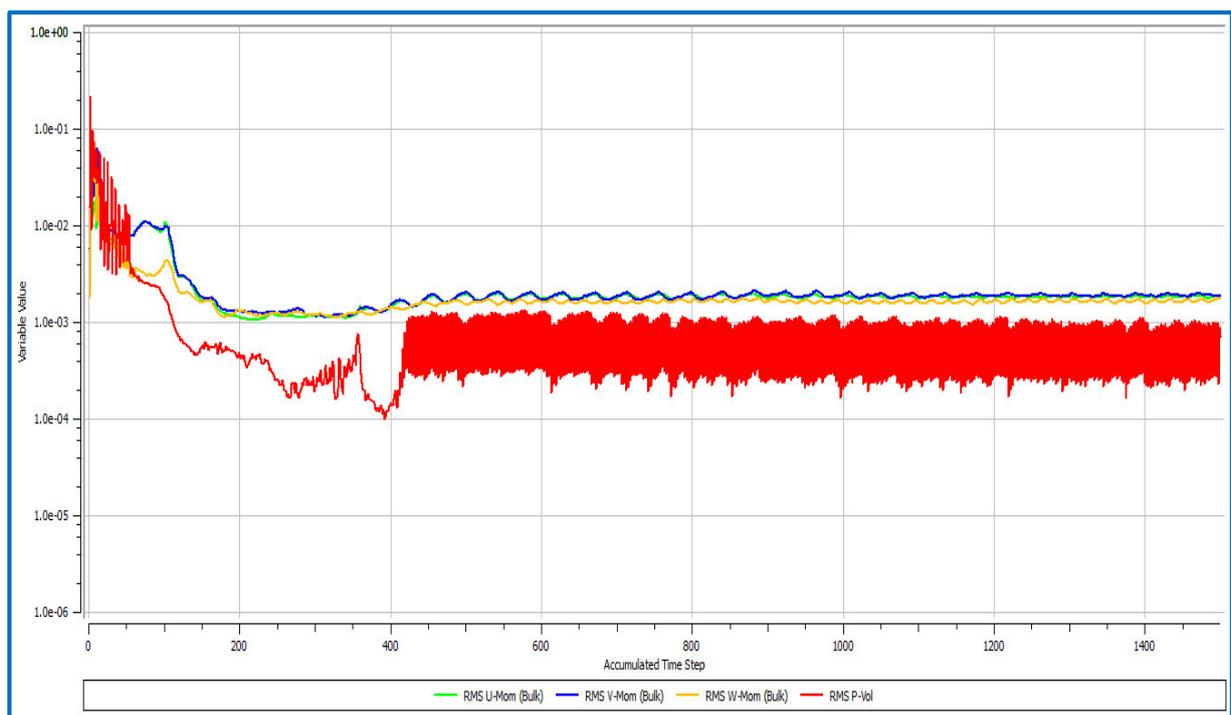
Esta es la expresión que usaremos para calcular el valor del coeficiente de Thoma. Al ver la ecuación resultante podemos verificar que el coeficiente de Thoma en este caso dependerá exclusivamente de la presión a la salida del rodete, ya que los demás parámetros se mantendrán constantes.

5.3 ANÁLISIS GRÁFICO DE LA SIMULACIÓN

Una de las bondades del software ANSYS es la visualización del comportamiento del fluido durante su paso por todos los componentes de la turbomáquina, en este ítem veremos gráficamente ciertos parámetros como las caídas de presión, velocidades, vorticidad, zonas propensas a cavitatar, entre otros.

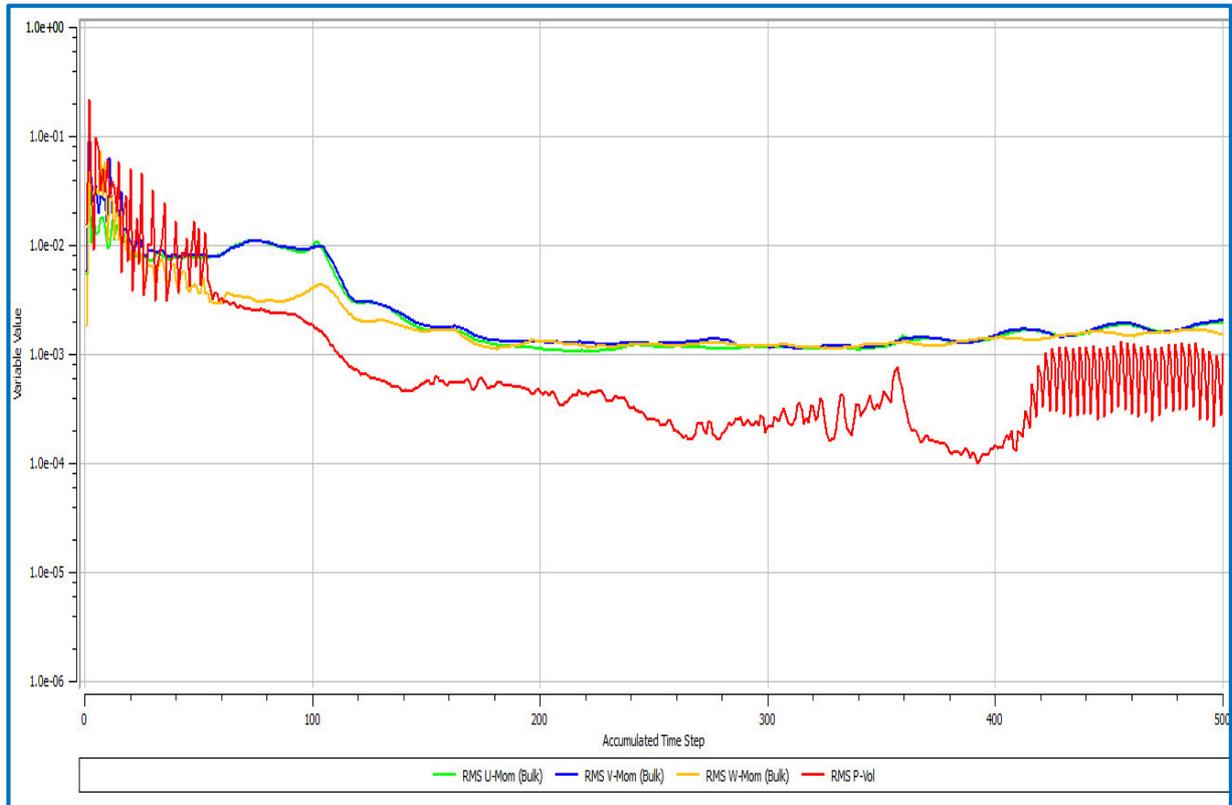
➤ CONVERGENCIA

La convergencia de la simulación es aceptable, ya que las oscilaciones de los residuos obtenidos pasan a ser periódicos (se mantienen en una variación constante) y este comportamiento se repite durante todo el análisis de los distintos puntos de operación de la turbina, la gráfica (5.5) nos muestra el comportamiento de la convergencia para un Caudal másico de 8.8 m³/s y Presión estática de 7 m.c.a.

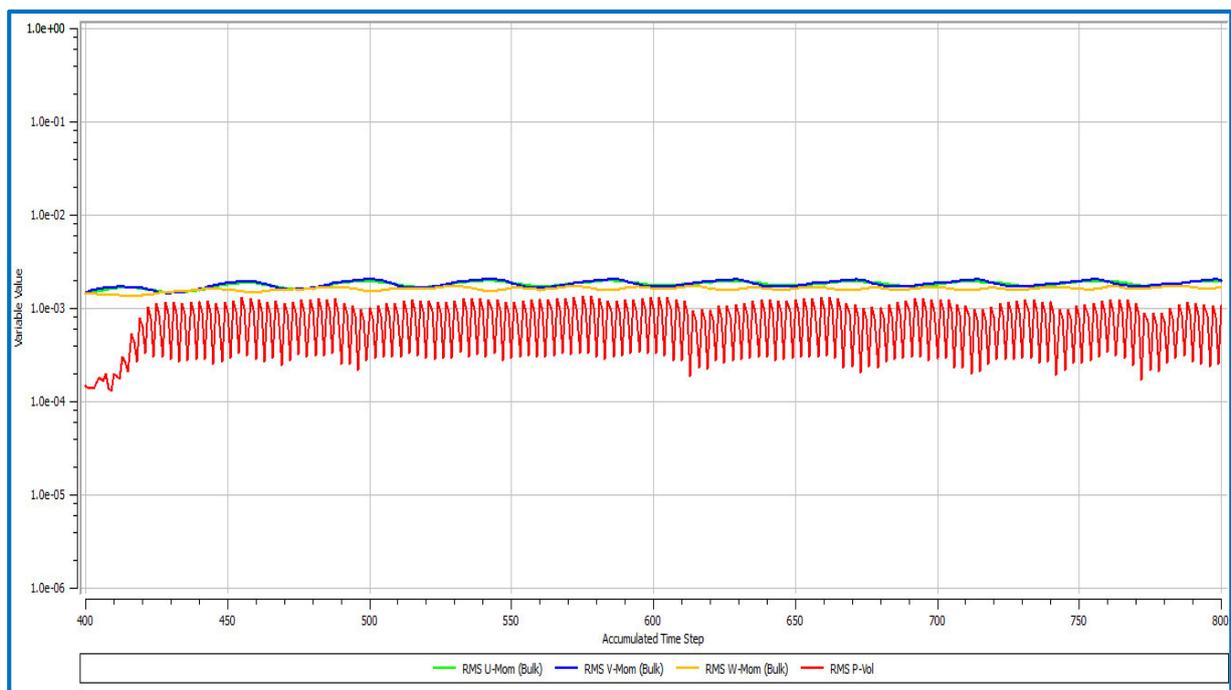


GRÁFICA 5.5 PERIODICIDAD EN LA CONVERGENCIA PARA UN CAUDAL DE 8.8 m³/s

En las gráficas (5.6) y (5.7) podemos verificar que existió una periodicidad, pero antes de ella hubo una etapa de poca estabilidad, esto suele ser normal hasta que se llega a una estabilidad de flujo, la misma que da inicio a las oscilaciones periódicas.

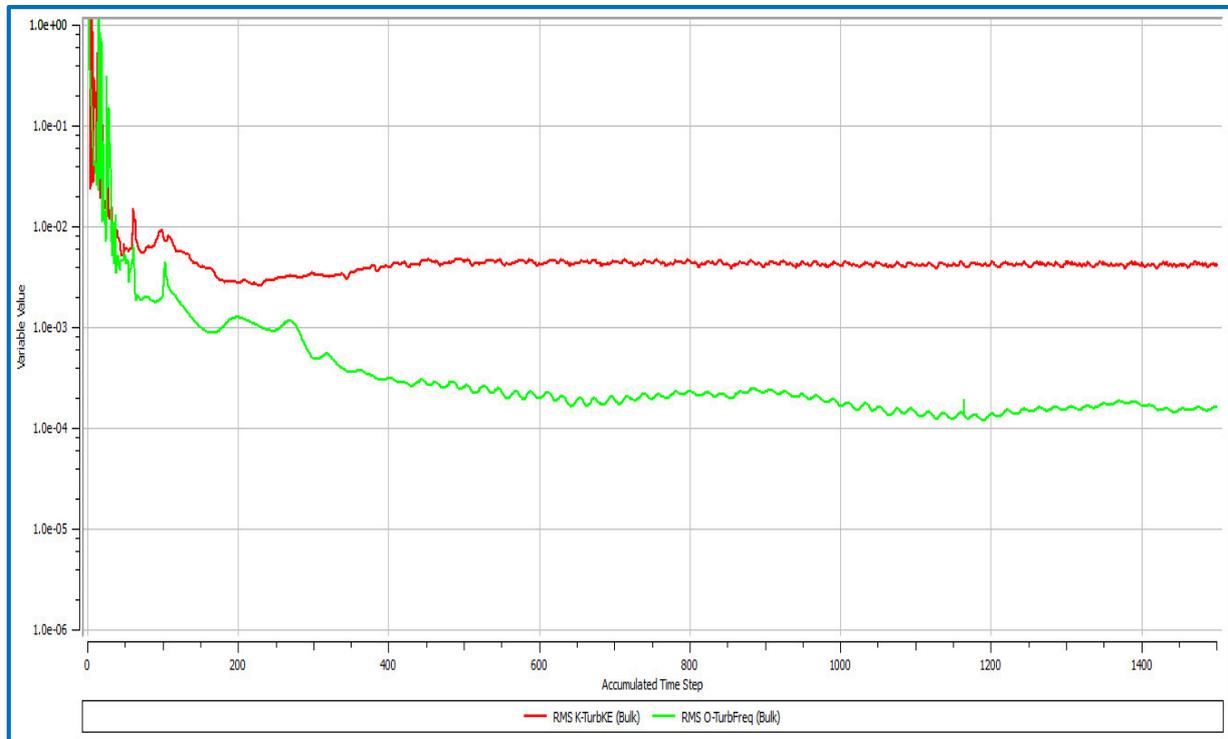


GRÁFICA 5.6 INESTABILIDADES DE CONVERGENCIA



GRÁFICA 5.7 ESTABILIDAD DE CONVERGENCIA

En la gráfica (5.8) podemos apreciar que el comportamiento de la turbulencia, luego de la iteración 400 toma cierta estabilidad, manteniendo este comportamiento hasta el final de la simulación.



GRÁFICA 5.8 ESTABILIDAD DE LA TURBULENCIA

➤ MALLADO DEL CONJUNTO RODETE - DIFUSOR

Sin duda el paso más importante de una simulación es la definición de la malla, ya que en los volúmenes de control definidos es donde se resolverán las ecuaciones que gobiernan el flujo, para un buen desarrollo de estas ecuaciones se mallaron por separado el rodete y el difusor, haciendo la optimización correspondiente, tal como se explica en el ítem 4.2.

A continuación se mostrarán detalles del mallado donde se trata de dar énfasis a las zonas de mayor importancia, como vista de los pasajes de álabes, zona de ingreso al difusor, configuración de los tetraedros de la malla, entre otros.

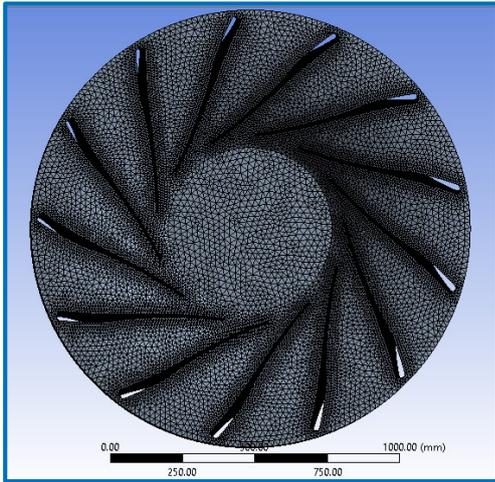


FIGURA 5.3 MALLADO DEL RODETE
(VISTA SUPERIOR)

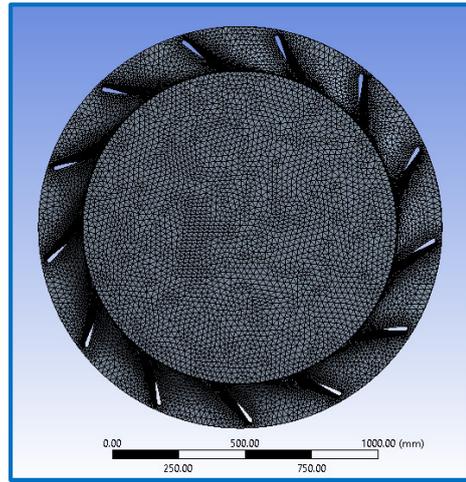


FIGURA 5.4 MALLADO DEL RODETE
(VISTA INFERIOR)



FIGURA 5.5 MALLADO DEL RODETE
(VISTA FRONTAL)

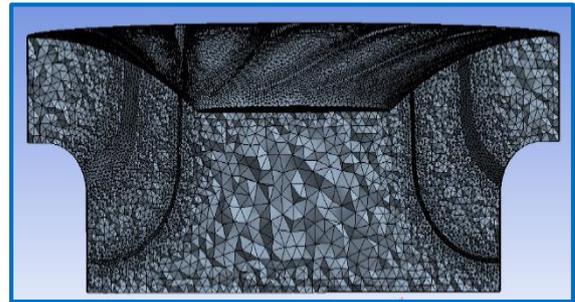


FIGURA 5.6 MALLADO DEL RODETE
(VISTA FRONTAL – CORTE 1)

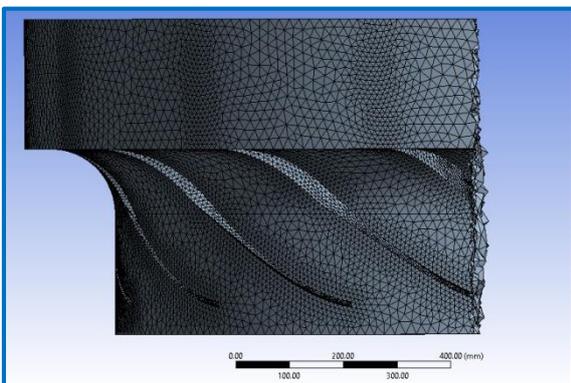


FIGURA 5.7 MALLADO DEL RODETE
(VISTA FRONTAL – CORTE 2)

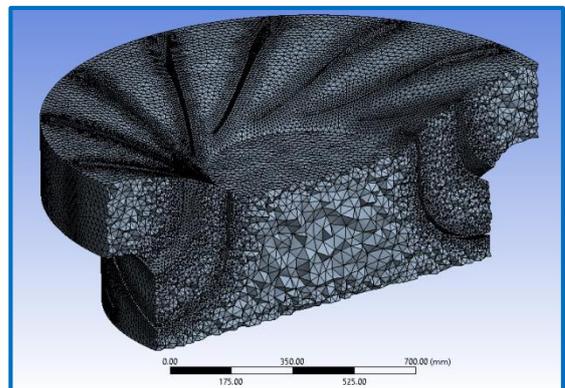


FIGURA 5.8 MALLADO DEL RODETE
(VISTA ISOMÉTRICA – CORTE 1)

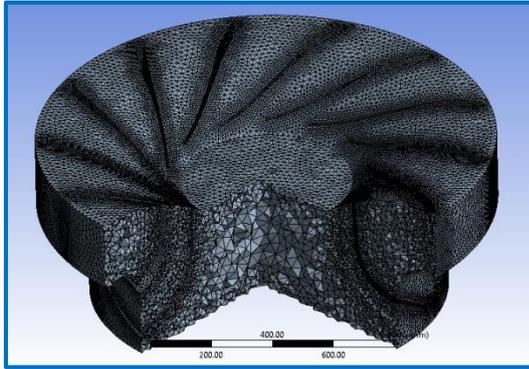


FIGURA 5.9 MALLADO DEL RODETE
(VISTA ISOMÉTRICA – CORTE 2)

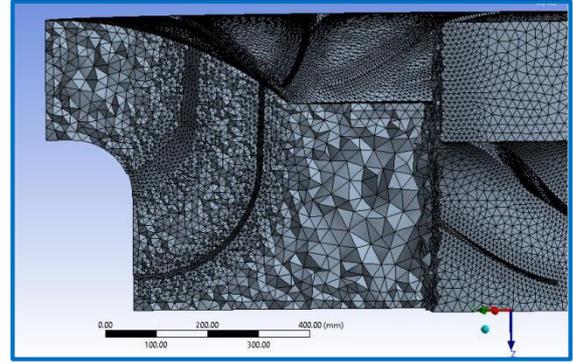


FIGURA 5.10 MALLADO DEL RODETE
(PASAJE DE ÁLABES)

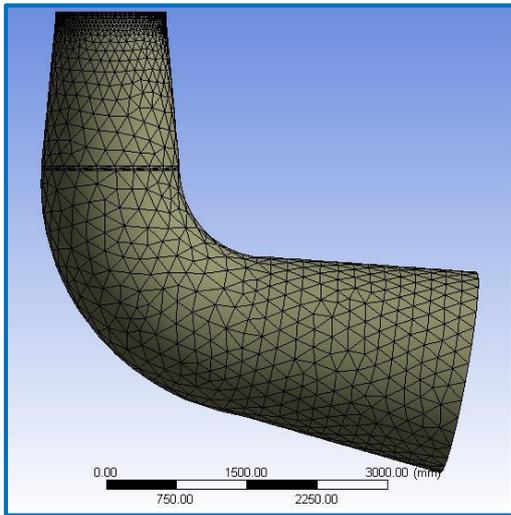


FIGURA 5.11 MALLADO DEL DIFUSOR
(VISTA FRONTAL 1)

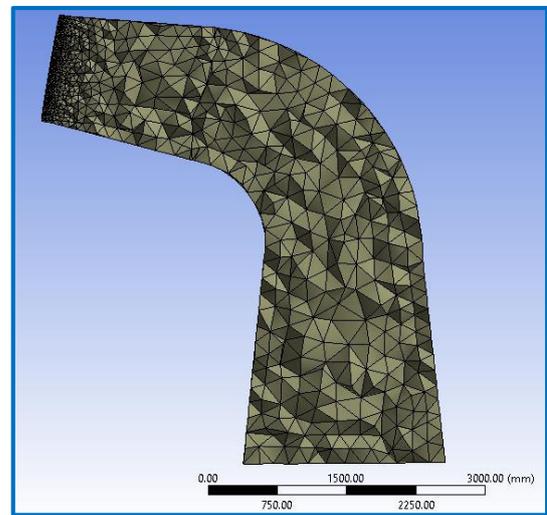


FIGURA 5.12 MALLADO DEL DIFUSOR
(VISTA FRONTAL 2 – CORTE 1)

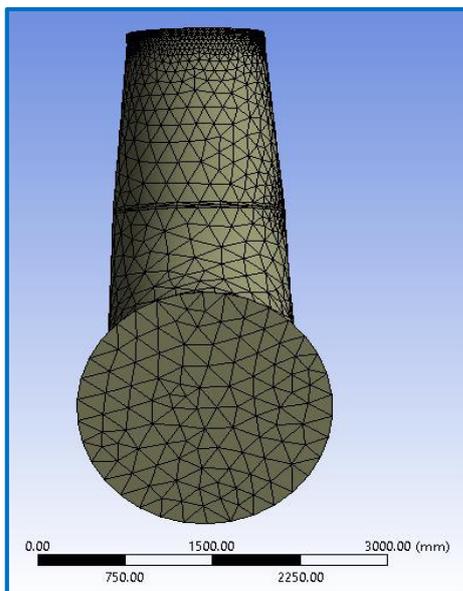


FIGURA 5.13 MALLADO DEL DIFUSOR
(VISTA FRONTAL 2)

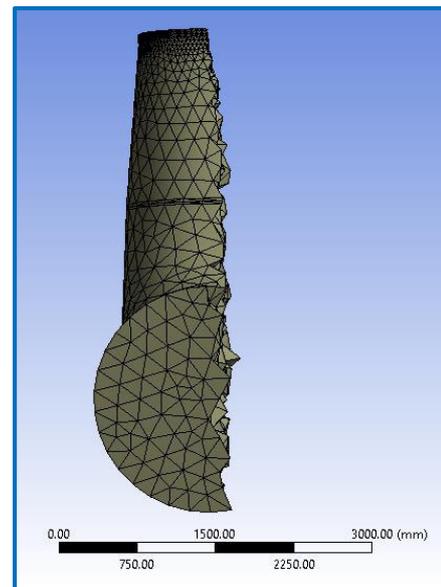


FIGURA 5.14 MALLADO DEL DIFUSOR
(VISTA FRONTAL 2 – CORTE 1)

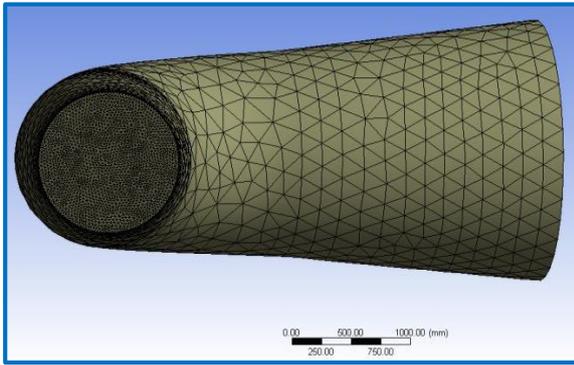


FIGURA 5.15 MALLADO DEL DIFUSOR
(VISTA SUPERIOR)

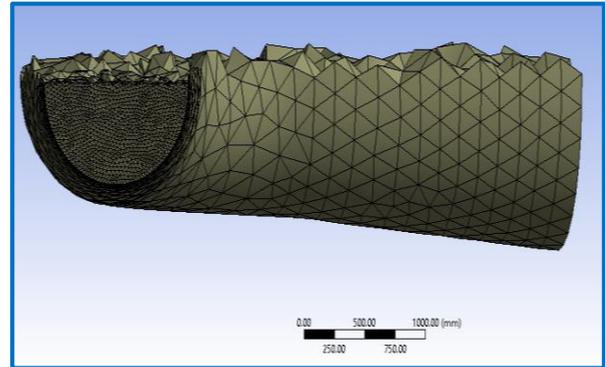


FIGURA 5.16 MALLADO DEL DIFUSOR
(VISTA SUPERIOR – CORTE 1)

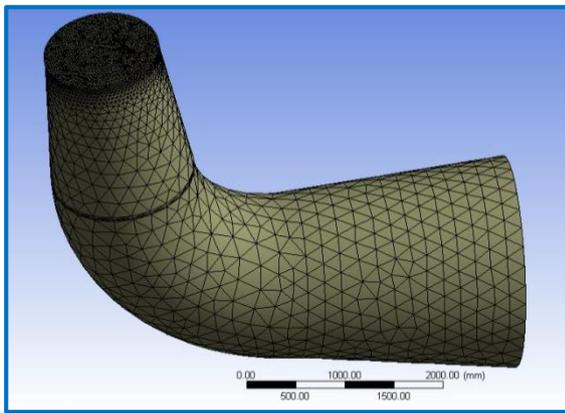


FIGURA 5.17 MALLADO DEL DIFUSOR
(VISTA ISOMÉTRICA)

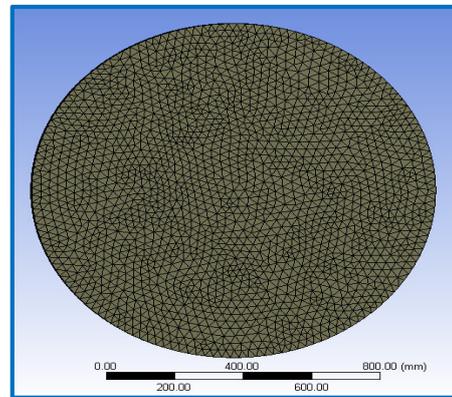


FIGURA 5.18 ENTRADA DEL DIFUSOR
(VISTA SUPERIOR)

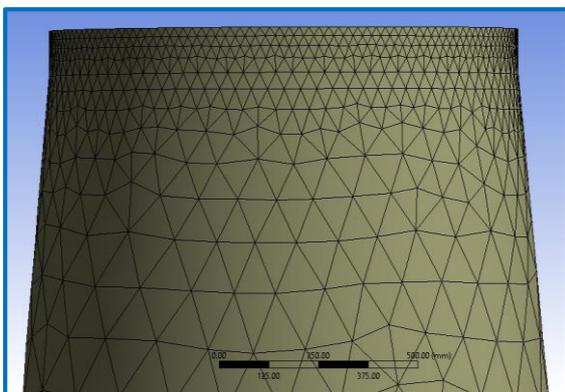


FIGURA 5.19 ENTRADA DEL DIFUSOR
(VISTA FRONTAL)

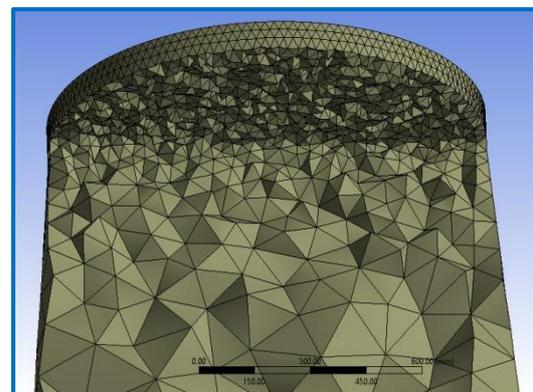


FIGURA 5.20 ENTRADA DEL DIFUSOR
(CORTE 1)

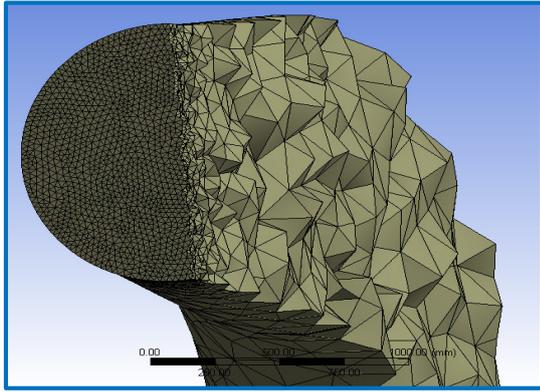


FIGURA 5.21 ENTRADA DEL DIFUSOR
(CORTE 2)

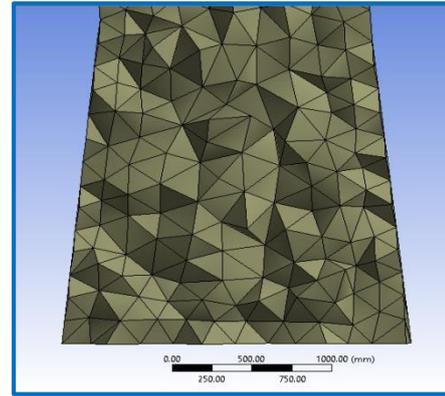


FIGURA 5.22 SALIDA DEL DIFUSOR
(CORTE 1)

➤ CAÍDAS DE PRESIÓN Y ZONAS PROPENSAS A CAVITAR

El mecanismo de formación, viaje e implosión de burbujas de vapor, se detalló en el ítem 1.3, del cual podemos afirmar que la cavitación y la caída de presión guardan una relación directamente proporcional, es decir las zonas con mayor afección de la cavitación son aquellas que sufren la caída repentina de presión.

En la presente tesis fue posible la identificación de zonas propensas a ser dañadas por el fenómeno de cavitación, estas son visualizadas a través de representaciones gráficas. En la zona de ingreso al rodete tenemos las presiones más altas tal como se muestra en la figura 5.23, sin embargo luego que el fluido viaja aguas abajo la presión cae repentinamente, siendo la zona de mayor caída de presión el extrados de los álabes incluyendo toda la salida del rodete, esto se aprecia en la figura 5.24. En la figura 5.25 vemos todo este proceso y notamos que parte del intradós también es afectado por las caídas de presión, pero hay una clara diferencia que hay entre la caída de presión en el extrados y el intradós.

En las figuras 5.26 y 5.27 vemos un plano que secciona la geometría del rodete y difusor en forma simétrica, en dicho plano se plasma la variación de la presión siendo la zona más crítica la salida del rodete. Además desde la figura 5.28 a 5.32 vemos el comportamiento superficial de las bajas presiones, las mismas que fluctúan con el paso del tiempo, sin embargo la zona de salida del rodete esta siempre afectada por una baja presión.

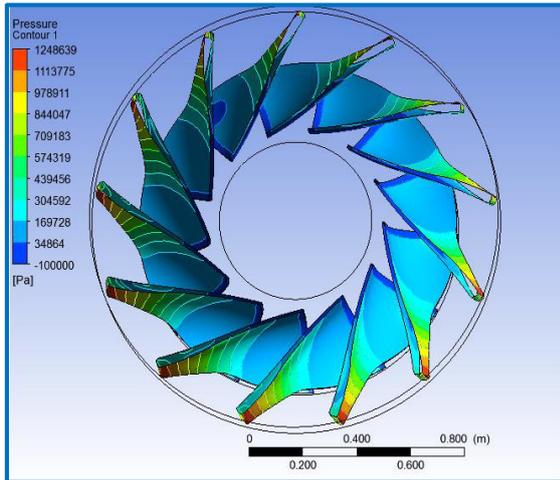


FIGURA 5.23 CAÍDA DE PRESIÓN - RODETE
(VISTA SUPERIOR)

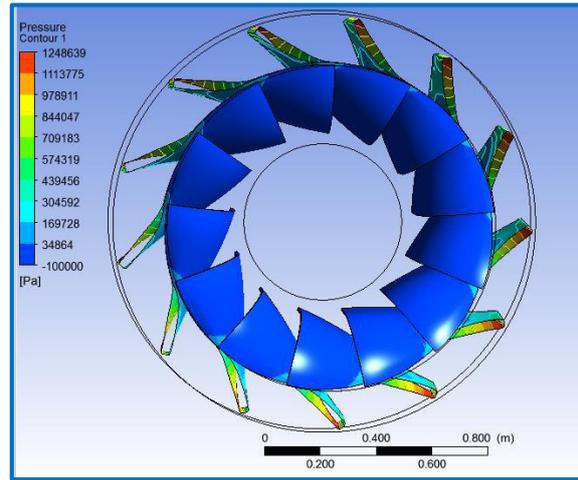


FIGURA 5.24 CAÍDA DE PRESIÓN - RODETE
(VISTA INFERIOR)

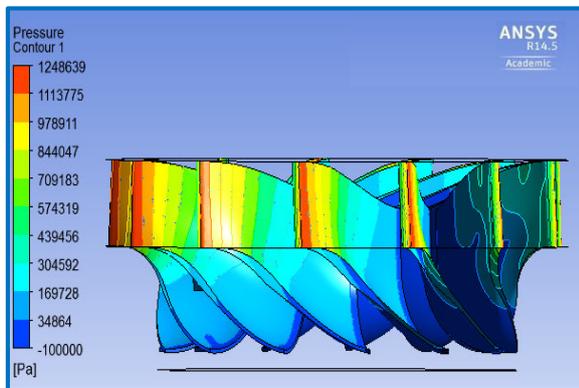


FIGURA 5.25 CAÍDA DE PRESIÓN - RODETE
(VISTA FRONTAL)

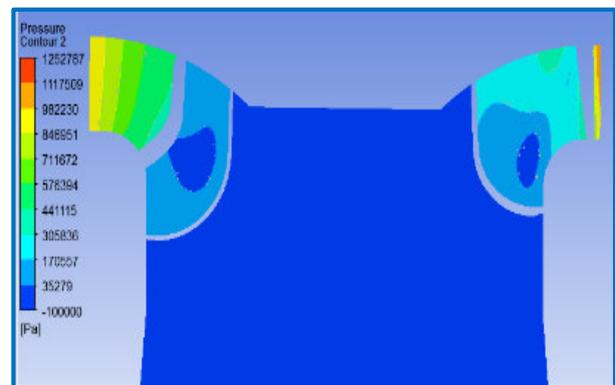


FIGURA 5.26 PLANO DE CAÍDA DE PRESIÓN
(VISTA 1)

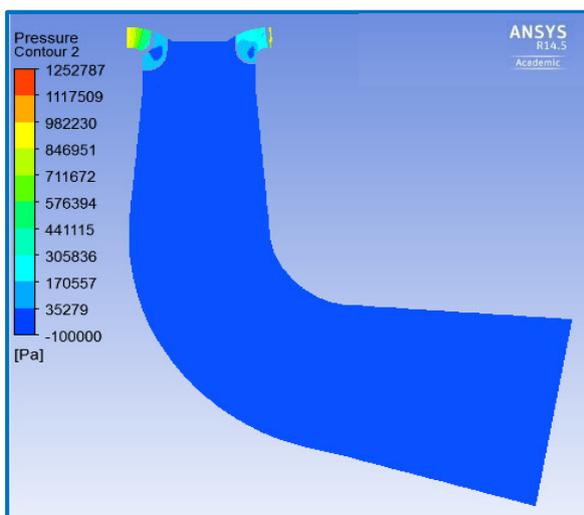


FIGURA 5.27 PLANO DE CAÍDA DE
PRESIÓN (VISTA 2)

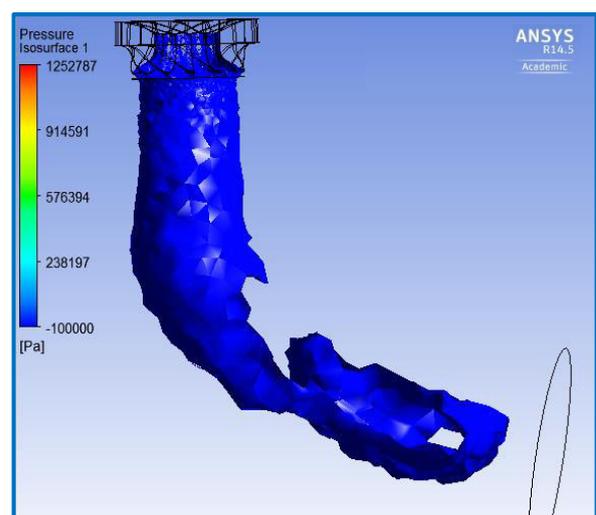


FIGURA 5.28 SUPERFICIE DE CAÍDA DE
PRESIÓN (VISTA 1)

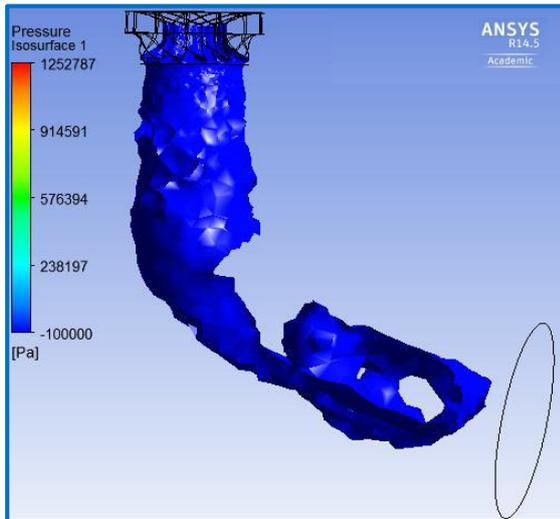


FIGURA 5.29 SUPERFICIE DE CAÍDA DE PRESIÓN (VISTA 2)

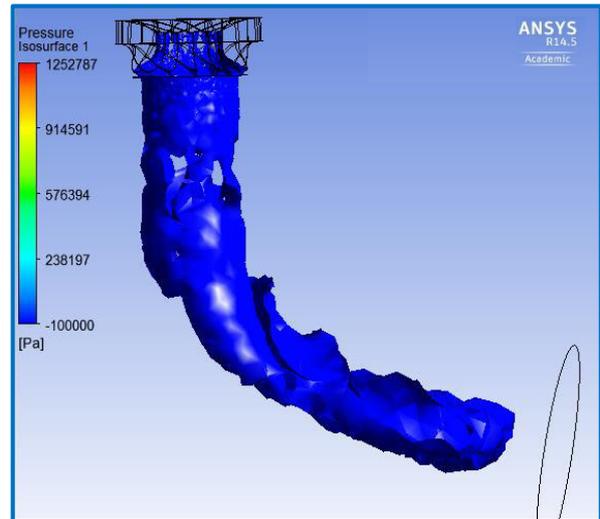


FIGURA 5.30 SUPERFICIE DE CAÍDA DE PRESIÓN (VISTA 3)

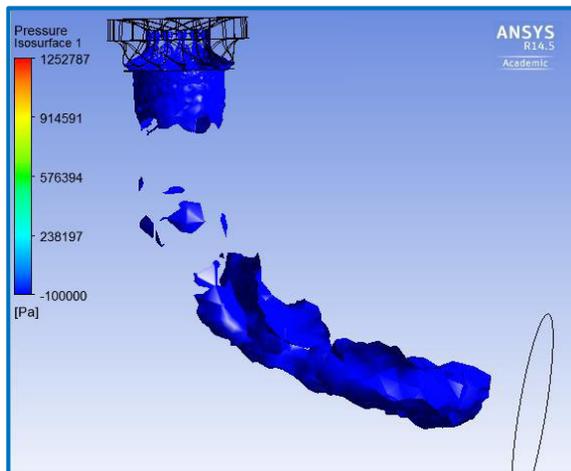


FIGURA 5.31 SUPERFICIE DE CAÍDA DE PRESIÓN (VISTA 4)

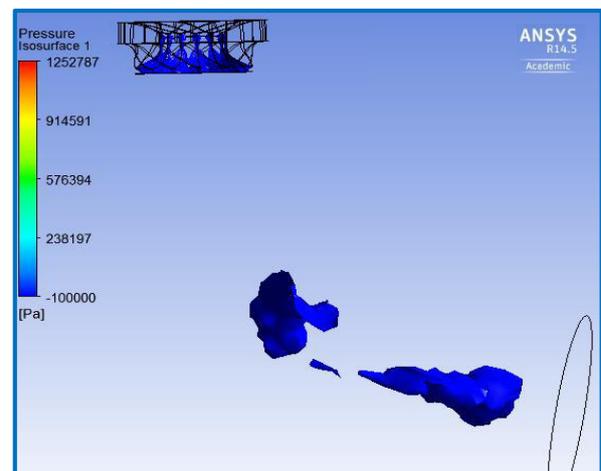


FIGURA 5.32 SUPERFICIE DE CAÍDA DE PRESIÓN (VISTA 5)

➤ VORTICIDAD

Las grandes caídas de presión y las vorticidades que hay debido a la geometría del rodete vienen acompañadas de un fenómeno conocido en mecánica de fluidos como la torcha, generado por las vorticidades en el paso del fluido, este fenómeno ayuda a que se mantenga la baja presión en la salida del rodete. La torcha no es motivo de estudio en la presente tesis, sin embargo es válido comentar que se han realizado muchos trabajos de investigación sobre la interacción entre la torcha y la parte estructural de las turbinas Francis, en la referencia [22] se podrá encontrar una explicación detallada de este fenómeno.

A continuación desde la figura 5.33 hasta la figura 5.42 veremos el proceso de formación de la torcha en una turbina Francis.

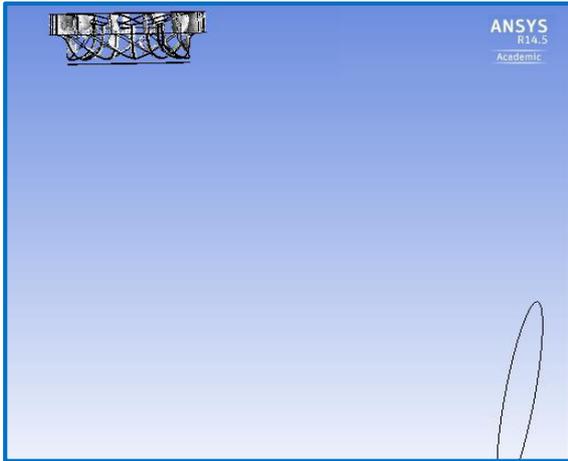


FIGURA 5.33 FORMACIÓN DE TORCHA
(VISTA 1)

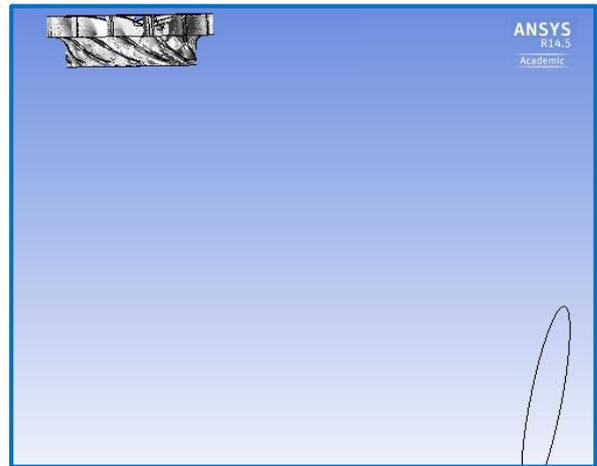


FIGURA 5.34 FORMACIÓN DE TORCHA
(VISTA 2)

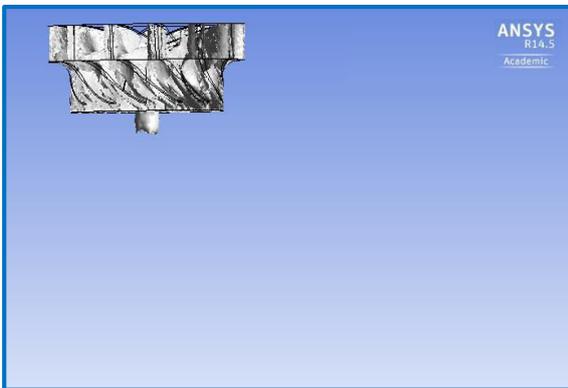


FIGURA 5.35 FORMACIÓN DE TORCHA
(VISTA 3)

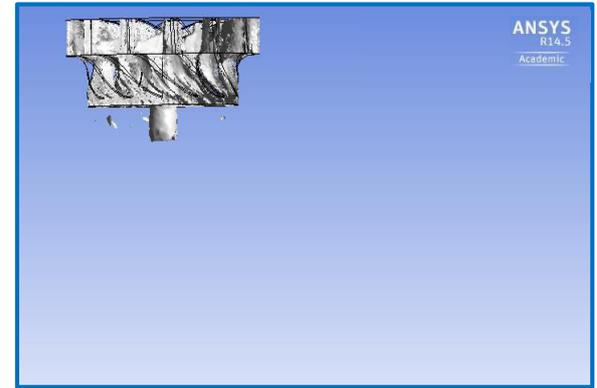


FIGURA 5.36 FORMACIÓN DE TORCHA
(VISTA 4)

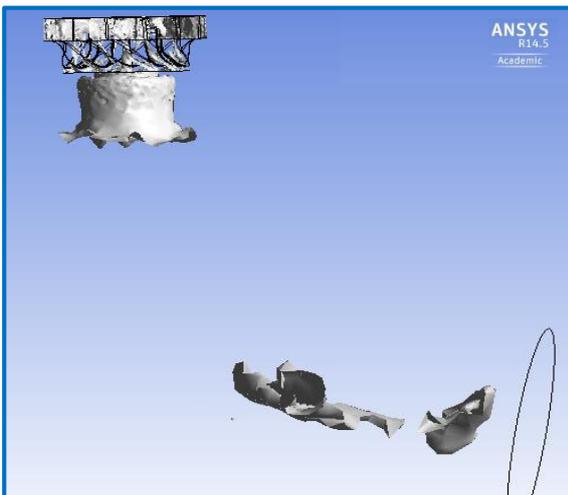


FIGURA 5.37 FORMACIÓN DE TORCHA
(VISTA 5)

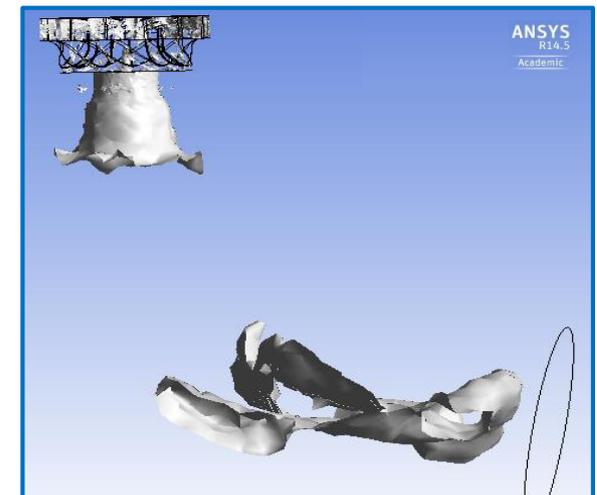


FIGURA 5.38 FORMACIÓN DE TORCHA
(VISTA 6)

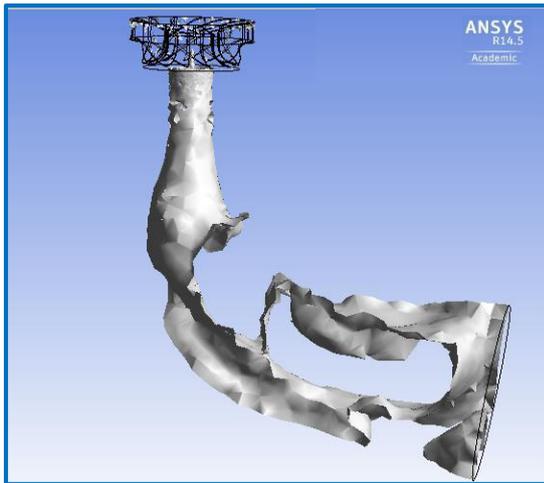


FIGURA 5.39 FORMACIÓN DE TORCHA
(VISTA 7)

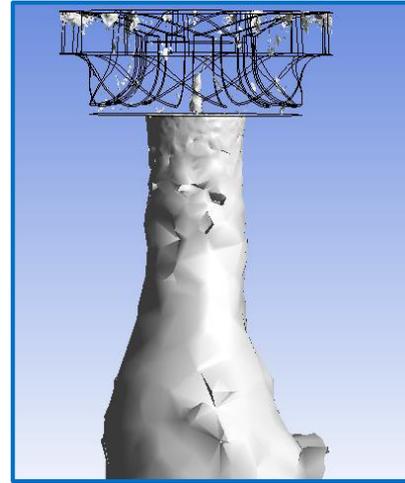


FIGURA 5.40 FORMACIÓN DE TORCHA
(VISTA 8)

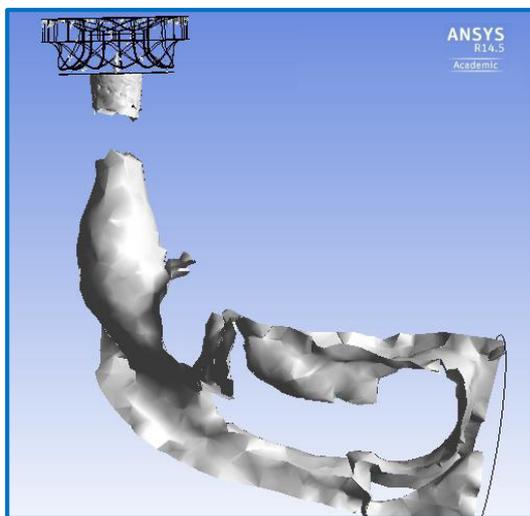


FIGURA 5.41 FORMACIÓN DE TORCHA
(VISTA 9)

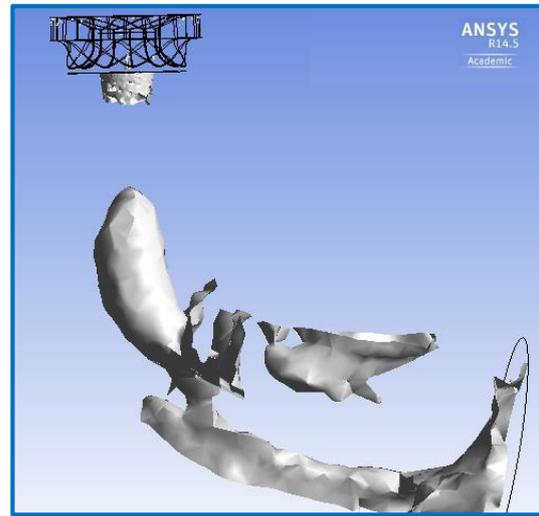


FIGURA 5.42 FORMACIÓN DE TORCHA
(VISTA 10)

➤ LÍNEAS DE CORRIENTE

A continuación veremos como pasa el fluido a través de la turbomáquina, en la figura 5.40 vemos mediante vectores como ingresa el fluido hacia el rodete y su paro por él, hasta su ingreso al difusor, en la figura 5.41 se aprecia una sola línea de corriente por cada álabe, a su vez notamos el gran aumento de velocidad, motivo por el cual la presión cae tan drásticamente. Desde la figura 5.42 hasta la 5.45 vemos graficadas las líneas de corriente del fluido y su paso a través de su paso por el rodete y el difusor.

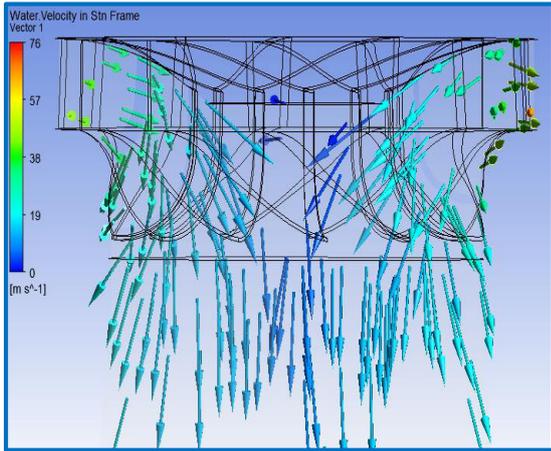


FIGURA 5.40 VECTORES DE LÍNEA DE CORRIENTE

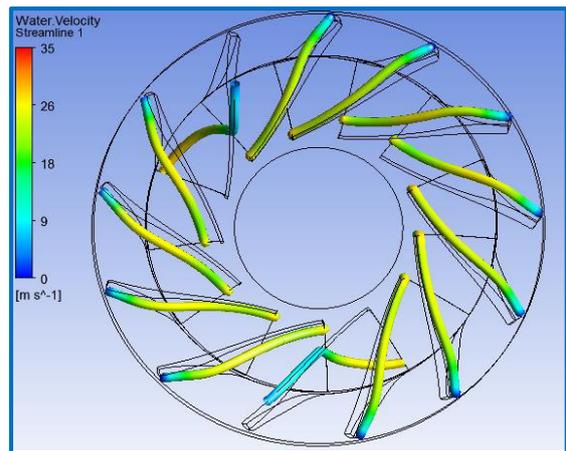


FIGURA 5.41 LÍNEAS DE CORRIENTE FIJAS A LOS ÁLABES

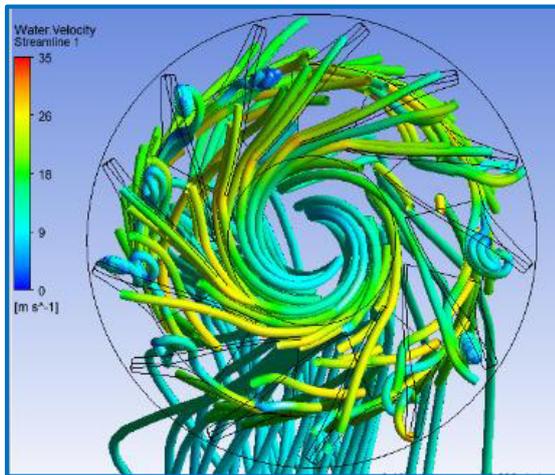


FIGURA 5.42 LÍNEAS DE CORRIENTE EN EL RODETE (VISTA SUPERIOR 1)

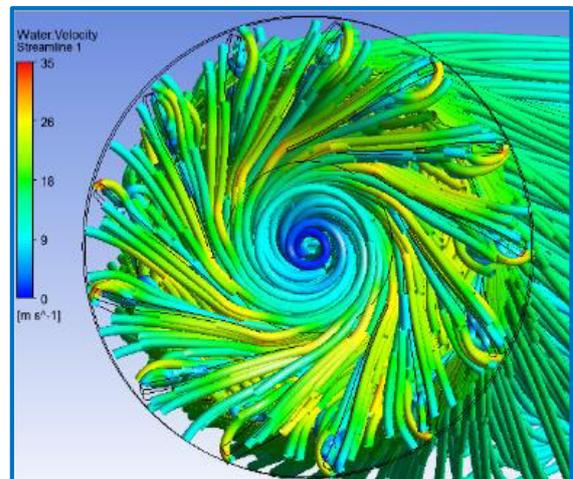


FIGURA 5.43 LÍNEAS DE CORRIENTE EN EL RODETE (VISTA SUPERIOR 2)

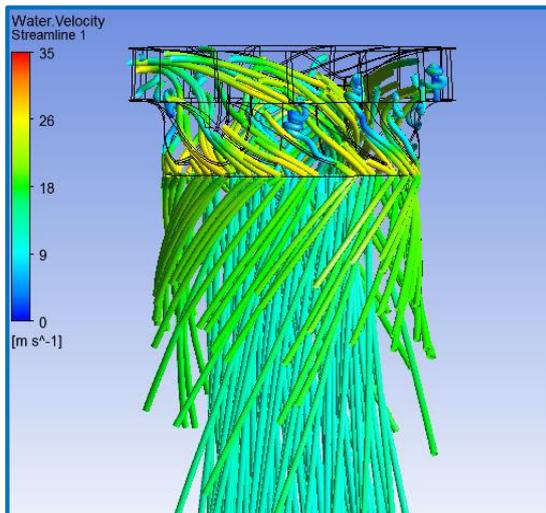


FIGURA 5.44 LÍNEAS DE CORRIENTE EN EL RODETE (VISTA FRONTAL)

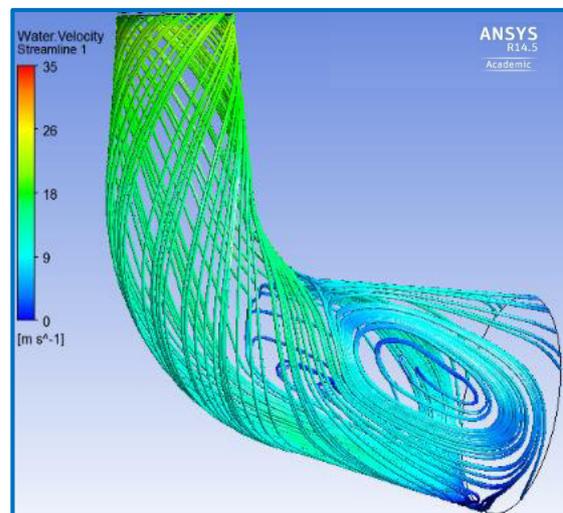
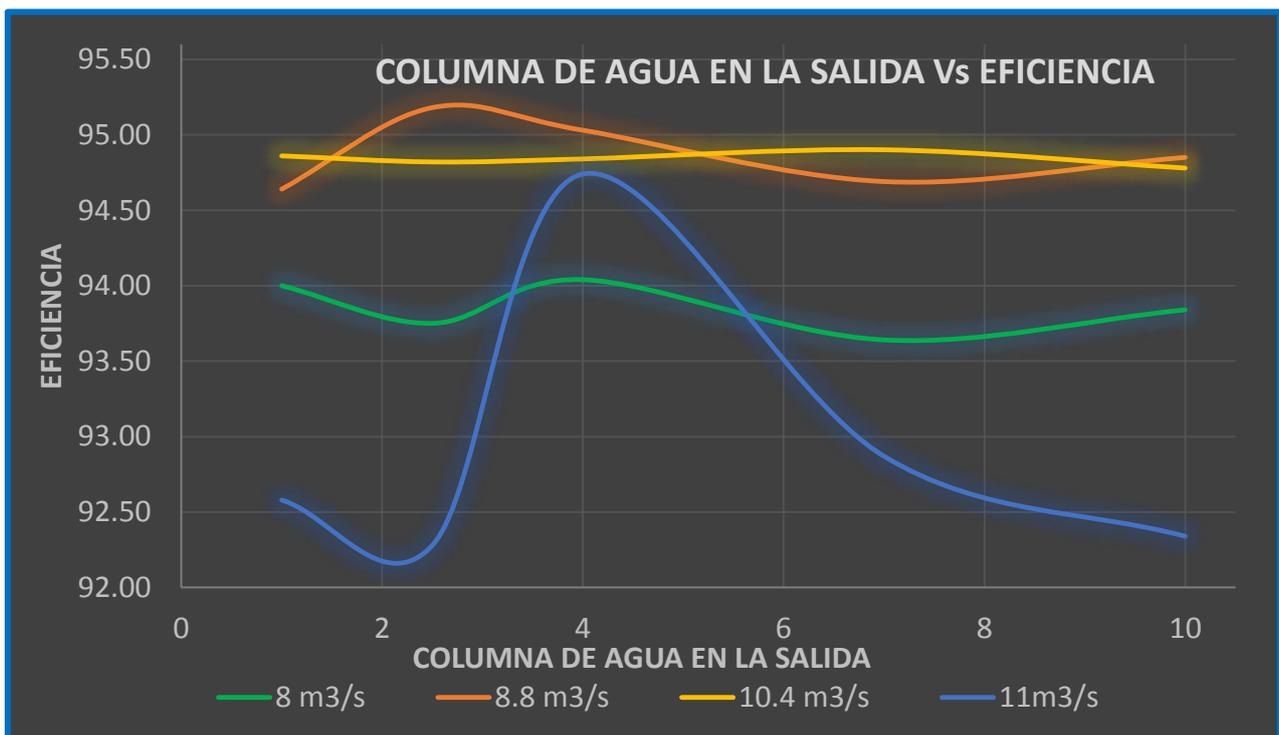


FIGURA 5.45 LÍNEAS DE CORRIENTE EN EL DIFUSOR

5.4 RESULTADOS OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN

El primer análisis de resultados que se realizó fue el de las eficiencias ya que usamos diversos caudales y distintas condiciones de funcionamiento para cada uno de ellos, al optimizar los resultados se depuran valores que no guarden relación con los demás, lo cual es un método estadístico estándar para la depuración de datos. A continuación mostramos los resultados de dicho análisis y la gráfica de eficiencia resultante, variando la presión en la salida del sistema, como ya se mencionó con anterioridad.

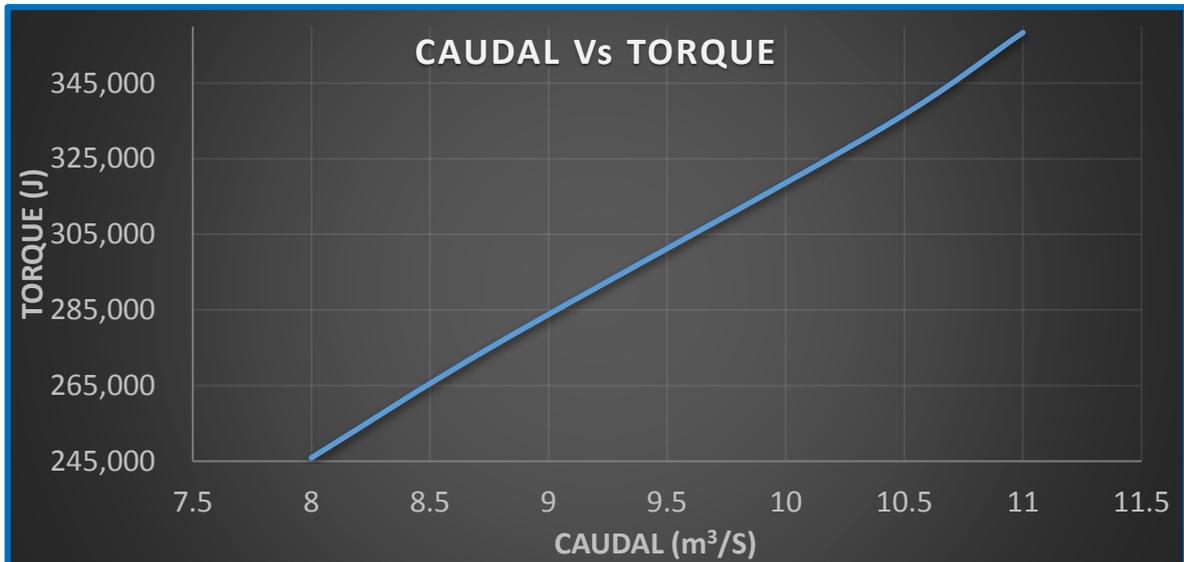
COLUMNA DE AGUA	EFICIENCIAS PARA CADA CAUDAL DE AGUA			
	8 m ³ /s	8.8 m ³ /s	10.4 m ³ /s	11 m ³ /s
10 m.c.a	93.84	94.85	94.78	92.34
7 m.c.a	93.64	94.69	94.90	92.87
4 m.c.a	94.04	95.03	94.84	94.74
2.5 m.c.a	93.75	95.18	94.82	92.28
1 m.c.a	94.00	94.64	94.86	92.58



GRÁFICA 5.9 COLUMNA DE AGUA EN LA SALIDA Vs EFICIENCIA

Es importante la interacción que hay entre la turbomáquina y el fluido, ya que esta define la eficiencia que hay en el proceso de transferencia de energía, es decir la energía que entrega la turbina. Esta interacción es posible medirla con el torque producido por los componentes de turbomáquina en contacto con el fluido. A continuación se muestra los resultados para el torque usando distintos caudales y se representan en una gráfica.

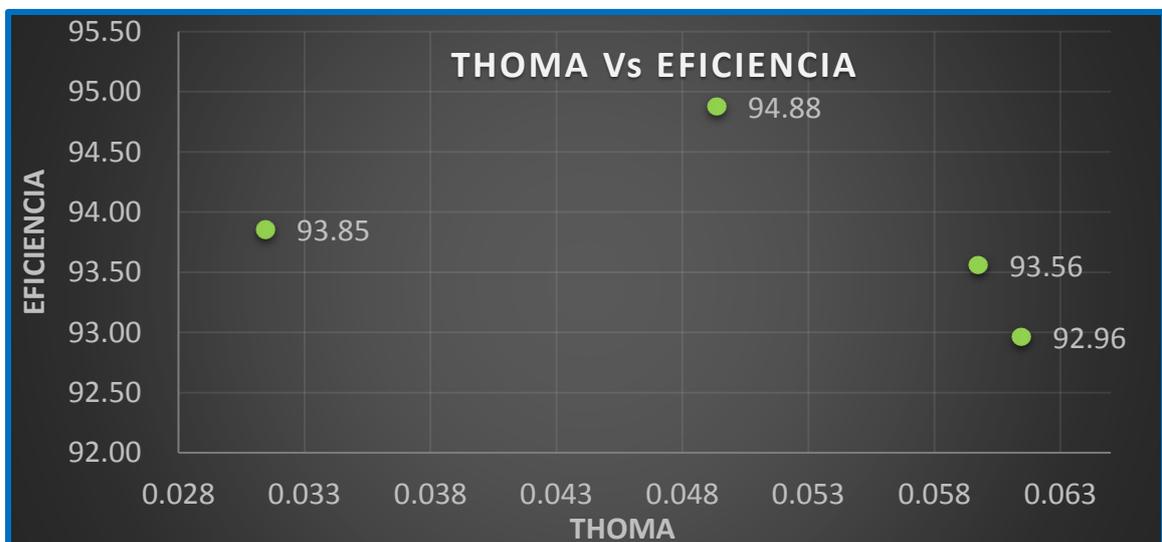
Caudal (m ³ /s)	Torque (J)
8	245,860.40
8.8	276,675.00
10.4	332,901.00
11	358,368.80



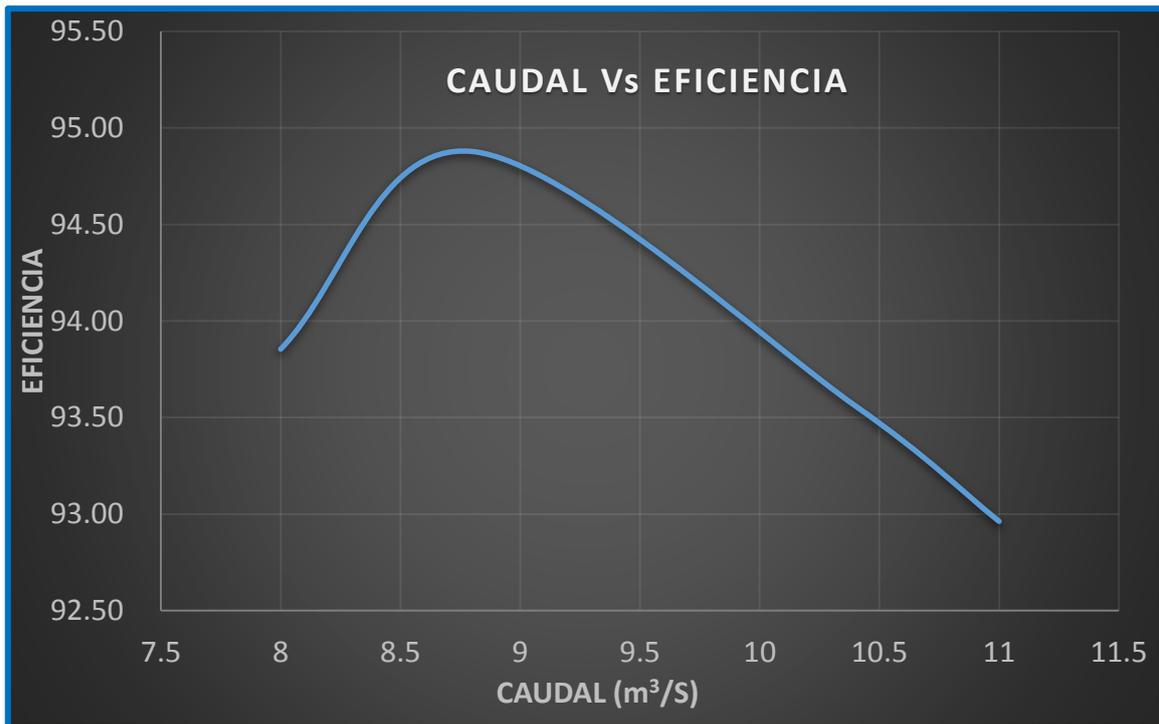
GRÁFICA 5.10 CAUDAL Vs TORQUE

Luego de la depuración de datos (las mismas que se pueden dar por inestabilidades numéricas en las simulaciones) es preciso mostrar los resultados optimizados obtenidos para los caudales más estables, para los cuales se hallaron las eficiencias y los números de Thoma.

Caudal (m ³ /s)	Eficiencia	σ (Thoma)
8	93.85	0.0315
8.8	94.88	0.0494
10.4	93.56	0.0597
11	92.96	0.0615



GRÁFICA 5.11 THOMA Vs EFICIENCIA



GRÁFICA 5.12 CAUDAL Vs EFICIENCIA

Con los valores de caudal y eficiencia obtenemos la potencia de la turbina para cada caudal:

$$P = \rho \times g \times Q \times H_n \times \eta \quad (W) \quad (5.7)$$

Así para el caudal de 8 m³/s, usando la ecuación 5.7 para hallar la potencia, tendremos:

$$P = \frac{997 \frac{kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 8 \frac{m^3}{s} \times 215 m \times 0.9385}{1000000}$$

$$P = 15.79 MW$$

Así para el caudal de 8.8 m³/s, usando la ecuación 5.7 para hallar la potencia, tendremos:

$$P = \frac{997 \frac{kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 8.8 \frac{m^3}{s} \times 215 m \times 0.9488}{1000000}$$

$$P = 17.56 MW$$

Así para el caudal de 10.4 m³/s, usando la ecuación 5.7 para hallar la potencia, tendremos:

$$P = \frac{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 10.4 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 215 \text{ m} \times 0.9356}{1000000}$$

$$P = 20.46 \text{ MW}$$

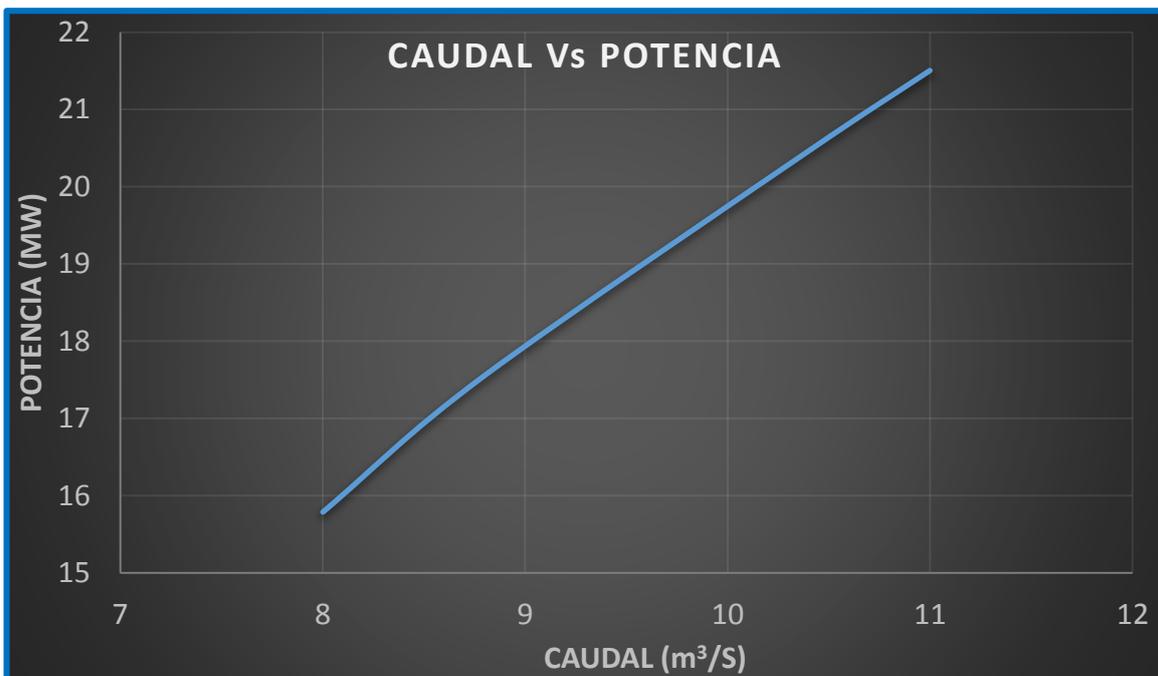
Así para el caudal de 11 m³/s, usando la ecuación 5.7 para hallar la potencia, tendremos:

$$P = \frac{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 11 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 215 \text{ m} \times 0.9296}{1000000}$$

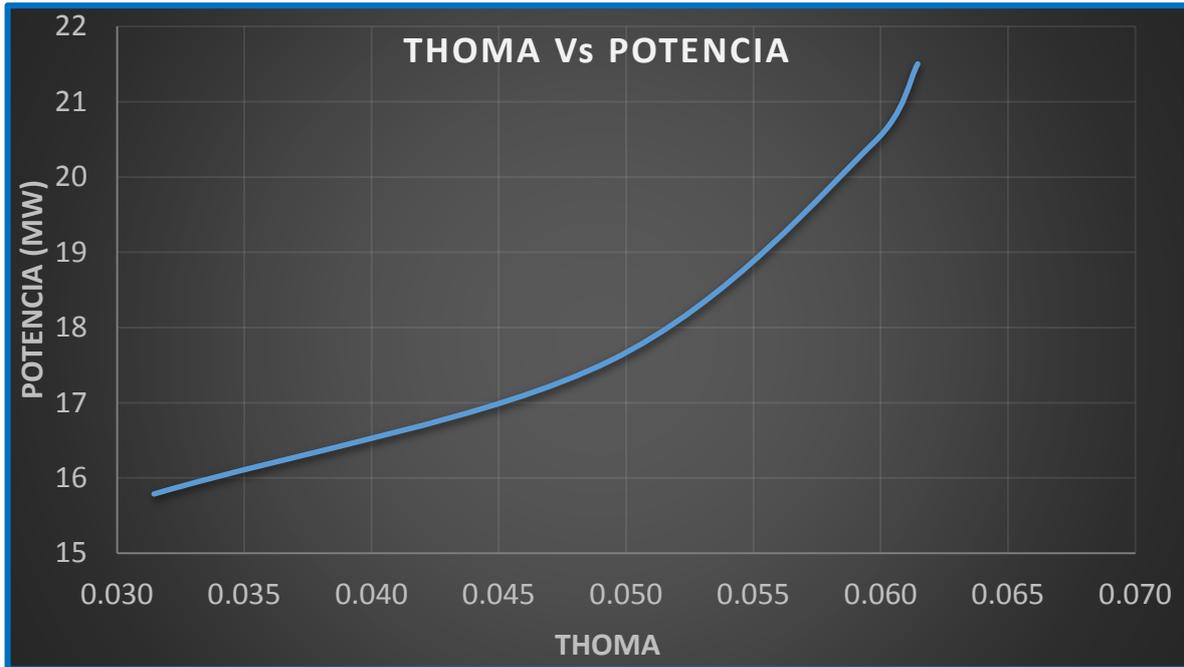
$$P = 21.50 \text{ MW}$$

Ordenando los valores de potencia para los caudales analizados obtendríamos los siguientes resultados:

Caudal (m ³ /s)	Eficiencia	Potencia (MW)
8	93.85	15.79
8.8	94.88	17.56
10.4	93.56	20.46
11	92.96	21.50



GRÁFICA 5.13 CAUDAL Vs POTENCIA (MW)



GRÁFICA 5.14 THOMA Vs POTENCIA

Para el cálculo de la altura de la cota de salida respecto al eje del rodete, vamos a despejar una expresión conocida para hallar el valor del Thoma:

$$\sigma = \frac{h_b - h_s - h_v}{H_n} \quad (5.8)$$

Despejando obtendríamos:

$$h_s = h_b - \sigma H_n - h_v \quad (5.9)$$

Tomando en cuenta los valores de pérdida de altura antes mencionados en la tabla 4.3, con una temperatura 20°C y que la altura neta es 215 m, a nuestro análisis le correspondería a las siguientes pérdidas:

De la tabla 4.5: Pérdidas de altura³³.

Altitud sobre el nivel del mar (m)	Presión atmosférica (m)	Presión de vaporización (m)
873	9.25	0.236

³³ Véase bibliografía, referencia [9]

Así para el caudal de $8 \text{ m}^3/\text{s}$, usando la ecuación 5.9 para hallar la altura de la cota de salida respecto al eje del rodete, tendremos:

$$h_s = 9.25 \text{ m} - 0.0315 \times 215 \text{ m} - 0.236 \text{ m}$$

$$h_s = 2.24 \text{ m}$$

Así para el caudal de $8.8 \text{ m}^3/\text{s}$, usando la ecuación 5.9 para hallar la altura de la cota de salida respecto al eje del rodete, tendremos:

$$h_s = 9.25 \text{ m} - 0.0494 \times 215 \text{ m} - 0.236 \text{ m}$$

$$h_s = -1.61 \text{ m}$$

Así para el caudal de $10.4 \text{ m}^3/\text{s}$, usando la ecuación 5.9 para hallar la altura de la cota de salida respecto al eje del rodete, tendremos:

$$h_s = 9.25 \text{ m} - 0.0597 \times 215 \text{ m} - 0.236 \text{ m}$$

$$h_s = -3.82 \text{ m}$$

Así para el caudal de $11 \text{ m}^3/\text{s}$, usando la ecuación 5.9 para hallar la altura de la cota de salida respecto al eje del rodete, tendremos:

$$h_s = 9.25 \text{ m} - 0.0615 \times 215 \text{ m} - 0.236 \text{ m}$$

$$h_s = -4.21 \text{ m}$$

Ordenando los valores de Thoma para los caudales analizados obtendríamos los siguientes resultados:

Caudal (m^3/s)	σ (Thoma)	Hs (m)
8	0.0315	2.24
8.8	0.0494	- 1.61
0.4	0.0597	- 3.82
1	0.0615	- 4.21

Donde los valores de Hs representan los valores de altura de aspiración tal como se muestra en la figura 5.46 y el signo negativo indica que la cota de agua está por encima del rodete.

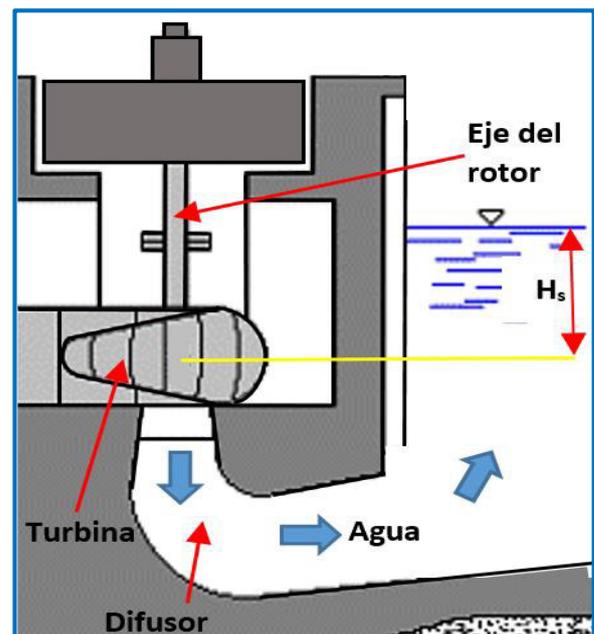


FIGURA 5.46 ALTURA DE ASPIRACIÓN

5.5 VALIDACIÓN DE LA SIMULACIÓN

a) VALIDACIÓN GEOMÉTRICA

La tesis *Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua* presenta los algunos planos estructurales del rodete de la turbina Francis usada en la central hidroeléctrica Cahua, estos planos fueron una buena referencia para la creación del rodete que simulamos. La concordancia geométrica del rodete junto al uso de parámetros conocidos, dio un grado mayor de confiabilidad a los resultados obtenidos. La geometría se puede apreciar entre el ANEXO 4: PLANO DEL RODETE SIMULADO.

b) COMPARACIÓN DE RESULTADOS

Tomando como referencia los resultados obtenidos con el caudal $10.4 \text{ m}^3/\text{s}$ (como se puede ver en la gráfica 5.8 COLUMNA DE AGUA EN LA SALIDA Vs EFICIENCIA, es el caudal que mantiene relativa constancia en sus valores de eficiencia), se realizó una serie de comparaciones entre los resultados de la presente tesis y los presentados en las tesis "*Sediment Erosion in Hydro Turbines*" y "*Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua*".

- **COEFICIENTE DE THOMA:** Para comparar el valor del coeficiente de Thoma vemos la tesis "*Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua*", ya que en esta se presentó un breve análisis del parámetro de cavitación.

	σ (Thoma)
TESIS 1	0.0550
SIMULACIÓN	0.0597

Donde se observa que el valor del coeficiente de cavitación en la simulación es muy cercano al presentado en el análisis de la tesis de referencia.

- **ALTURA DE DESCARGA:** La altura de descarga es un valor incluido en la tesis "*Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua*", la misma que fue usada para hallar el valor del coeficiente de Thoma.

	Hs (m)
TESIS 1	-3.90
SIMULACIÓN	-3.94

Vemos que los resultados de la simulación sugieren una altura de aspiración de -3.94 m es decir que la cota en la salida de agua debería estar por encima del nivel de referencia del rodete. Al verificar el valor de la cota de salida en la tesis de referencia podemos apreciar que la cota tiene el nivel aproximado al valor de la simulación.

- **POTENCIA:** La potencia es un parámetro cuyo valor está incluido tanto en la tesis *“Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua”* como en la tesis *“Sediment Erosion in Hydro Turbines”*.

En la primera comparación se tiene un valor aproximado al resultado obtenido en la simulación, a pesar que la tesis de referencia presenta mediciones experimentales, estas aproximaciones son aceptables.

	POTENCIA (MW)
TESIS 1	19.97
SIMULACIÓN	20.46

En la segunda comparación el resultado lleva un mayor margen de error, aunque debemos tener en cuenta que el resultado de esta referencia también fue obtenido por un método computacional y no con mediciones in situ como la primera.

	POTENCIA (MW)
TESIS 2	21.80
SIMULACIÓN	20.46

- **EFICIENCIA:** El cálculo de eficiencia es condicionada al nivel de complejidad que tenga el modelo, situándonos en nuestro caso, la falta de fricción y las simplificaciones realizadas nos resulta una forma de efectiva de transferencia de energía, por ende obtenemos valores eficiencia mayores a los calculados en las pruebas de campo realizados en la tesis *“Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua”*.

Los resultados muestran un modelo computacional aproximadamente 2% más eficiente que el experimental.

	EFICIENCIA
TESIS 1	91.07
SIMULACIÓN	93.56

De manera similar podemos analizar la comparación entre el modelo computacional de la presente tesis y la tesis “*Sediment Erosion in Hydro Turbines*”, encontrado valores muy aproximados de eficiencia, cabe mencionar que si bien estos dos modelos son netamente computacionales, los fenómenos analizados fueron diferentes. A pesar de esto los valores mostrados de eficiencia son muy aproximados.

	EFICIENCIA
TESIS 2	93.65
SIMULACIÓN	93.56

En resumen:

PARÁMETRO	σ (Thoma)	Hs (m)	POTENCIA (MW)	EFICIENCIA
SIMULACIÓN	0.0597	-3.94	20.46	93.56
TESIS 1	0.0550	-3.90	19.97	91.07
TESIS 2	-	-	21.80	93.65

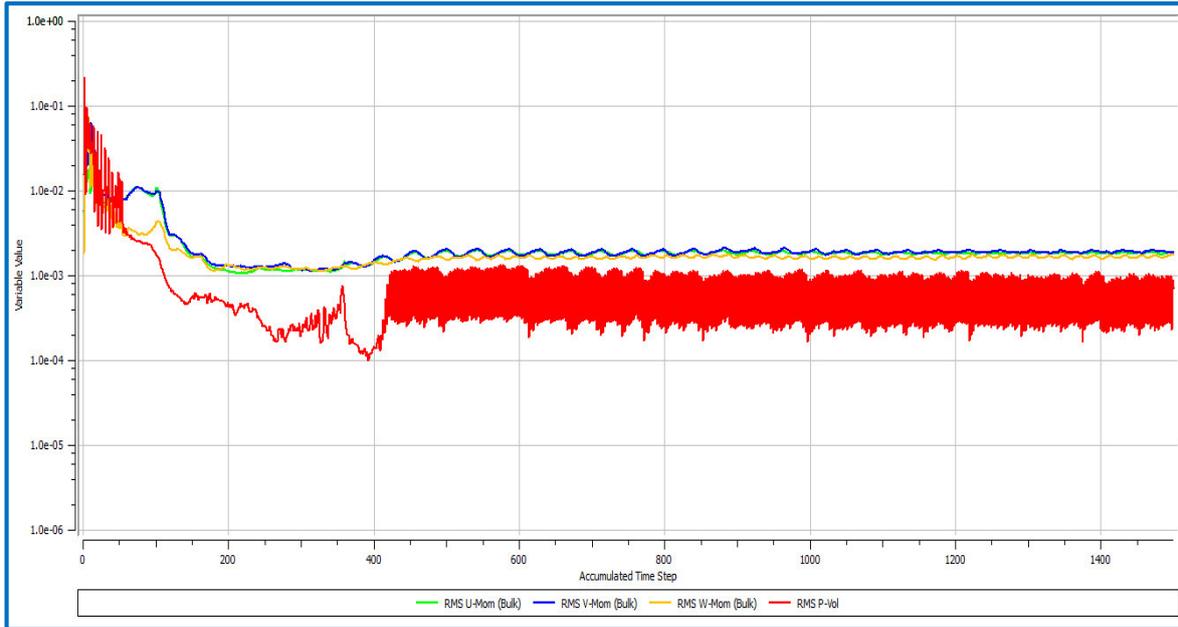
c) CONVERGENCIA

En el libro “Simulación numérica de turbinas Francis”, publicada por Francois Avellan se muestra la figura 5.16, la misma que contiene a los residuos de las ecuaciones de momento y masa (convergencia) en una turbina Francis con un caudal de 4.8 m³/s y una potencia de 10 MW, perteneciente a la mini central hidroeléctrica La Herradura (ubicada en Antioquía, Colombia), la misma que cuenta con dos grupos de turbinas con una caudal nominal de 10 m³/s, generando un total de 20 MW de potencia, con un salto bruto de 244.5 m³⁴.

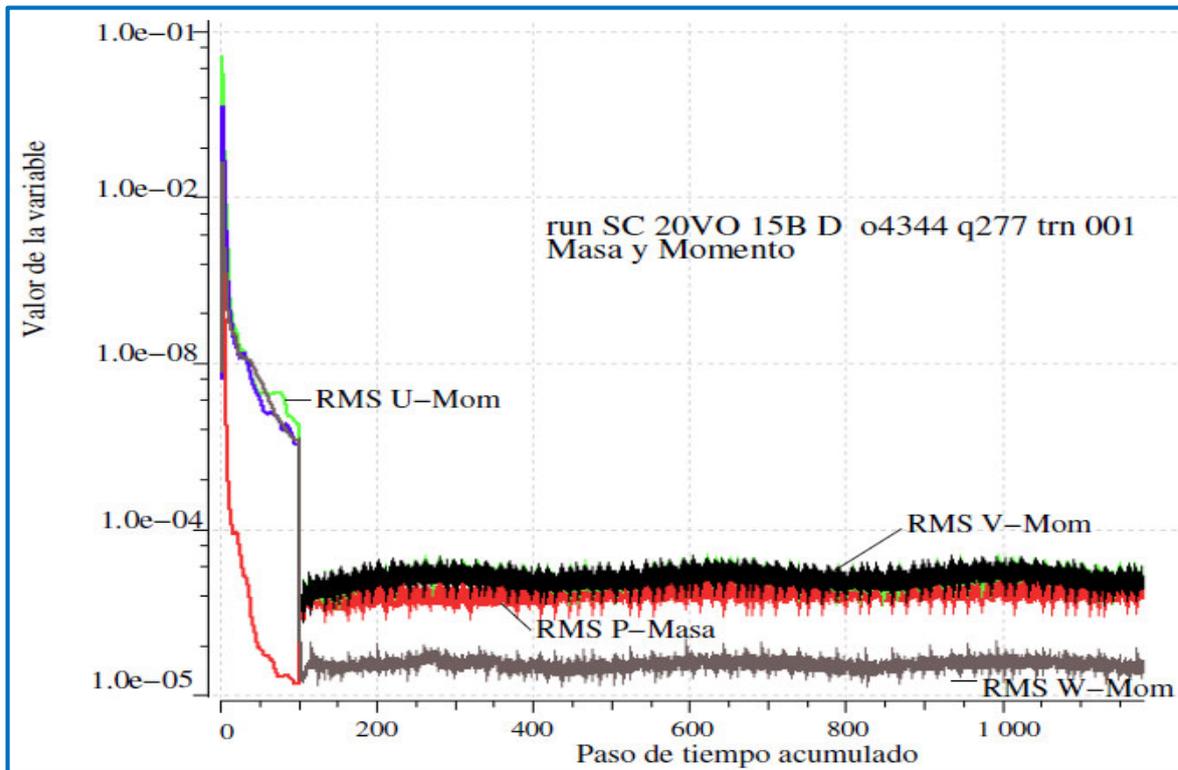
En estos resultados el autor cita la confiabilidad de la simulación, ya que en la convergencia no se detectan alteraciones y comportamientos inusuales durante su desarrollo.

Los resultados de la simulación que fue realizada de forma no estacionaria, tenían una convergencia de 10⁻⁵, a pesar de que no se llegó a la convergencia se puede considerar como factibles ya que estos mantienen una variación constante a través del paso de las iteraciones.

³⁴ Véase bibliografía, referencia [7]



GRÁFICA 5.15 COMPORTAMIENTO DE LOS RESIDUOS DE MASA Y MOMENTO Vs NÚMERO DE ITERACIONES (Tesis desarrollada)

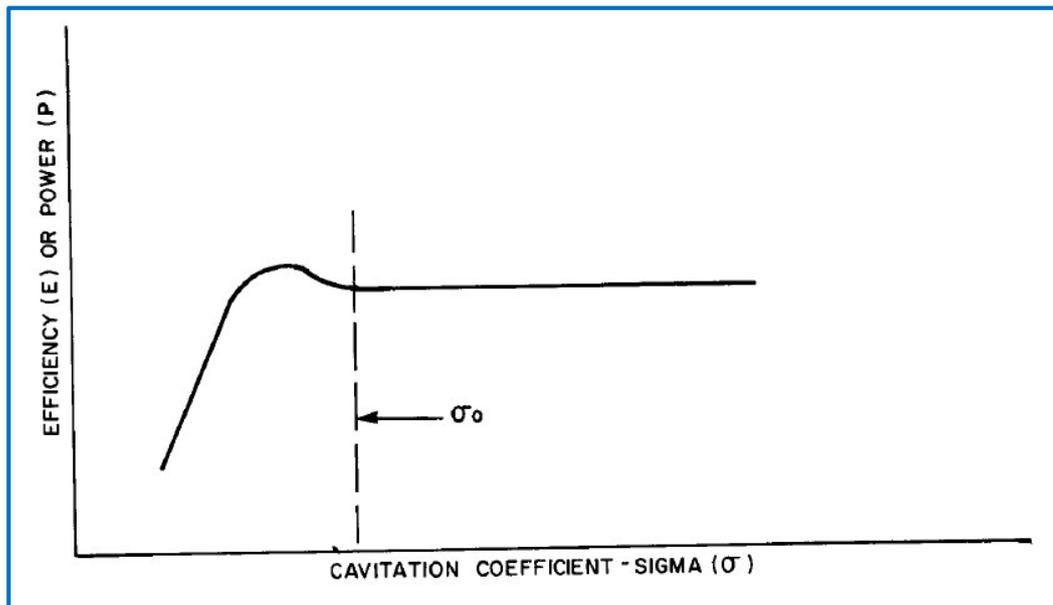


GRÁFICA 5.16 COMPORTAMIENTO DE LOS RESIDUOS DE MASA Y MOMENTO Vs NÚMERO DE ITERACIONES (“Simulación numérica de turbinas Francis”)

d) GRÁFICA THOMA - EFICIENCIA

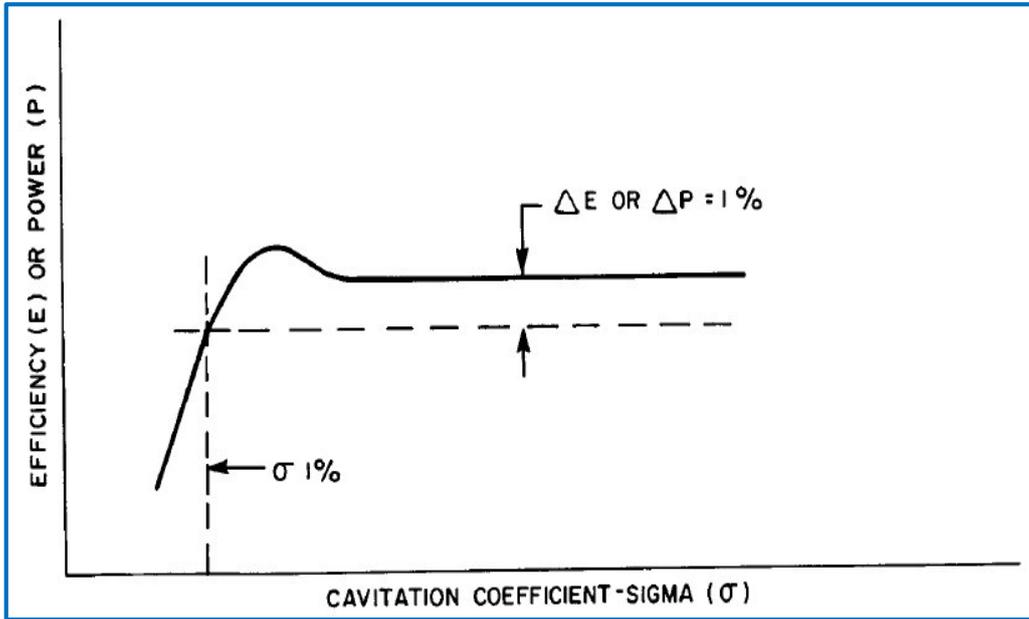
En el libro *Cavitation Pitting Mitigation in Hydraulic Turbines –Volume 2: Cavitation Review and Assessment*, publicado por el Electric Power Research Institute, se publicaron gráficas obtenidas experimentalmente que relacionan el comportamiento del Thoma con respecto a la eficiencia (gráficas 5.17 y 5.18), en términos generales estas gráficas muestran a partir de una caída de eficiencia del 1% se tiene la certeza de daños por cavitación en una turbina Francis³⁵.

Haciendo mención a dichas gráficas podemos afirmar que los resultados obtenidos en la simulación satisfacen al comportamiento experimental, si bien no podemos contrastar los resultados en forma cuantitativa debido a la adimensionalidad de las gráficas, podemos contrastar la tendencia de la relación Thoma – Eficiencia, ubicando los resultados en la cresta de las gráficas.

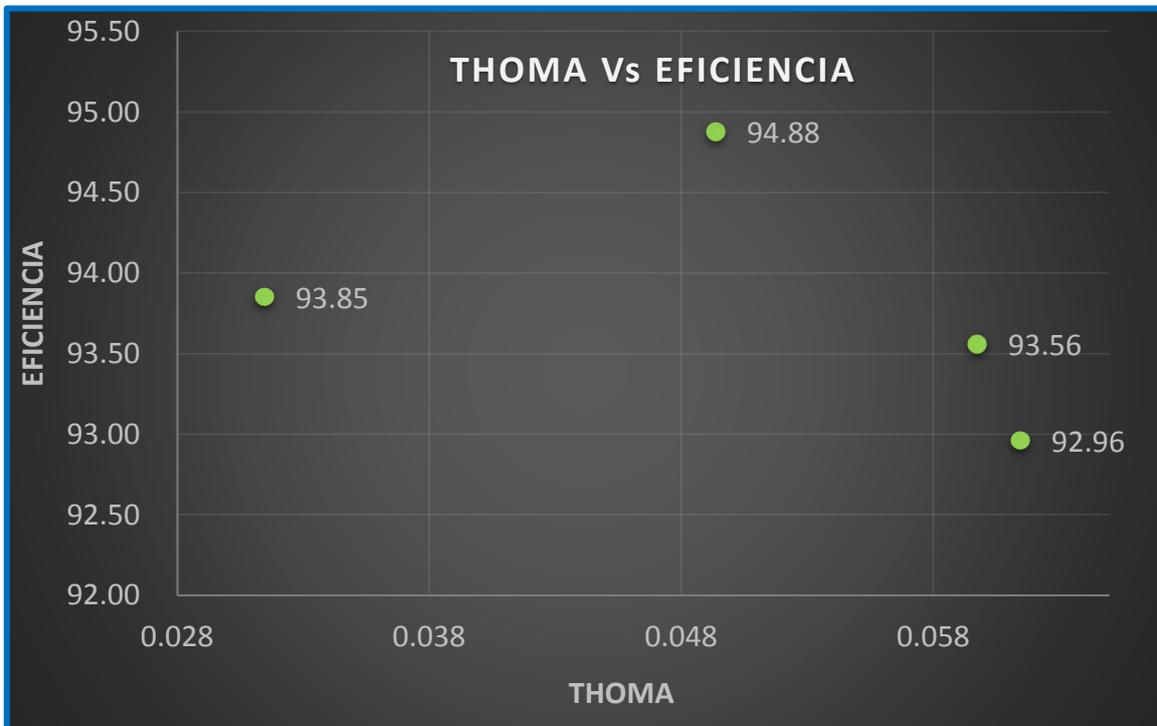


GRÁFICA 5.17 CAVITACIÓN Vs EFICIENCIA (sin cavitación)
(Cavitation Pitting Mitigation in Hydraulic Turbines)

³⁵ Véase bibliografía, referencia [12]



GRÁFICA 5.18 CAVITACIÓN Vs EFICIENCIA (con cavitación)
(Cavitation Pitting Mitigation in Hidraulic Turbines)



GRÁFICA 5.19 CAVITACIÓN Vs EFICIENCIA (con cavitación)
(Simulación computacional)

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

a) CONCLUSIONES

- ✓ Posteriormente a la simulación y análisis se realizó la comparación con los datos de campo:

PARÁMETRO	σ (Thoma)	Hs (m)	POTENCIA (MW)	EFICIENCIA
DATO DE CAMPO	0.0550	-3.90	21	91.65
SIMULACIÓN	0.0597	-3.94	19.97	93.56

Concluyendo que los resultados obtenidos con el simulador ANSYS 14.5, usando las dimensiones y condiciones de operación, son muy confiables.

- ✓ La condición de máxima eficiencia de la turbina usada en la central hidroeléctrica Cahua se presenta al utilizar un caudal de 8.8 m³/s, ya que con este caudal se ha verificado que el proceso de transferencia de energía es óptimo al obtener una mayor eficiencia, como se muestra en la gráfica 5.11 Caudal Vs Eficiencia.
- ✓ Considerando el Thoma de los datos de campo (0.0597) y el número específico (122.28) obtenidos de la tesis "*Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua*"³⁶, la central hidroeléctrica Cahua presenta ligeros problemas de cavitación según la gráfica 5.4 CAVITACIÓN EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA; sin embargo es posible el control de la variación de la altura de descarga en caso de ser necesario el incremento de generación de potencia, esto es utilizando dispositivos de control aguas abajo de la turbina.
- ✓ Se validó la simulación realizando la comparación de resultados con las tesis de referencias los cuales utilizaron datos reales de campo. Además se verificó que el comportamiento de la convergencia es el adecuado según el libro "*Simulación numérica de turbinas Francis*"³⁷ del ingeniero Santiago Laín Beatove. Además luego de analizar la curva Eficiencia Vs Thoma del libro "*Cavitation Pitting Mitigation in*

³⁶ Véase bibliografía, referencia [9]

³⁷ Véase bibliografía, referencia [7]

*Hydraulic Turbines Volume 2: Cavitation Review and Assessment*³⁸ podemos ver el mismo comportamiento de la curva generada con los datos extraídos de la simulación.

b) RECOMENDACIONES

- ✓ Es recomendable que en la central hidroeléctrica Cahua se evalúe la posibilidad de mantener un caudal de 8.8 m³/s, esto va a depender mucho de la demanda energética pero se debe evaluar también los beneficios que esto implicaría.
- ✓ Implementar un sistema de medición de nivel de la altura de aspiración, ya que en las tesis y la bibliografía revisada para realizar el presente trabajo no se encontraron indicios de su existencia. Este parámetro, como ya se vio en el desarrollo de la tesis, marca una gran diferencia entre una turbina que está siendo afectada por la cavitación y una que no.
- ✓ Se recomienda el uso de controladores de vibración de forma permanente para efectos de pruebas en campo, con estos datos se podrá medir de forma experimental la influencia de la cavitación en la turbina.
- ✓ Se recomienda realizar diversos análisis de fenómenos que ocurran dentro de la turbina de la central hidroeléctrica de Cahua usando el simulador ANSYS, de esta manera tendrían una buena referencia para optimizar el trabajo de la turbina.
- ✓ Es recomendable implementar el presente trabajo de tesis con datos de campo tomados in situ y evaluar los resultados obtenidos, ya que estos sirven como referencia para el control energético de la central. Además es posible aumentar la eficiencia energética de las centrales hidroeléctricas del sistema interconectado nacional con la implementación del análisis y la simulación presentada.

³⁸ Véase bibliografía, referencia [12]

CAPÍTULO VII: BIBLIOGRAFÍA

- [1] Anderson, J.D.. (1995). *“Computational fluid dynamics: the basics with applications”*. McGraw-Hill. Nueva York.
- [2] Ansys (2006a). *“Discretization and solution theory, Ansys CFX Release 11.0”*. Ansys Inc.
- [3] Ansys (2006b). *“Multiphase transport theory, Ansys CFX Release 11.0”*. Ansys Inc. Europe, Ltd.
- [4] Ansys (2006c). *“Particle transport theory, Ansys CFX Release 11.0”*. Ansys Inc. Europe, Ltd.
- [5] Ariel R. Marchegiani (2006). *“Cavitación”*. Universidad Nacional del Comahue.
- [6] Avellan, F. (2000). *“Introduction to cavitation in hydraulic machinery”*. En: 6th International conference on hydraulic machinery and hydrodynamics, págs. 11 – 22. Timisoara.
- [7] Avellan, F. (2010). *“Simulación numérica de turbinas Francis”*. Colección académica. Universidad autónoma de occidente.
- [8] Bernad, S., Susan – Resiga, R.F., Muntean, S. y Anton, I. (2004). *“Numerical simulation for two phase cavitation flow in turbomachines”*. En: 6th International conference on hydraulic machinery and hydrodynamics, págs. 10 – 12. IAHR. Timisoara.
- [9] Carranza Castro, Florencio Heyner (2008). *“Mejoramiento de potencia de la central hidroeléctrica Cahua”*. Tesis. Universidad Nacional del Callao.
- [10] Casey, M. V. (2002). *“Validation of turbulence models for turbomachinery flows: a review”*. En: Engineering turbulence modelling and experiments 5, proceedings of the 5th International symposium on Engineering turbulence modelling and measurements. Elsevier. Mallorca.

- [11] De Eugenio Poza, Juan Martín (2008). *“Diseño hidráulico y mecánico de la minihidroeléctrica del embalse de Valmayor”*. Tesis. Universidad Pontificia Comillas.
- [12] Electric Power Research Institute (1986). *“Cavitation Pitting Mitigation in Hydraulic Turbines –Volume 2: Cavitation Review and Assessment”*. New York .
- [13] Fernández Oro, Jesús Manuel. (2012). *“Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos: Introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos”*. Editorial Reverte. Barcelona.
- [14] Fernández Díez, Pedro (2003). *“Turbinas Hidráulicas”*. Editorial de la Universidad de Cantabria, primera edición. España.
- [15] Finnie, J. (1960). *“Erosion of surfaces by solid particles”*. Wear, vol. 3.
- [16] García Pérez, Mario Alberto (2011). *“TEXTO: TURBOMÁQUINAS – TURBINAS HIDRÁULICAS”*. Universidad Nacional del Callao. Perú.
- [17] Huth, H. J. (2005). *“Fatigue desing of hydraulic turbine runners”*. Tesis doctoral. Norwegian University of Science and Tecnology. Trondheim.
- [18] Ivanchenko, I., Shemelkov, L., Pupko, T., Timashkov, A. y Vapnik, B. (1981). *“Stress strain state of Francis turbine blades”*. Plenum Publishing Corporation, vol. 15, num. 12, págs. 29 – 33.
- [19] Knapp, R. T., Daily, J.W y Deschenes, C. (1970). *“Cavitation”*. McGraw-Hill. Nueva York.
- [20] L. Quantz. (1961). *“Motores hidráulicos: Elementos para el estudio, construcción y cálculo de las instalaciones modernas de fuerza hidráulica”*. Quinta edición. Editorial Gustavo Gili. Barcelona.
- [21] Li S. C. (2000). *“Cavitation of hydraulic machinery”*. Imperial College Press.

- [22] Mataix, Claudio. (1975). *"Turbomáquinas hidráulicas"*. Primera edición. Editorial ICAI. Madrid, España.
- [23] Mataix, Claudio. (2001). *"Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas"*. Segunda edición, Oxford University Press, México D.F.
- [24] Morales Castillo, Raymundo. (2009). *"Determinación de las causas de cavitación en las bombas de agua caliente de la central geotermoeléctrica Cerro Prieto"*. Tesis de maestría. Instituto politécnico nacional. México D.F.
- [25] Polo Encinas, Manuel. (1975). *"Turbomáquinas hidráulicas"*. Editorial Limusa. Universidad de Texas.
- [26] Potter, M.; Wiggert, D. (1997). *"Mecánica de Fluidos"*. Segunda edición. Prentice Hall. México.
- [27] Prasad Neopane, Hari (2010). *"Sediment Erosion in Hydro Turbines"*. Tesis doctoral. Norwegian University of Science and Tecnology.
- [28] Qian, Z., Yang, J. y Huai, W (2007). *"Numerical simulation and analysis of pressure fluctuation in Francis hydraulic turbine with air admision"*. Journal of Hydropower-Hydro. Sri Lanka.
- [29] Roache, P. J. (1998). *"Verification and validation in computational science and engineering"*. Hermosa Publisher, Nuevo México.
- [30] Ruprecht, A., Heitele, M., Moser, W. y Aschenbrenner, T. (2000). *"Numerical simulation of a complete Francis turbine including unsteady rotor-estator interaction"*. En: 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte.
- [31] Shames, Irving H. (1995). *"Mecánica de Fluidos"*. Tercera edición. McGraw-Hill. Colombia.

- [32] Sick, M., Casey, M. V. y Galphin, P. F. (1996). *“Validation of stage calculation in a Francis turbine”*. En: Proceedings of the 18th Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation. Valencia.
- [33] Song, C. C. S., Chen, X., Ikohagi, T., Sato, J. Sinmei, K. y Tani, K. (1916). *“Simulation of flow through Francis turbine by LES method”*. En: Proceedings of the 18th Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, págs. 267 – 276. Valencia.
- [34] Thapa, B. (1993). *“Evaluation sur modele reduit et prediction de la stabilite de fonctinnement des turbines Francis”*. Tesis doctoral. Ecole polytechnique feredale de Lausana.
- [35] Thapa, B. (2004). *“Sand erosion in hydraulic machinery”*. Tesis doctoral. Norwegian University of Science and Tecnology, Faculty of Engineering Science and Tecnology. Trondheim.
- [36] Thapa, B., Chanduchary, P., Dahlhaug, O. G. y Upadhyay, P (2007). *“Study of combined effect on sand erosion and cavitation in hydraulic turbines”*. En: International conference on small hydropower-hydro. Sri Lanka.
- [37] Yabuki, A., Matsuwaki, K. y Matsumura, M. (1999). *“Critical imppect velocity in the solids particles impact erosion of metallic materials”*. Wear, vol. 3. págs. 564 - 573

CAPÍTULO VIII: ANEXOS

ANEXO 1. MODELO NUMÉRICO DE CAVITACIÓN¹

El componente de la turbina hidráulica más afectado por la cavitación es el rodete, el cual, dependiendo del número de cavitación, o número de Thoma, (definido en la Ecuación 8.24), sufre un tipo específico de daño por cavitación (véase la Figura 8.10 y Avellan (2004)). A este componente se le pueden aplicar dos metodologías para evaluar el riesgo de daño por cavitación (Nennemann y Vu, 2007):

- ✓ Análisis de una sola fase (single-phase).
- ✓ Análisis de dos fases (two-phase).

La metodología single-phase es un método indirecto para determinar el riesgo de daño por cavitación a través de los valores en los cuales se iniciará la inepción de cavitación (Ait-Bouziad, 2006), según la Ecuación 8.19. Este valor también indica el margen de presión de vapor necesario para el inicio de la cavitación (Avellan, 2004).

$$k = \frac{\varphi^2}{\psi_c} \quad (8.19)$$

Donde:

$$\psi_c = \frac{2NPSE}{\omega^2 \times R^2} \quad (8.20)$$

$$\varphi = \frac{Q}{\pi \times \omega \times R^3} \quad (8.20)$$

Donde $NPSE$ es la energía positiva neta de succión que determina el coeficiente adimensional de energía ψ_c . En las turbinas Francis, este número de cavitación debe cumplir la condición o criterio definidos en la Ecuación 8.21.

$$k = \frac{\varphi^2}{\psi_c} \geq 1.8 \quad (8.21)$$

Es decir, la cavitación aparece cuando $k < 1.8$.

¹ Véase bibliografía, referencia [7]

La metodología two-phase es un método directo que busca determinar la formación y el desarrollo de las burbujas. Esta metodología se utiliza en el presente estudio para estimar el riesgo de daño por cavitación, a través de la determinación de la fracción de presión de vapor generada en la turbina hidráulica, en las diferentes condiciones de operación.

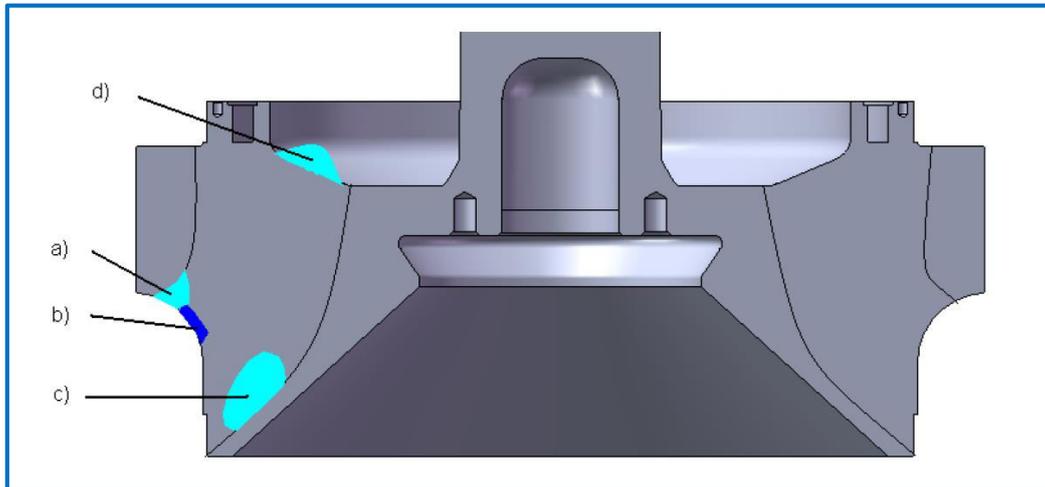


Figura 8.10 Zonas típicas de erosión por cavitación para una turbina Francis. a) y b) cavitación de borde de ataque (leading edge cavitation); c) viaje de burbujas (travelling cavitation bubble); y d) vórtice entre álabes (inter-cavitation vortex)

Fuente: Avellan, F., Introduction to cavitation in hydraulic machinery, 2004

Como se puede ver, en ninguna de las dos metodologías mencionadas se define una variable que estime la pérdida de material en un componente por efecto de la implosión sobre las superficies sólidas de las burbujas de cavitación.

No se mencionan, porque hasta ahora no existe una metodología detallada que siga todas las etapas que recorre el proceso de cavitación (Ait-Bouziad, 2006),

Es decir:

- Incepción de la cavitación.
- Cavitación desprendida (cavitation detachment).
- Cerramiento de la cavidad (cavity closure) e inestabilidad.

Las metodologías two-phase modelan el proceso de cavitación completamente, excepto la etapa del colapso de burbujas (Nennemann y Vu, 2007), causantes del deterioro de los diferentes componentes de la turbina que quedan expuestos al desgaste por cavitación (pitting cavitation).

A las metodologías de estimación del riesgo de daño por cavitación, se les pueden agregar dos metodologías para la estimación de este riesgo de daño.

La primera es del tipo indirecto, y tiene en cuenta la probabilidad de que la burbuja implomase aguas abajo del sitio de su formación. Este procedimiento, que busca medir el riesgo de implosión de la burbuja, especialmente en las superficies sólidas o paredes del rodete, su valor es una adaptación del modelo de Cavitation Erosive Power, definido en Dorey, Laperrousaz, Avellan et al. (1996), y viene dado según la Ecuación 8.22:

$$P_{er} = \frac{1}{2} k \rho (C_{p \text{ máx.}} + \sigma) C_{ref}^3 St \frac{V_c}{L_c} \quad (8.22)$$

Donde $C_{p \text{ máx.}}$ es el coeficiente de presión aguas abajo del lugar de formación de burbujas, σ el número de cavitación definido en la Ecuación 8.24, V_c es el volumen de las cavidades, L_c es la longitud principal de la cavidad y St es el número de Strouhal.

El modelo utilizado para estimar la energía potencial contenida en cada burbuja es una adaptación del modelo definido en la Ecuación 8.22, y viene dado por la siguiente ecuación:

$$E_D = (P_{abs} + P_v) V_c \quad (8.23)$$

La segunda metodología busca determinar la velocidad de erosión por cavitación, inyectando burbujas en la zona donde comienza su formación, con el objeto de describir la trayectoria que siguen, y asignándole a cada impacto de las burbujas sobre una pared sólida un impulso de presión, que será la base para alimentar algunos modelos de erosión por cavitación, especialmente el modelo desarrollado por Karimi y Leo (1987).

El modelo implementado en ANSYS CFX se basa en la ecuación de Rayleigh-Plesset, para modelar el crecimiento de las burbujas generadas en el proceso de cavitación.

MODELO RAYLEIGH-PLESSET

Un flujo tiende a sufrir cavitación a medida que el valor del número de Thoma (σ) tiende a 0 (Baran, Bunea y Oprina, 2007). Este valor viene dado por la relación definida en la Ecuación 8.24:

$$\sigma = \frac{p-p_v}{\frac{1}{2}\rho \times U_\infty^2} \quad (8.24)$$

Donde

p : Es la presión de referencia.

p_v : Es la presión de vapor.

$\frac{1}{2}\rho U_\infty^2$: Representa la presión dinámica.

En el modelo de cavitación se utiliza un proceso de transferencia de masa entre ambas fases, líquida y gaseosa, que utiliza la ecuación de Rayleigh-Plesset.

Esta Ecuación controla la velocidad de generación y condensación de la fase de vapor, y describe el crecimiento de las burbujas que forma el vapor en un líquido, mediante la Ecuación 8.25:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma_T}{\rho_F R_B} = \frac{p-p_v}{\rho_F} \quad (8.25)$$

Donde:

R_B : Representa el radio de la burbuja.

p_v : Es la presión de vapor de la burbuja.

p : Es la presión alrededor de la burbuja.

σ_T : Es la tensión superficial entre el líquido y el vapor.

Al hacer las respectivas consideraciones, véase ansys (2006), la Ecuación 8.25, que describe el crecimiento de la burbuja, queda reducida a la Ecuación 8.26:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_F}} \quad (8.26)$$

La velocidad a la que cambia el volumen de la burbuja viene dada por:

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) = 4\pi R_B^2 \sqrt{\frac{4}{3} \frac{P_v - p}{\rho_F}} \quad (8.27)$$

Donde la velocidad de cambio de masa de la burbuja está definida por:

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho \times g \frac{dV_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho \times g \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - p}{\rho_F}} \quad (8.28)$$

La fracción de burbujas por unidad de volumen r_g puede expresarse utilizando la siguiente ecuación:

$$r_g = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \quad (8.29)$$

Siendo: N_B la cantidad de burbujas por unidad de volumen.

Continuando, la transferencia de masa entre las fases viene dada por la siguiente expresión en donde se asume vaporización:

$$m_{fg} = N_B \frac{dm_B}{dt} = \frac{3r_g \rho \times g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - p}{\rho_F}} \quad (8.30)$$

Si se requiere incluir el proceso de condensación en la transferencia de masa, la Ecuación 8.30 queda definida por:

$$m_{fg} = F \frac{3r_g \rho g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|P_v - p|}{\rho_F}} \operatorname{sgn}(P_v - p) \quad (8.31)$$

Donde: F es un factor empírico que tiene en cuenta la diferencia de velocidades de condensación y vaporización (ansys, 2006).

La vaporización se inicia en lugares de nucleación. La fracción de vapor se incrementa en los lugares de nucleación, debido a que hay menos líquido. Esta condición se considera al modificar la vaporización r_g en la Ecuación 8.31, remplazándola por la expresión $r_{nuc} (1 - r_g)$ que define la Ecuación 8.32:

$$m_{fg} = F \frac{3r_{nuc} (1 - r_g) \rho g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|P_v - p|}{\rho_F}} \operatorname{sgn}(P_v - p) \quad (8.32)$$

Donde:

r_{nuc} : Es la fracción de volumen de los sitios de nucleación. Nótese que

R_B : Representa el radio de la burbuja en los sitios de nucleación.

ANEXO 2. MODELO MATEMÁTICO DE TURBULENCIA USADO EN ANSYS CFX.

La mayoría de los flujos de ingeniería son turbulento, pero antes de simular con éxito este tipo de flujos, es necesario comprender algunos conceptos básicos de la teoría de la turbulencia y de modelado, en este anexo explicaremos el modelo de turbulencia requerido para un análisis en CFD:

El flujo básico turbulento y uso de Modelos de Turbulencia, consiste en elegir un modelo de turbulencia adecuado para un problema dado, así como también especificar las condiciones de frontera de turbulencia en las entradas.

Esto permite hacer la mejor elección de los modelos de turbulencia disponibles y opciones de contorno para cualquier problema dado.

TURBULENCIA:

Citando a: G. I. Taylor y T. von Karman (1937), podemos definir de forma relativamente clara la turbulencia: *“Turbulencia es un movimiento irregular que en general se presenta cuando los fluidos, gaseosos y líquidos, se mueven próximos a superficies sólidas o cuando corrientes contiguas del mismo fluido fluyen próximos o inciden mutuamente”*. O de acuerdo a la definición clásica de turbulencia de HINZE (1959), quien basado en la condición de irregularidad, da la siguiente definición: *“Movimiento turbulento de un fluido es una condición irregular del flujo en la cual las diferentes magnitudes muestran una variación aleatoria con el tiempo y las coordenadas espaciales, pero de tal manera que estadísticamente se pueden distinguir los diferentes valores promedios”*.

La definición moderna de la turbulencia está asociada al empleo de los métodos numéricos computacionales para modelar la turbulencia. Así, la definición dada por la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) dice: *“La turbulencia es simplemente todo fenómeno debido al movimiento irregular que ocurre a escalas por debajo de aquellas que son posibles de resolver sobre una malla usada para propósitos computacionales”*.

Así, desde este punto de vista, la definición de la turbulencia es relativa al tamaño de la malla que emplea cada modelador. De este modo, lo que es turbulencia para un modelador que usa malla gruesa, puede constituir un flujo de fluido calculable para otro modelador que usa una malla más fina.

Entonces podríamos concluir que el flujo turbulento tiene que satisfacer necesariamente la condición de ser irregular.

MODELO DE TURBULENCIA:

El modelo es un conjunto de fórmulas, las mismas que nos permiten dar solución a un determinado fenómeno, un modelo de turbulencia es empleado para poder calificar y cuantificar a un determinado problema fluidodinámico. Los flujos turbulentos pueden ser analizados utilizando enfoques distintos, lo más empleado es la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas.

Los modelos de turbulencia hacen ciertas restricciones o simplificaciones con las ecuaciones que gobiernan el flujo, es por eso que debemos seleccionar el modelo adecuado para obtener los resultados óptimos requeridos.

MÉTODOS DE CÁLCULO Y ANÁLISIS DE FLUJOS TURBULENTOS

El flujo turbulento se caracteriza por la *tridimensionalidad* y *no estacionariedad*, junto con el amplio rango de escalas espaciales y temporales. Pero incluso las escalas más pequeñas y con fluctuaciones más rápidas, la microescala, están aún varios órdenes de magnitud por encima de las escalas moleculares. Se pueden aplicar por tanto las ecuaciones de constitución de la Mecánica de Fluidos para un medio continuo.

No es posible la resolución exacta de las ecuaciones de Navier-Stokes; sin embargo, en los últimos años y debido a la rápida evolución de los ordenadores y al desarrollo de algoritmos específicos, ha habido un gran avance en su resolución numérica dando lugar a la dinámica de fluidos computacional (CFD).

La resolución directa de las ecuaciones de Navier-Stokes, o DNS (“Direct Numerical Simulation”) es la manera más evidente y precisa de predecir un flujo turbulento. Se resuelven todas las escalas espaciales y temporales del flujo turbulento sin promediados o aproximaciones; los únicos errores provienen de las discretizaciones numéricas. La idea es tan sencilla como difícil de llevar a la práctica por lo alto de su coste computacional. Sin embargo, su utilización práctica queda limitada a geometrías sencillas con Reynolds bajos.

Dentro del amplio rango de escalas espaciales y temporales de los flujos turbulentos son las escalas grandes las más efectivas en el transporte de propiedades, mientras que las menores escalas son más débiles y su capacidad de transporte es menor. Teniendo esto en cuenta, se puede intentar simular más exactamente las escalas mayores, dando lugar a la simulación de los torbellinos grandes, o LES (“Large Eddy Simulation”). Debido a la mayor universalidad y homogeneidad de las escalas pequeñas, cabe esperar que estos modelos sean

simples y que los ajustes necesarios, cuando se apliquen a flujos diferentes, sean escasos. Aún así, este tipo de simulación es exigente en cuanto a capacidad de los ordenadores y al tiempo de cálculo.

El tipo de aproximaciones que con más frecuencia se utiliza en aplicaciones de ingeniería para predecir flujos turbulentos son los basados en métodos estadísticos para su estudio. Surgen así los modelos basados en el promediado de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes, o modelos RANS (“Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations”). A continuación se describen los principios básicos de estos métodos.

MODELO DE LA LONGITUD DE MEZCLA

El concepto de longitud de mezcla fue introducido por Ludwig Prandtl [1875-1953]; representa la distancia media, perpendicular al flujo, a lo largo de la cual una partícula pierde su cantidad de movimiento extra y adquiere la velocidad media que exista en la nueva posición. En realidad, el cambio es gradual.

$$\Delta U = l \frac{\partial U}{\partial y} \quad (3.1)$$

Prandtl dedujo que:

$$-\rho \overline{u'v'} = -\rho l^2 \frac{\partial U}{\partial y} \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \quad (3.2)$$

Siendo:

$$l = ky$$

$$k = 0.4$$

y = la distancia a una pared.

VENTAJAS:

- Es fácil de implementar.
- Proporciona una buena predicción de chorros, capas de mezcla, estelas y capas límite.
- Está suficientemente validado.

DESVENTAJAS:

- Es incapaz de describir flujos con separación o recirculación.
 - Sólo calcula propiedades medias y tensiones turbulentas.
-

MODELO k-épsilon.

Este modelo requiere un menor esfuerzo computacional a comparación de los demás modelos, es por este motivo que sigue siendo uno de los modelos de turbulencia, más usados para la solución de problemas fluidodinámicos. Sin embargo, existen situaciones complejas en las que, aunque el modelo k- ϵ reproduce cualitativamente las características importantes del flujo, sus resultados no son totalmente satisfactorios, en particular relacionadas con las zonas de separación del flujo (*Bhajantri et al. 2003*). Este método pretende corregir los defectos del método anterior y permitir calcular flujos con recirculación o separación.

Se define la energía cinética turbulenta instantánea como:

$$K_I(t) = K + k \quad (3.3)$$

Donde:

Energía cinética turbulenta media:

$$K = \frac{1}{2}(U^2 + V^2 + W^2) \quad (3.4)$$

Energía cinética turbulenta:

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}) \quad (3.5)$$

VENTAJAS:

- Es el modelo más simple que solo necesita condiciones iniciales o de contorno.
- Buenos resultados para muchos flujos industriales: capas de cortadura, recirculaciones.
- Es el modelo más validado.

DESVENTAJAS:

- Más costoso que el modelo de longitud de mezcla (2 ecuaciones diferenciales más).
 - Mal comportamiento en algunos flujos no confinados (estelas lejanas), flujos con capas límites muy curvadas, flujos con rotación, flujos desarrollados en conductos no circulares.
-

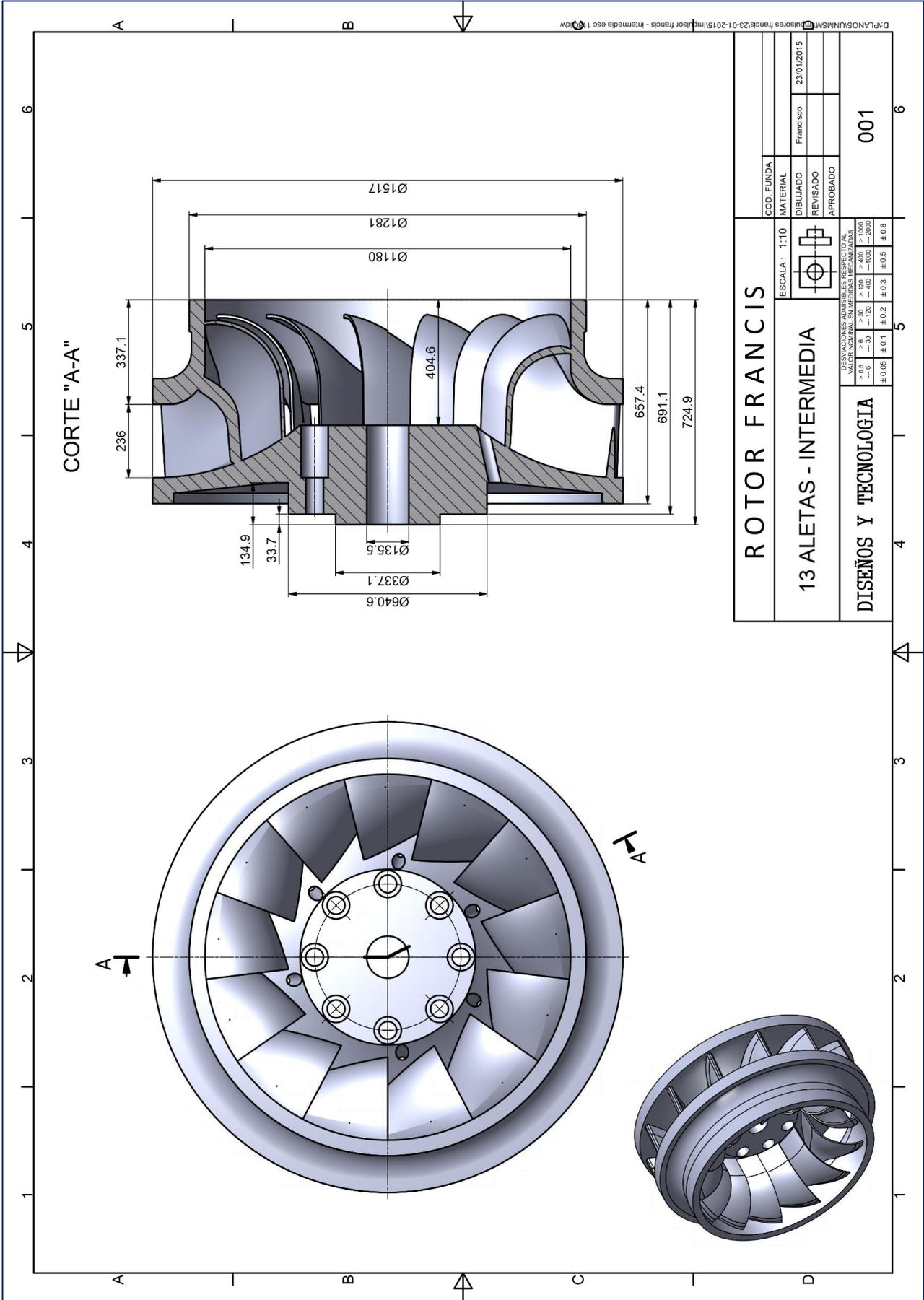
ANEXO 3. CUADRO DE POTENCIAS DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA

TABLA 3 MÁXIMA POTENCIA DE LA CENTRAL CAHUA (MW) - PERIODO: Enero 2001 - Junio 2007

MESES	2001			2002			2003			2004			2005			2006			2007		
	G1	G2	TOTAL																		
ENE.	22.02	21.86	43.88	20.38	21.94	42.32	21.65	21.08	42.73	21.31	20.50	41.81	21.28	20.82	42.10	21.24	22.11	43.35	21.49	22.75	44.24
FEB.	22.11	21.95	44.06	0.00	0.00	0.00	21.78	19.16	40.94	21.22	20.78	42.00	21.20	20.80	42.00	21.86	22.10	43.96	21.47	22.68	44.15
MAR.	21.88	0.00	21.88	0.00	7.76	7.76	0.00	0.00	0.00	21.20	20.78	41.98	21.17	20.67	41.84	0.00	22.69	22.69	21.68	22.78	44.46
ABR.	21.35	21.17	42.52	21.78	20.83	42.61	22.01	22.13	44.14	21.03	20.41	41.44	21.52	21.89	43.41	10.43	4.81	15.24	21.67	22.70	44.37
MAY.	21.45	21.21	42.66	21.66	20.67	42.33	21.30	20.93	42.23	21.03	15.90	36.93	14.22	16.84	31.06	21.84	21.83	43.67	21.90	22.46	44.36
JUN.	18.89	22.35	41.24	15.68	16.35	32.03	20.55	21.51	42.06	15.62	12.70	28.32	15.53	10.04	25.57	15.67	13.97	29.64	22.13	22.48	44.61
JUL.	0.00	0.00	0.00	15.65	20.40	36.05	19.28	18.61	37.89	16.37	13.00	29.37	18.03	16.72	34.75	15.76	11.76	27.52	0.00	0.00	0.00
AGO.	0.00	21.95	21.95	18.71	14.75	33.46	17.33	16.92	34.25	16.90	10.32	27.22	21.81	0.00	21.81	4.29	20.97	25.26	0.00	0.00	0.00
SET.	18.14	16.50	34.64	18.35	15.57	33.92	17.41	18.66	36.07	15.64	7.18	22.82	16.42	15.11	31.53	15.78	12.14	27.92	0.00	0.00	0.00
OCT.	19.00	20.75	39.75	20.24	16.79	37.03	20.65	13.56	34.21	21.12	19.34	40.46	15.26	12.11	27.37	21.07	15.24	36.31	0.00	0.00	0.00
NOV.	0.00	20.84	20.84	21.75	0.00	21.75	20.48	20.49	40.97	21.03	14.34	35.37	14.44	16.59	31.03	21.14	22.24	43.38	0.00	0.00	0.00
DIC.	21.80	22.19	43.99	21.61	21.15	42.76	21.22	20.59	41.81	21.34	20.59	41.93	21.72	22.02	43.74	21.24	20.80	42.04	0.00	0.00	0.00
MAX	22.11	22.35	44.06	21.78	21.94	42.76	22.01	22.13	44.14	21.34	20.78	42.00	21.81	22.02	43.74	21.86	22.69	43.96	22.13	22.78	44.61

Fuente: Centro de Control - Sistema Scada de la Central Hidroeléctrica Cahua.

ANEXO 4. PLANO DEL RODETE SIMULADO



ANEXO 5. PRESUPUESTO DEL TRABAJO DE TESIS

El siguiente presupuesto contiene los gastos promedio realizados para el desarrollo del trabajo de tesis titulado “Análisis y simulación fluidodinámica del fenómeno de cavitación en una turbina Francis”, los gastos están referenciados y presupuestados con fecha 5 de Enero del 2015.

TIPO DE GASTO	COSTO (S/.)
BIENES	2 200
a) Material bibliográfico.	600
b) Material de escritorio.	350
c) Computador (18% costo inicial).	900
d) Papelería.	200
e) Otros.	150
INFORMACIÓN	1 565
a) Digitación.	135
b) Software especializado.	800
c) Internet.	480
d) Otros.	150
SERVICIOS	1 250
a) Fotocopias.	450
b) Impresión.	350
c) Empastes.	150
d) Movilidad.	150
e) Otros.	150
COSTO TOTAL	5 015