



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

**Desarrollo y evaluación de proyecto
modernización de turbinas unidades 1 y 2 central
hidroeléctrica Plutarco Elías Calles "El Novillo"**

**TESIS PROFESIONAL
PARA OBTENER EL GRADO DE:**

**MAESTRÍA EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
OPCIÓN TERMINAL TECNOLOGÍA MECÁNICA**

PRESENTA:

GEOVANNI NORIEGA SANDOVAL

DIRECTORES

DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN

DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ

NOMBRE DE LOS SINODALES

DR. FERNANDO SIERRA ESPINOSA

DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO

DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN



INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

Jefatura de Posgrado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas

"2019, a 100 años del asesinato del General Emiliano Zapata Salazar"

ASUNTO: APROBACIÓN DE TESIS
Cuernavaca, Morelos, 26 de febrero de 2019.

**GEOVANNI NORIEGA SANDUVAL
PRESENTE**

Por este conducto le notifico que su tesis de Maestría titulada **Desarrollo y evaluación de proyectos de modernización de turbinas unidades 1 y 2 central hidroeléctrica Plutarco Elías Calles "El Novillo"**.

Fue aprobada en su totalidad por el jurado revisor y examinador integrado por los ciudadanos:

NOMBRE	FIRMA
DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO	
DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ	
DR. FERNANDO ZENAIDO SIERRA ESPINOSA	
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN	
DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN	

Por consiguiente, se autoriza a editar la presentación definitiva de su trabajo de investigación para culminar en la defensa oral del mismo.

Sin otro particular aprovecho la ocasión para enviarle un cordial saludo.

ATENTAMENTE
Por una humanidad culta
Una universidad de excelencia



**JEFATURA DE POSGRADO EN
INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**
OCICA
DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ
COORDINADOR DEL POSGRADO EN
INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS



INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

Jefatura de Posgrado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas

"2019, a 100 años del asesinato del General Emiliano Zapata Salazar"

Cuernavaca, Morelos, a 26 de febrero de 2019.

DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ
COORDINADOR DEL POSGRADO EN
INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
P R E S E N T E

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada **Desarrollo y evaluación de proyecto modernización de turbinas unidades 1 y 2 central hidroeléctrica Plutarco Elías Calles "El Novillo"** que presenta el alumno **Geovanni Noriega Sandoval**, para obtener el título de Maestría en Ingeniería y Ciencias Aplicadas con opción terminal en Tecnología Mecánica.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es:

NOMBRE	DICTAMEN	FIRMA
DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO	Aprobado	
DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ	Aprobatorio	
DR. FERNANDO ZENAIDO SIERRA ESPINOSA	Aprobatorio	
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN	Aprobatorio	
DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN	Aprobatorio	

PLAZO PARA LA REVISIÓN 20 DÍAS HÁBILES (A PARTIR DE LA FECHA DE RECEPCIÓN DEL DOCUMENTO)

NOTA. POR CUESTION DE REGLAMENTACIÓN LE SOLICITAMOS NO EXCEDER EL PLAZO SEÑALADO, DE LO CONTRARIO LE AGRADECEMOS SU ATENCIÓN Y NUESTRA INVITACIÓN SERÁ CANCELADA.

RJR*RSU/nmc

Av. Universidad 1001 Col. Chamilpa, Cuernavaca Morelos, México, 62209
 Tel. (777) 329 70 00, ext. 6208 / raquel.sotelo@uaem.mx



RESÚMEN

El presente trabajo es el estudio y desarrollo de un proyecto de modernización de 2 turbinas hidráulicas tipo Francis de eje vertical de 45 MW. Estas se encuentran en la Central Hidroeléctrica Presidente Plutarco Elías Calles “El Novillo”, en el Estado de Sonora, México, puestas en servicio en octubre de 1964.

El diseño original de estas turbinas presentaba un perfil hidráulico básico en su componente principal que es el rodete, por lo que la eficiencia de las mismas no superaba el 90%, valor muy bajo de acuerdo a los rendimientos de las turbinas actuales. Este proyecto contempla la mejora en el diseño de la turbina, que permita alcanzar los estándares actuales de eficiencia, potencia y materiales de fabricación de última generación para el incremento de su vida útil (originalmente eran de acero al carbón, el cual es un material no resistente a la cavitación); además teniendo el reto de la adaptación de los nuevos componentes al lugar original de la turbina, respetando las dimensiones de la carcasa, estructura del antedistribuidor y diámetro del rodete.

Para este estudio se requirió analizar la estadística de operación de las unidades generadoras, para verificar los valores de caída neta, flujo de agua y potencia, que nos permita calcular el mejor rendimiento de acuerdo a estas condiciones, para el mayor aprovechamiento del agua, y por lo tanto, mayor producción de energía. De esta manera, se calculó la eficiencia media pesada, que es un valor clave para el diseño del rodete de la turbina, para lo cual la casa de diseño utilizó simulación numérica computarizada en todas las condiciones operativas, para determinar el mejor perfil hidráulico del

nuevo diseño de los álabes de la turbina, que permita una mayor eficiencia de la unidad generadora, dada las condiciones presentadas de caída y flujo de agua.

Este estudio es una referencia para proyectos similares, en donde se cuentan con unos valores de régimen de operación definidos para una unidad de generación hidroeléctrica, y se busque un incremento en la eficiencia y que, por lo tanto, permita una mejor potencia de acuerdo a un gasto establecido, teniendo como resultado una optimización del agua turbinada, para el incremento de producción de energía eléctrica con el mismo recurso disponible.

ABSTRACT

The present work is the study and development of a project of modernization of two vertical axis 45 MW Francis hydraulic turbines. These are in the Presidente Plutarco Elias Calles Hydroelectric Power Plant "El Novillo", in the State of Sonora, Mexico, put into service in October 1964.

The original design of these turbines had a basic hydraulic profile in its main component that is the runner, so that the efficiency of the same did not reach even 90%, very low value according to the current turbine yields. This project contemplates the improvement in the design of the turbine, which would allow us to reach the current standards in terms of efficiency, power and last generation materials for the increase of its useful life (originally they were made of carbon steel, being a material not resistant to cavitation); also having the challenge of adapting the new components to the original place of the turbine, respecting the dimensions of the spiral case, structure of the stay vanes and diameter of the runner.

For this study it was necessary to analyze the operation statistics of the generating units, to verify the values of net head, water flow and power, which would allow us to calculate the best performance according to these conditions, for the better use of water, and therefore, greater production of energy. In this way, the average heavy efficiency was calculated, which is a key value for the design of the runner of the turbine, for which the design house used computer numerical simulation in all operating conditions, to determine the best hydraulic profile of the new design of the blades of the turbine, which would give us as a result the greater efficiency of the generating unit and power given the presented conditions of effective head and flow of water.

This study is a reference for similar projects, where operating values are defined for a hydroelectric generation unit, which allows increase in efficiency, and therefore an improvement in power according to an established water flow, resulting in an optimization of the water, for the increase of electric power production with the same available resource.

AGRADECIMIENTOS

Les agradezco a mis padres; a mi padre que aunque no esté con nosotros, nos dio un ejemplo del esfuerzo en el trabajo para lograr nuestras metas; a mi madre por su amor incondicional, y a pesar de las limitaciones que se nos presentaron, me pudo dar apoyo en mis estudios hasta lograr lo que soy.

Le agradezco a Edith por su motivación y empuje para mi desarrollo profesional y en todos los aspectos, así como por todos los momentos que hemos compartido en nuestras vidas, por su paciencia y amor.

A Frida y Giovanni, quienes han sido mi inspiración por hacer mejores cosas en la vida.

A los ingenieros de la Coordinación de Generación Hidroeléctrica, por su apoyo para la mejora de las Centrales Hidroeléctricas en Comisión Federal de Electricidad, para el beneficio de nuestra nación.

A los Dres. Gustavo Urquiza Beltrán y Fernando Sierra Espinosa, por sus grandes enseñanzas en el transcurso de esta maestría, así como de ser ejemplos para la comunidad científica en México.

A la Dra. Laura Castro Gómez y Dr. Miguel Ángel Basurto Pensado, por su amistad, sus consejos y apoyo para la conclusión de este trabajo

Muchas gracias

DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo a todo aquel que se preocupe por la búsqueda de alternativas de fuentes de energía limpia para el desarrollo sustentable de la humanidad, ya que este mundo de consumismo cada vez aumenta el agotamiento de los recursos naturales, por lo que es de gran importancia el incremento de la cuota de energía renovable en el conjunto de fuentes energéticas, haciendo más eficientes los procesos de transformación de energía, así como de la implementación de nuevas tecnologías para el máximo aprovechamiento de los recursos disponibles sin dañar el medio ambiente.

INDICE

1. ANTECEDENTES	
1.1. Generalidades.....	13
1.2. Localización y acceso a Central Hidroeléctrica El Novillo.....	23
1.3. Características principales de unidades generadoras de El Novillo.	25
2. ESPECIFICACIONES PARA ADQUISICIÓN DE LA NUEVA TURBINA	
2.1. Limitaciones para el desarrollo de la especificación de la nueva turbina.....	30
2.2. Definición de características específicas para el diseño de rodets para turbinas y sus componentes.....	32
2.3. Cálculo de eficiencia media pesada.....	53
2.4. Cálculo de valores de deducciones del proyecto.....	66
2.5. Definición de características particulares de rodets para turbinas.	68
3. PROPUESTA DE NUEVO DISEÑO DE RODETES	
3.1. Propuesta de diseño en CFD.....	73
3.2. Comentarios de nuevo diseño de rodete.....	78
4. PROCESO DE FABRICACIÓN DE NUEVO RODETE DE TURBINA	
4.1. Supervisión en fábrica de nuevo rodete.....	85
5. PROCESO DE MONTAJE DE NUEVA TURBINA	
5.1. Supervisión en planta de montaje de turbina.....	92
6. PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO DE UNIDAD EN PUESTA EN SERVICIO.	
6.1. Resultados de comportamiento de unidad en puesta en servicio....	104
7. EVALUACIÓN DE PROYECTO DE MODERNIZACIÓN DE TURBINAS	
7.1. Evaluación de rendimiento de nueva turbina.....	111
7.2. Evaluación económica del proyecto.....	114
8. CONCLUSIONES.....	117

9. BIBLIOGRAFÍA..... 121

PREFACIO

El desarrollo de las Centrales Hidroeléctricas, juega un papel importante en el abaratamiento de los costos y accesibilidad a las fuentes de energía renovable, así como en la sustitución de los combustibles fósiles debido a sus altos costos y su próxima escasez.

Aunque el desarrollo de una Central Hidroeléctrica requiere costos de inversión inicial relativamente elevados, comparadas con las plantas térmicas de igual capacidad, se ha demostrado que a largo plazo las plantas hidroeléctricas son económicas respecto al consumo, con una mayor vida útil, sin estar sujetas a los incrementos en los precios de combustibles y mantenimiento durante su operación.

Por ese motivo que es de gran importancia mantener en operación confiable estas unidades, y llevar a cabo trabajos de modernización cuando estas lo requieran.

La modernización de una central hidroeléctrica se enfoca principalmente a los equipos que componen el turbogruppo, siendo el generador y el rodete de la turbina los principales elementos, mismos que su rehabilitación repercute directamente en la potencia y/o eficiencia de todo el conjunto.

Debido a los nuevos requerimientos de energía, y del eficiente uso de recursos energéticos para detener el cambio climático en el planeta, se buscan opciones como el del mayor aprovechamiento del agua para generación, por lo que para apoyar esta situación se buscaron opciones en las centrales hidroeléctricas del Noroeste de México, siendo la más viable la

de modernizar las turbinas hidráulicas de la Central Hidroeléctrica Presidente Plutarco Elías Calles “El Novillo”, en el estado de Sonora, México,

Por lo tanto, el objetivo general de la realización del presente trabajo demuestra el desarrollo de la modernización de las turbinas unidades 1 y 2 de la Central Hidroeléctrica Presidente Plutarco Elías Calles “El Novillo”, localizada en Sonora, México.

Como objetivos particulares, este estudio además de permitir lograr los valores de potencia y eficiencia calculados para las nuevas turbinas, es necesario demostrar la rentabilidad del proyecto, que motive a los directivos invertir en este tipo de proyectos.

1. ANTECEDENTES

1.1 Generalidades

Una turbina hidráulica es un elemento mecánico que extrae energía de un flujo de agua proveniente de una presa, o un canal, y la convierte en energía mecánica, la cual es a su vez convertida en energía eléctrica por medio de un generador. Existen varios tipos de turbinas hidráulicas, dependiendo del flujo de agua disponible para su operación, y de las condiciones físicas del lugar de donde se obtenga el fluido, de lo cual también depende el tipo de construcción del lugar donde se montará.

Entonces, la potencia de una turbina hidráulica está dada por la carga hidráulica o caída, el flujo de agua, y la eficiencia de la misma, por lo tanto, la potencia está determinada por:

En donde:

P = Potencia de turbina en W

ρ = Densidad del agua, kg/m^3

g = Constante de gravedad local, m/s^2

Q = Flujo de agua, m^3/s

H = Caída o carga hidráulica, m

η = Eficiencia de la turbina

$$P = g\eta QH\rho$$

En términos generales se puede resumir de la siguiente manera:

En donde:

$$P = 9.8\eta QH$$

P = Potencia de turbina en kW
Q = Flujo de agua, m³/s
H = Caída o carga hidráulica, m
η = Eficiencia de la turbina

Esto aplica para cualquier tipo de turbina, en donde las variables más interesantes por determinar son el flujo de agua y la caída, y de acuerdo al diseño del rodete, se puede estimar la eficiencia.

El flujo de agua depende de la disponibilidad de su reservorio, canal, etc., para la generación de energía; y la caída de la geografía y la construcción de la presa, que nos dé la diferencia de elevación desde el nivel superior y la descarga de la turbina.

Esta diferencia de elevación se le denomina caída bruta, ya que para determinar la caída efectiva para la turbina, o caída neta, se requiere determinar las pérdidas que se presenten desde la parte superior hasta la entrada de la turbina.

Por lo tanto la caída efectiva la producción de energía en el eje de la turbina, es la denominada caída neta.

Para determinar la caída efectiva, o neta en una turbina, requerimos las referencias de velocidades del flujo de agua tanto en la entrada como a la salida de la turbina, así como de la presión y las elevaciones en esos puntos, de manera que se puede calcular mediante la ecuación de Bernoulli de acuerdo a lo mostrado en la figura 1.1.

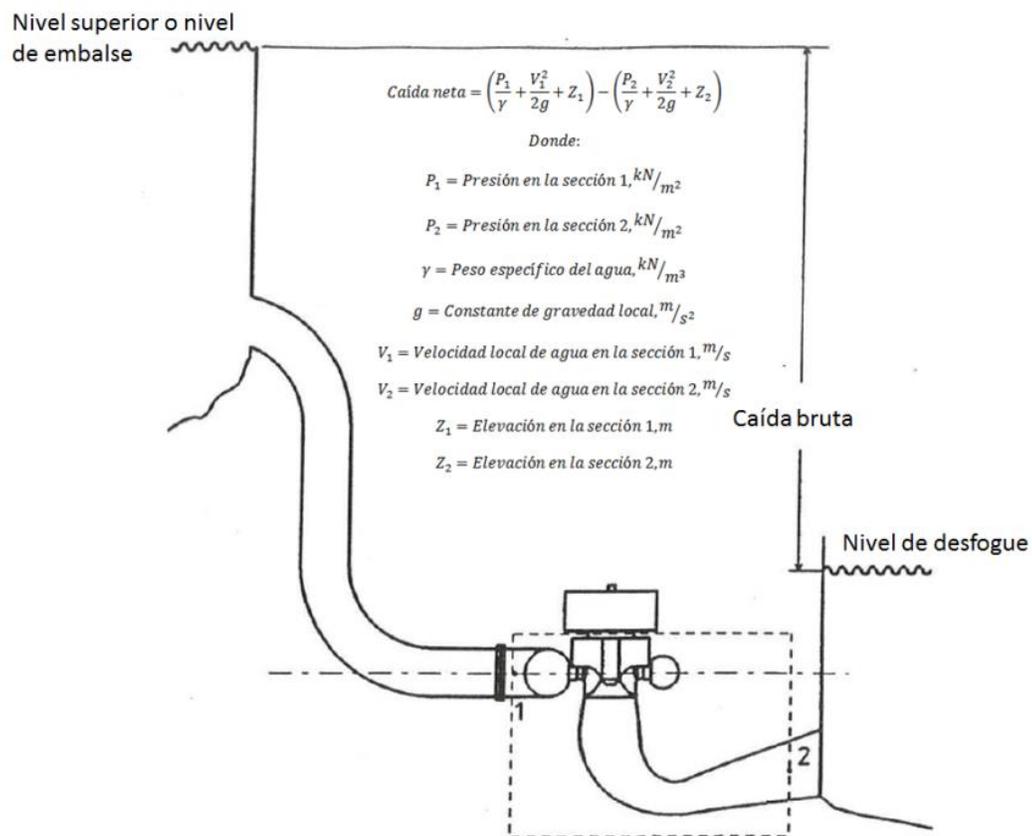


Figura 1.1. Definición de caída neta (Hydropower Mechanical Design, Chapter 3).

De manera general existen 2 tipos de turbinas hidráulicas, las de acción y las de reacción, dependiendo como el agua impulsa el rodete de la misma, y

esto tiene que ver con el flujo y caída de diseño. Las de acción absorben toda la energía del agua hasta que la presión de salida es prácticamente la presión atmosférica, mientras que las de reacción operan inundadas, dando el torque debido a la reacción del rodete con el flujo. En ambos casos la presión de entrada depende de la columna de agua disponible, pero en el caso de las turbinas de reacción, la presión de salida de agua difiere a la presión atmosférica.

Estas 2 clasificaciones de turbina tienen sus subclasificaciones, siendo las turbinas de reacción con más variaciones de diseño y construcción. Las turbinas de acción son de presión constante en la zona del rodete, y son de accionamiento tangencial, ya que el agua ataca la periferia del rodete. Estas son idóneas para caídas de gran altura con caudales relativamente pequeños, logrando buenos rendimientos desde el 30% al 100% de caudal. Éstas se les denominan turbinas Pelton (figuras 1.2, 1.3 y 1.4).

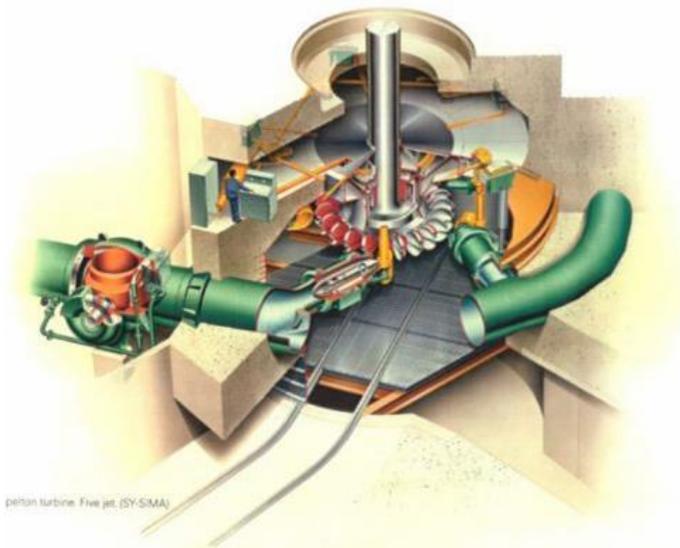


Figura 1.2. Esquema de una turbina de acción o turbina Pelton (Cortesía Andritz Hydro).

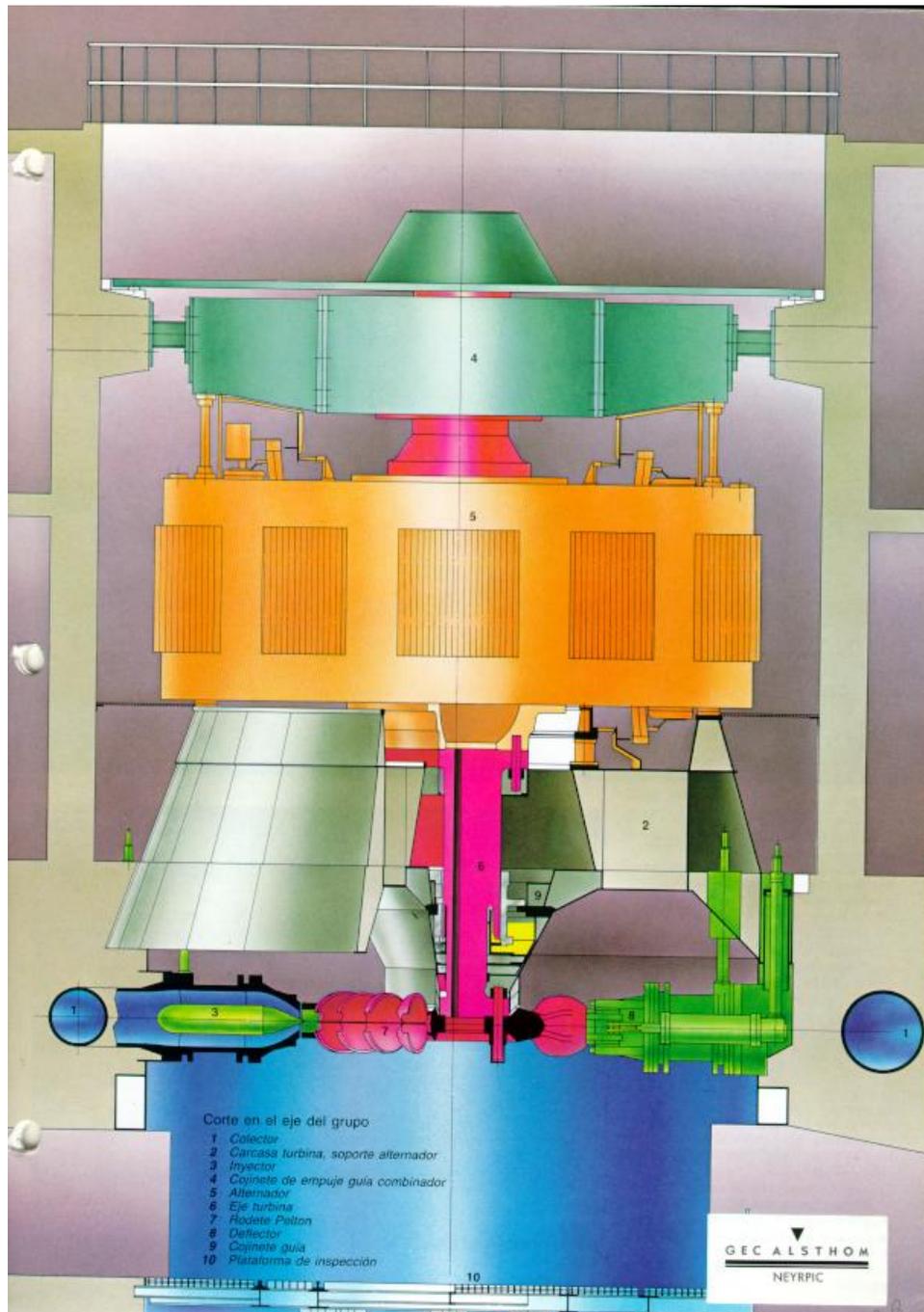


Figura 1.3. Corte de una turbina Pelton y sus componentes (GEC Alsthom Neypic).



Figura 1.4. Turbina Pelton con 5 toberas (Cortesía Neyrpic Turbines).

En cuanto a las turbinas de reacción, las más comunes son las turbinas Francis y las turbinas Kaplan.

Las turbinas Francis son las más comunes, con un rango mayor de operación en cuanto a gastos y caídas (caídas desde 20 hasta más de 200m, y flujos desde los 2 m³/s hasta arriba de los 350 m³/s). En éstas el agua entra de manera radial, impulsa el rodete y sale de manera axial, teniendo presión variable en las diferentes zonas del rodete (ver figuras 1.5, 1.6 y 1.7).

Estas turbinas obtienen muy buenos rendimientos pero en rangos superiores del 60% y hasta el 100% de su caudal de diseño. Debajo de este rango pueden presentarse problemas de efecto de cavitación.

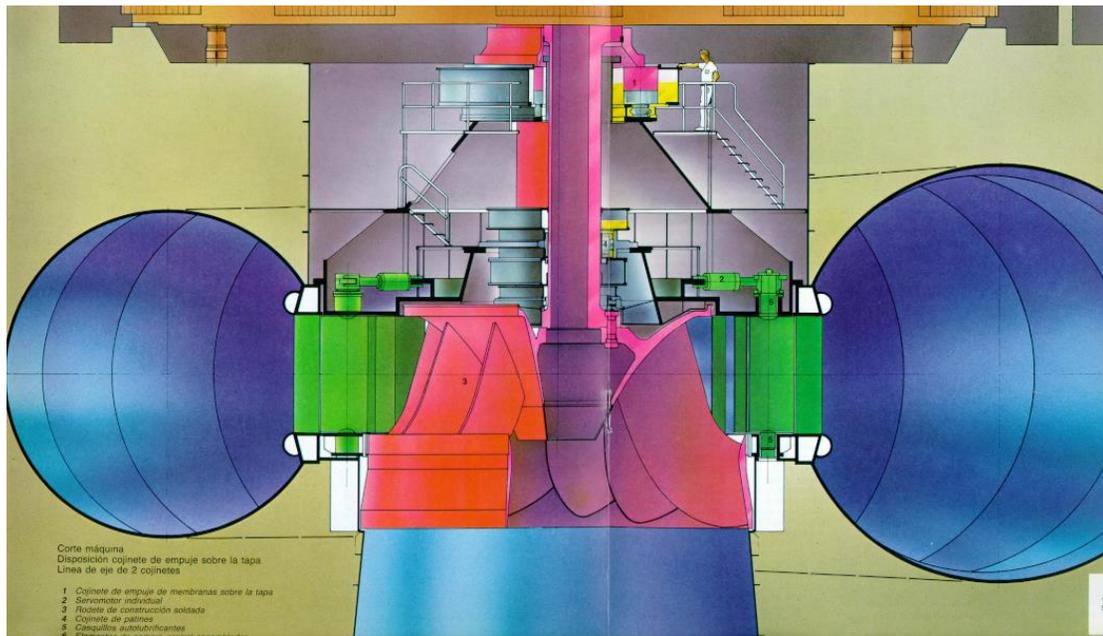


Figura 1.5. Corte transversal y componentes principales de una turbina de reacción tipo Francis (Voith Hydropower).

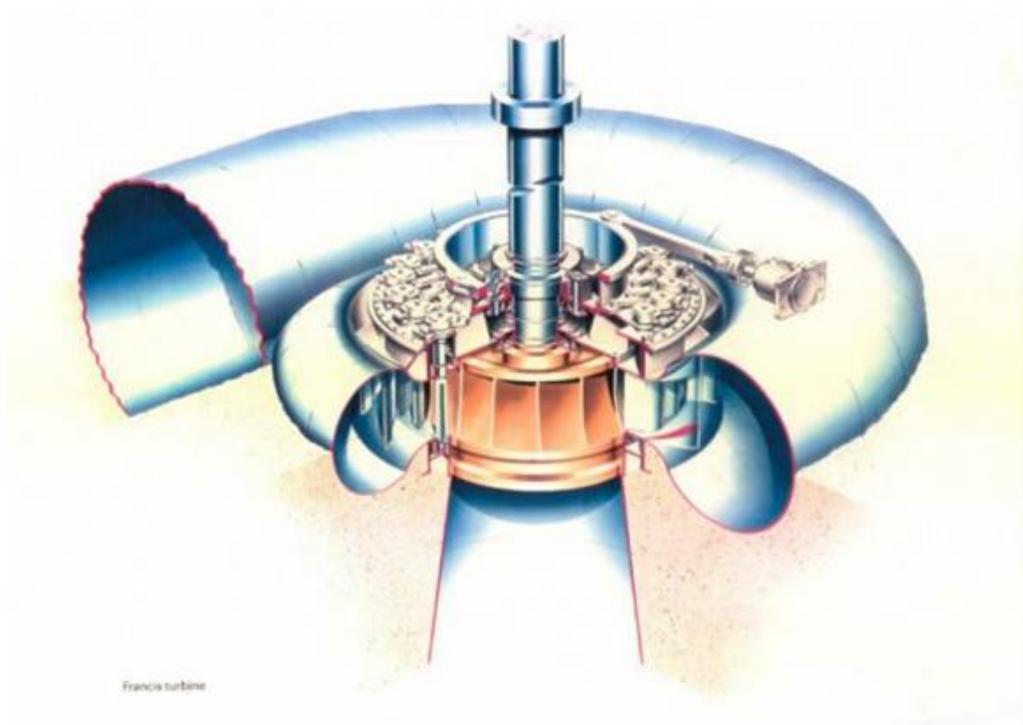


Figura 1.6. Esquema general de una turbina Francis (Andritz Hydro).

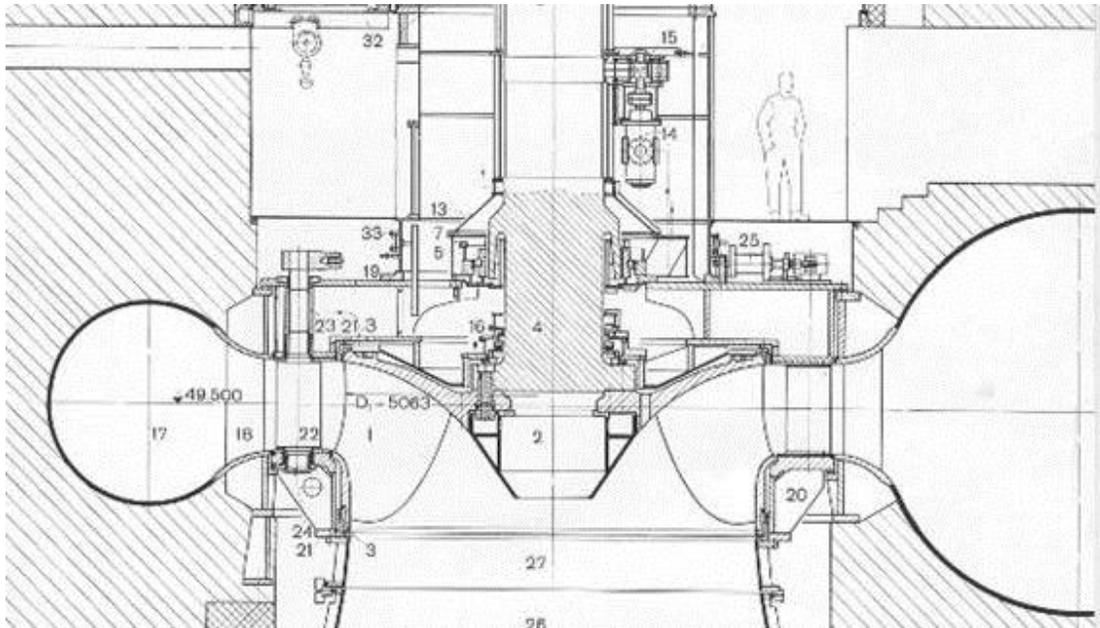


Figura 1.7. Corte transversal de una turbina Francis (Escher Wyss).

Las turbinas Kaplan tienen un principio de operación similar a las Francis, solo que el rodete se asimila a una hélice de un barco, teniendo la particularidad que las aspas del rodete pueden variar su ángulo de ataque, lo que no ocurre en las turbinas Francis. Tienen un rango de operación con caídas menores y flujo de agua mayores (caídas por debajo de 50 m, y los flujos pueden superar los $350 \text{ m}^3/\text{s}$). En éstas el agua entra de manera axial, impulsa el rodete y sale también de manera axial, teniendo también presión variable en las diferentes zonas del rodete (ver figuras 1.8, 1.9 y 1.10).

Estas turbinas obtienen muy buenos rendimientos pero en rangos superiores del 70% y hasta el 100% de su caudal de diseño. Debajo de este rango pueden presentarse problemas de efecto de cavitación en las aspas del rodete.

También se les denomina de doble regulación, por la necesidad de ajustar tanto la posición del distribuidor, como las de las aspas del rodete, dependiendo de la caída y cargas aplicadas.

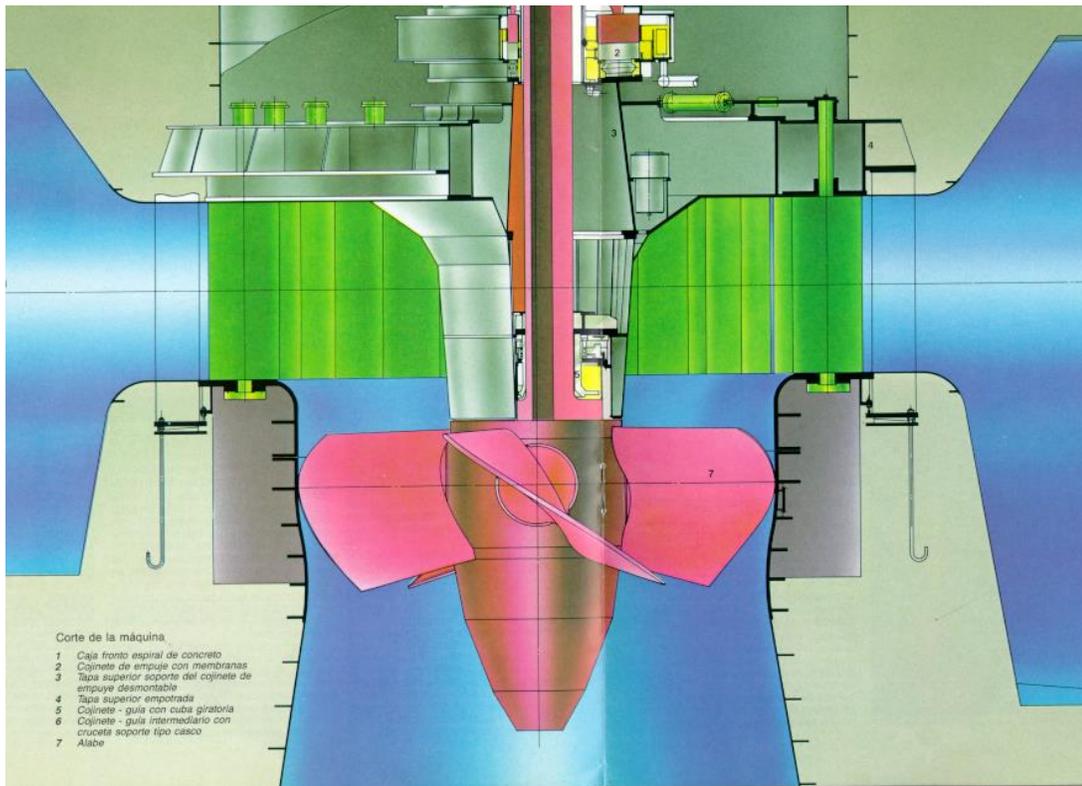


Figura 1.8. Corte de una turbina Kaplan y sus principales componentes (Cortesía Voith Hydropower).

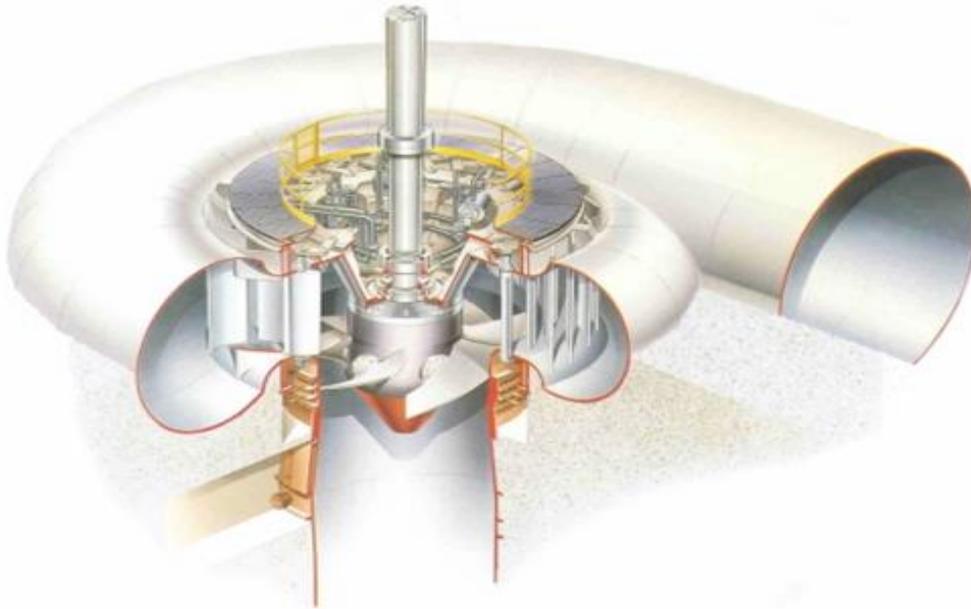


Figura 1.9. Esquema general de una turbina Kaplan (Andritz Hydro)

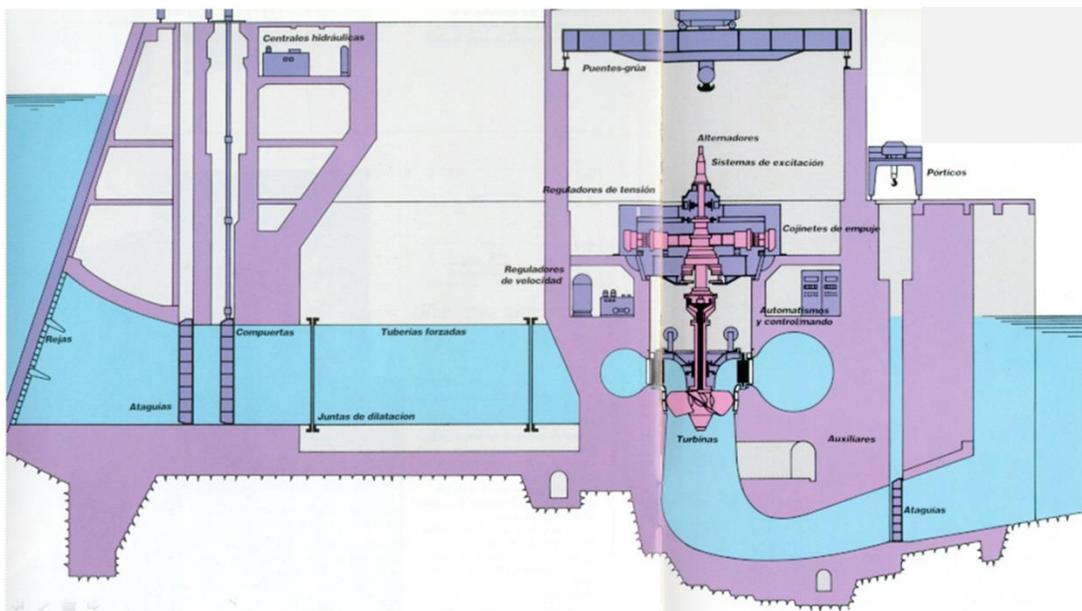


Figura 1.10. Representación de una central hidroeléctrica equipada con turbina Kaplan

1.2 Localización y acceso a Central Hidroeléctrica El Novillo

La Central Hidroeléctrica Presidente Plutarco Elías Calles, utiliza el agua del río Yaqui aprovechando el embalse de la Presa "El Novillo", la cual fue construida por C.F.E. en el año de 1964 y tiene una capacidad de almacenamiento de 3,020 millones de metros cúbicos. La cortina de la presa es del tipo doble arco-cúpula, de concreto.

Cuenta con un vertedor de aguas en demasías tiene una capacidad para desalojar 12,000 metros cúbicos por segundo, regulados por cuatro compuertas radiales.

La Central Hidroeléctrica Pdte. Plutarco Elías Calles "El Novillo" se ubica en el Río Yaqui, en las coordenadas 28°58'36.17" N y 109°38' 30.93"W, carretera Hermosillo-Sahuaripa km. 146, en El Novillo, Municipio de Soyopa, Sonora.

La Central cuenta con dos casas de máquinas, una de ellas subterránea, en la margen derecha del Río Yaqui, donde se alojan las Unidades 1 y 2. La otra casa de máquinas es tipo intemperie, ubicada en la margen izquierda del río y aloja a la Unidad 3.

Esta Central es una de las principales fuentes de generación en su tipo de la Región de Generación Hidroeléctrica Noroeste, que está conectada a la Subestación Hermosillo V, en la ciudad de Hermosillo, Sonora, por medio de dos líneas de transmisión de 115 kV.

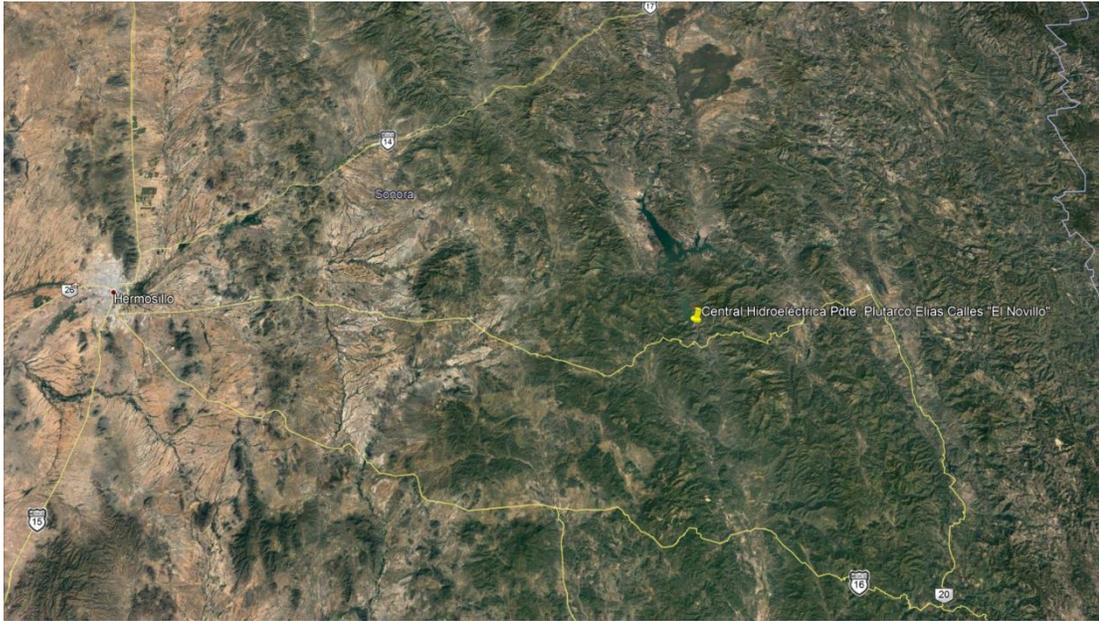


Figura 1.12. Ubicación Central Hidroeléctrica Pcte. Plutarco Elías Calles “El Novillo” (Google Earth Pro)

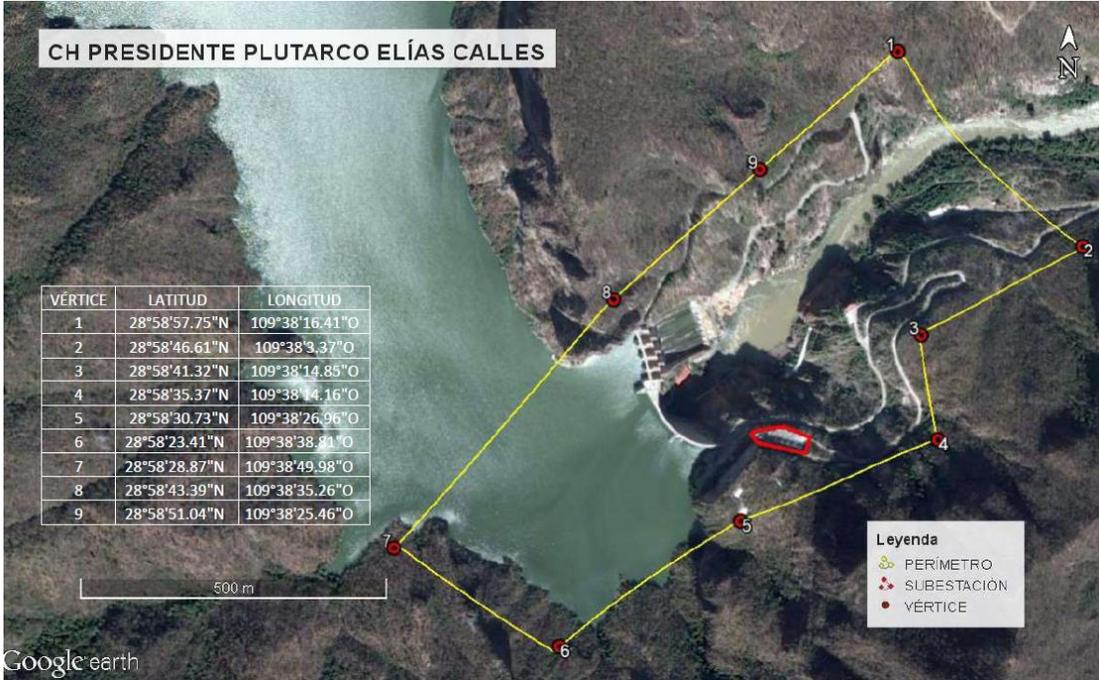


Figura 1.12. Croquis de ubicación de la central (Google Earth Pro).



Figura 1.13. Centra Hidroeléctrica Pdte. Plutarco Elias Calles “El Novillo”

1.3 Características principales de unidades generadoras de El Novillo.

Las centrales hidroeléctricas tienen por **equipo principal**, la presa, la turbina, el generador, el transformador de potencia y el interruptor.

La turbina y el generador como mencionamos, se encuentran unidos mecánicamente, por medio de una flecha, a este conjunto se denomina **unidad generadora o simplemente unidad**.

El **transformador de potencia**, permite elevar el voltaje de la energía eléctrica, lo que facilita su transporte hacia una subestación en donde se interconecta con la red. En el caso de las unidades generadoras de la C.H. El Novillo, el voltaje de salida de los generadores es de 13.8 kV, para posteriormente elevarse mediante el transformador a 115 kV para su transporte mediante las líneas de transmisión.

El **interruptor de potencia**, conecta y desconecta la unidad generadora al Sistema Interconectado Nacional. Cada unidad cuenta con su interruptor de máquina para enlazarse al bus de salida, estos interruptores son tipo intemperie utilizando gas hexafluoruro de azufre como medio de extinción, operan a 115 kV.

Sistema de Excitación y Regulación de Voltaje, su nombre describe la función que realiza, y es la de proveer el campo eléctrico (excitación) necesario para convertir la fuerza mecánica del giro, en energía eléctrica. Y la necesaria regulación del voltaje, para tener un producto con características controladas, que serían los 13.8 kV de salida del generador.

Sistema de regulación de velocidad, necesario para poder tener control del giro de la unidad, se basa fundamentalmente en el cierre y apertura de álabes, que controlan la entrada de agua a la turbina, regulando así su velocidad de giro a 225 rpm, para tener los 60 Hz de frecuencia de salida de la energía eléctrica.

Sistema de Control Hidráulico, este sistema está conformado básicamente por un sistema de suministro de aceite a presión, integrado por tanque de reposo, bombas, válvulas y tanque a presión aceite-aire, para la operación

de los servomotores que controlan la apertura y cierre de los álabes del distribuidor controlando el acceso de agua hacia la turbina. Es la parte ejecutora de las órdenes del sistema de regulación de velocidad.

Esta Central Hidroeléctrica cuenta con 3 unidades de eje vertical con turbinas tipo "Francis" de 45 MW cada una, para una capacidad total instalada de 135 MW. La eficiencia combinada de la Central es de 88.47% y tiene un consumo específico entre 4.34 y 4.42 m³/kWh. Su generación anual estimada es de 483.8 GWh.

Tanto la turbina hidráulica como el generador eléctrico, originalmente son de fabricación Japonesa, de la marca Hitachi.

Tabla 1.1. Datos técnicos unidades generadoras C.H. "El Novillo".

UNIDAD	FECHA PUESTA EN SERVICIO	TURBINAS						GENERADORES				
		Caída Nominal m	Gasto m ³ /s	Todas de eje Vertical				MARCA	KVA	KW	F.P.	VOLT GEN
				MARCA	TIPO	Potencia	RPM					
1	OCT/64	87.00	59.60	HITACHI	FRANCIS	63,000 CV	225	HITACHI	50,000	45,000	0.90	13.8
2	OCT/64	87.00	59.60	HITACHI	FRANCIS	63,000 CV	225	HITACHI	50,000	45,000	0.90	13.8
3	DIC/76	87.00	58.50	HITACHI	FRANCIS	63,000 CV	225	HITACHI	50,000	45,000	0.95	13.8

En el caso de las turbinas, que es el componente principal del que trata este estudio, contaba con un rodete de un perfil hidráulico básico, de la época de los 60's que no permitía alcanzar la eficiencia de los estándares actuales. Por ese motivo, y por el material de fabricación (acero al carbón), desde los primeros años de operación el rodete presentaba serios problemas de cavitación, requiriendo trabajos continuos de reparación, lo que incrementaba el costo operativo de esas unidades.

Las unidades 1 y 2 se pusieron en servicio en 1964, pero en 1996 se realizó el reemplazo del rodete de la unidad 1, para lo cual se utilizó el rodete de refacción, no obteniendo gran ganancia porque era del mismo diseño y material que los originales. El rodete retirado de la unidad 1 se reparó, para su posterior montaje nuevamente en la unidad 2 en 1999.

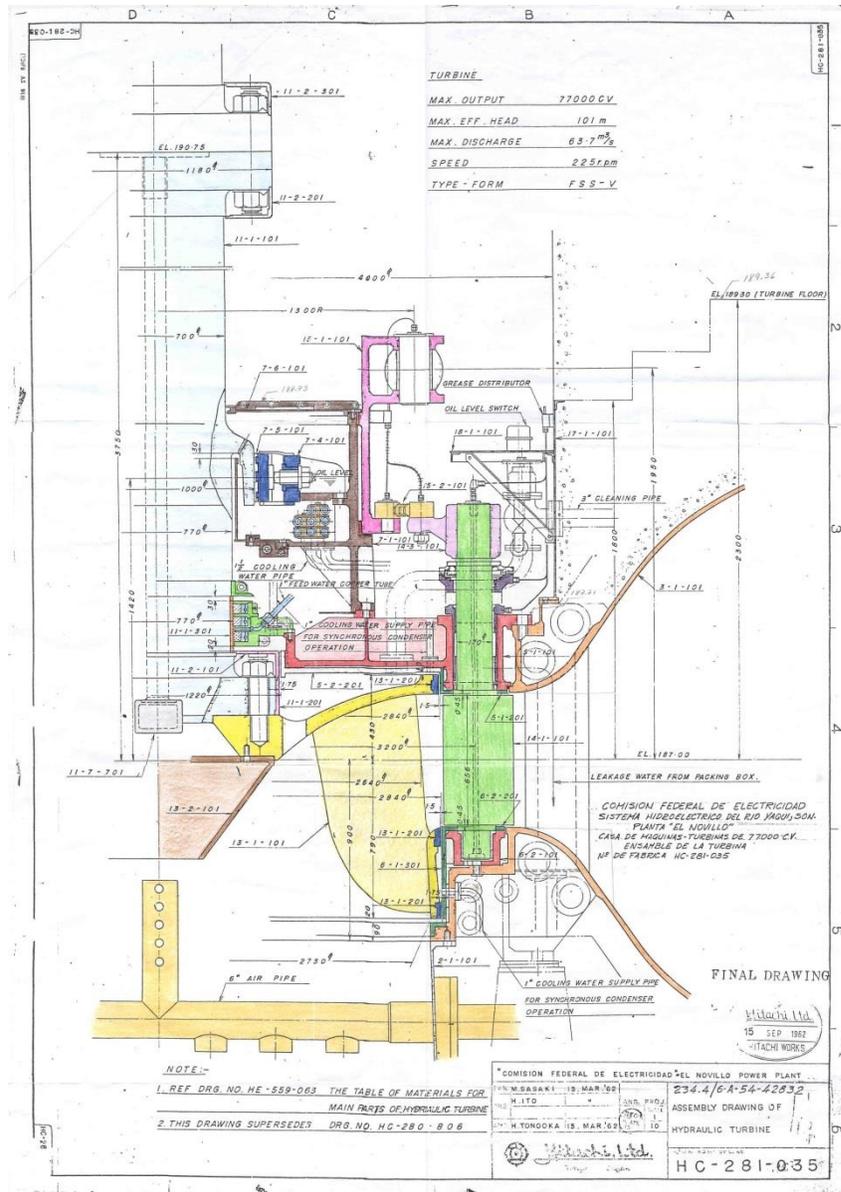


Figura 1.14. Plano de turbinas originales unidades 1 y 2 (Hitachi LTD)

2. ESPECIFICACIONES PARA ADQUIRIR LA NUEVA TURBINA

2.1 Limitaciones para el desarrollo de la especificación de la nueva turbina.

En el caso del diseño de una nueva unidad hidroeléctrica, para el desarrollo de la especificación para su diseño y fabricación se puede partir solamente de la caída y gastos disponibles, permitiendo lo siguiente:

- Hacer un cálculo de la velocidad de giro, tratando de que la nueva unidad tenga altas revoluciones lo que permite un generador más compacto y por lo tanto más económico.
- Se puede diseñar a la más alta eficiencia posible según los parámetros de la nueva unidad.
- De acuerdo a las diferencias de niveles que se pueden operar las nuevas unidades, se puede calcular la menor sumergencia para evitar el fenómeno de cavitación.
- Un nuevo diseño más compacto requiere menos obra civil, lo que permite un proyecto más económico. Los diseños anteriores no contemplaban que esto fuera posible, haciendo grandes casas de máquinas por las disposiciones de los equipos.
- El material de los nuevos diseños, permite mayor resistencia a la abrasión por partículas en el agua, dependiendo del tipo de afluente donde vaya a trabajar la nueva turbina (aguas residuales, aguas limpias, canales con alto contenido de arena, etc.).
- Amplia zona de operación con buena eficiencia.

Cuando se requiere un diseño para modernizar la turbina de una unidad existente, se tiene el limitante de que ya está definido la velocidad de giro y

las dimensiones donde se ubicará el nuevo equipo, por lo que se tendrá que adaptar a esas condiciones, lo cual complica los cálculos para llegar a los estándares actuales.

Para el caso del diseño de la modernización de una turbina existente, se puede especificar para obtener las siguientes metas:

- Buscar alternativas para un incremento de gasto, que permita aumentar la potencia, siempre y cuando se tenga la capacidad en la tubería de presión y el recurso hidráulico disponible.
- Mejora de la eficiencia con un rediseño del perfil hidráulico del rodete, teniendo la misma potencia pero con menos caudal, aumentando la producción de energía con el mismo recurso.
- Solución a problemas de cavitación con mejor perfil hidráulico y materiales con la resistencia adecuada de acuerdo a su operación.
- Adaptación de la turbina a nuevas condiciones de trabajo que se puedan presentar (caídas, cambio de frecuencias).
- Prolongación de la vida útil de la unidad.

Por lo tanto, el limitante para la especificación de las nuevas turbinas de las unidades 1 y 2 de la C.H. Pdte. Plutarco Elias Calles, era el gasto y la caída de acuerdo a la estadística de operación presentada en los últimos años, las dimensiones de la turbina original, su velocidad de giro así como de la resistencia de los componentes que no se contempla reemplazarlos (principalmente flecha de acoplamiento de la turbina y el generador, así como la chumacera de empuje y chumaceras guía).

Otro limitante para la especificación del nuevo equipo es el presupuesto, ya que se tiene que hacer un buen estudio de mercado para determinar hasta donde se puede llegar con el recurso económico disponible. Esto no debería

ser un problema ya que lo que realmente importa es obtener la mejor ganancia energética de acuerdo al recurso hidráulico disponible, sin embargo este no es el caso para una empresa paraestatal, en donde se tiene un presupuesto establecido para estos proyectos.

2.2 Definición de características específicas para el diseño de rodetes para turbina y sus componentes.

Comisión Federal de Electricidad cuenta con muchos años de experiencia en proyectos hidroeléctricos, de tal manera que a lo largo de este tiempo se han desarrollado especificaciones generales para este y otros proyectos, pero no son específicas a características particulares de una modernización de turbinas como en este caso.

Las especificaciones para turbinas hidráulicas que pueden aplicar para referencia de la modernización de las unidades de la C.H. El Novillo son:

- Especificación CFE W8300-11 “Turbina Hidráulica Tipo Francis de Eje Vertical”.
- Especificación CFE W8300-25 “Rodete para Turbina Hidráulica Tipo Francis de Eje Vertical”.

Por lo anterior, se tiene que elaborar una especificación completamente nueva para los requerimientos de fabricación de las turbinas nuevas para las unidades 1 y 2 de la C.H. El Novillo, que cumpla con los estándares actuales, tomando como referencia las normas de Comisión Federal de Electricidad.

El alcance del proyecto de modernización de las turbinas de la Central El Novillo contempla lo siguiente:

1. Reemplazo del rodete por uno de nuevo diseño de perfil hidráulico.
2. Reemplazo de placas de desgaste superior e inferior para adaptar el nuevo rodete.
3. Reemplazo de álabes directrices del distribuidor, para adaptarse al nuevo perfil hidráulico del rodete.
4. Eliminación de sistema de engrase de distribuidor de turbina, por lo que se requiere la adaptación de elementos autolubricantes en cojinetes de álabes directrices, cojinetes de palancas y eslabones de distribuidor, cojinetes de anillo de regulación y cojinetes de servomotores de regulación.

Para el presente estudio, se determinó el siguiente contenido para la definición de la especificación para este proyecto, en particular para el diseño de los rodetes de la turbina y sus componentes:

Criterios y Características de Diseño y Fabricación para los Rodetes de Unidades 1 y 2 C.H. Pdte. Plutarco Elias Calles “El Novillo”

Tipo y Uso

Rodete para turbinas hidráulicas tipo Francis de eje vertical, anillos de desgaste fijos y álabes directrices para reemplazo de equipo ya existente. El nuevo rodete no debe contener anillos de desgaste móviles ya que el rodete debe construirse de una sola pieza.

El nuevo rodete debe ser diseñado para utilizar las caídas, gastos, velocidad nominal y sentido de giro que aparecen en las características particulares definidas en las Bases de Licitación; y debe operar con los demás equipos primarios que componen actualmente las unidades (chumaceras de carga, sello de turbina, flecha y demás partes que se mencionan en estas especificaciones), sin modificar sus temperaturas operativas y debe permitir alojarse dentro de las dimensiones de la turbina existente con las modificaciones mínimas que el Licitante Ganador requiera realizar a las partes fijas de la turbina. El nuevo rodete debe diseñarse sin escalones entre éste y las placas de desgaste superior e inferior de la turbina existente, Comisión no acepta estos escalones.

El Licitante Ganador debe obtener todas las dimensiones y ajustes de los elementos existentes que intervienen para el diseño y montaje del nuevo rodete, antes y después de las modificaciones y de conformidad con los dibujos disponibles, así como el ajuste de los componentes cuando éstos son instalados.

Condiciones de Diseño

El nuevo rodete debe ser diseñado para condiciones de sigma planta que se tiene en la Central Hidroeléctrica Pdte. Plutarco Elias Calles “El Novillo”, de acuerdo a los niveles en el desfogue, que aparece en las Bases de Licitación.

El nuevo rodete debe ser diseñado en base a la tecnología más avanzada como la simulación numérica en flujo tridimensional y debe cumplir con lo siguiente:

- 1.- *La simulación numérica de flujo debe ser totalmente tridimensional.*
- 2.- *El análisis de flujo debe converger y proveer resultados reales no únicamente en el punto de diseño, sino en todo el rango de operación, es decir de caída de diseño, caída mínima y caída máxima, a cargas parciales, sobrecarga, y puntos fuera del de diseño.*
- 3.- *El método numérico debe tomar en consideración el efecto rotacional resultante de la aceleración centrífuga y de coriolis, ya que de otra manera predicciones incorrectas pueden ser inducidas en la localización de eficiencia máxima, comportamiento de la cavitación o comportamiento hidráulico a condiciones fuera del punto de diseño.*
- 4.- *Debe incluirse en la malla computacional una distancia razonable aguas arriba y aguas abajo del rodete, para dar visión dentro del ángulo de incidencia en la entrada del antedistribuidor, entrada al rodete y calidad de las condiciones de flujo en el tubo de aspiración.*
- 5.- *Durante el proceso de diseño el comportamiento hidráulico del rodete debe ser determinado, al menos para las condiciones de operación siguiente, con una presión que corresponde a la sigma planta.*
 - a).- *Cuatro puntos de operación a caída de diseño.*
 - b).- *Dos puntos de operación a plena carga de la caída neta mínima.*
 - c).- *Dos puntos de operación a plena carga de la caída neta máxima.*
 - d).- *Punto de eficiencia pico ó máximo*
- 6.- *Para los puntos de operación a plena carga, a la caída neta máxima de diseño y mínima, una simulación numérica de flujo de cavitación debe ser efectuada, previendo el patrón de burbujas de cavitación tridimensional, desde la salida de los alabes móviles del distribuidor hasta la entrada al tubo de aspiración.*

Eficiencia

El diseño del rodete debe considerar la máxima eficiencia posible de alcanzar según su diseño, que no sea inferior al 94.00 % a caída neta de 87 mH₂O con las dos unidades en operación. En caso de que este valor no sea alcanzado se deben aplicar las correcciones y la incertidumbre global de las mediciones como se indica en la norma IEC 60041-1991.

FÓRMULA DE EFICIENCIA MEDIA PESADA*

$$EMP = (40.88E100\% + 12.41E90\% + 0.73E80\% + 3.65E70\% + 10.22E60\% + 13.87E50\% + 13.87E40\% + 4.38E30\%)/100$$

$$EMP = 91.05\%$$

Se considera a caída de diseño de 87 m H₂O (nivel en el vaso de 274.5 msnm) con las dos unidades en operación.

Potencia.

No se aceptará ninguna oferta que contenga un diseño del rodete con una potencia mínima a caída neta de diseño de 48 MW en el eje de la turbina.

Ruidos.

El Licitante Ganador de este equipo debe garantizar que el rodete opere dentro de los intervalos garantizados, sin producir ruidos nocivos y estar dentro de los intervalos establecidos en las normas NOM-011-STPS-2001, NOM-081-SEMARNAT-1994 e ISO 1999-1990.

*Este dato se verá a detalle en la sección 2.3

El nivel de ruido máximo permitido es de 85 dB (A) medidos a una distancia de 1,0 m del equipo o parte que lo genere. Como aclaración, el ruido se medirá en el cuarto de acoplamiento y frente al registro hombre del tubo de aspiración.

Vibraciones

Los valores máximos de vibración del conjunto turbina-generator no deben exceder los límites establecidos en las normas ISO 7919-1 e ISO 7919-5. Las vibraciones en la cubierta de las chumaceras, deben verificarse de acuerdo con lo establecido en las normas ISO 10816-1-1995 e ISO 10816-5-2000.

Resonancia

El Licitante Ganador del rodete debe garantizar que no exista en todo el intervalo de operación de la turbina, ninguna condición de resonancia, o sea que en lo posible, se separen al máximo las frecuencias naturales (tubería a presión, sistema hidráulico, sistema eléctrico y partes rotatorias de turbina-generator) de cualquier frecuencia de excitación, producida por el vórtice a la descarga del rodete, o en la succión del tubo de aspiración, para que de ninguna manera se lleguen a tener vibraciones que provoquen efectos de fatiga en los materiales o variaciones de potencia. La frecuencia natural de la tubería a presión y la del sistema eléctrico deben ser determinadas por el Licitante Ganador del rodete.

Los valores de todas las frecuencias deben presentarse 180 días después de la firma del Contrato, en una gráfica, considerando como ordenadas las frecuencias y como abscisas, el por ciento de las aberturas de los alabes y complementarse con gráficas de características de resonancia que tengan como ordenada el valor de la frecuencia de la fuerza excitadora, debiéndose

certificar que la instalación está dentro de los límites de seguridad, con base en un factor de amplificación menor o igual a 1,5 y una relación de frecuencia de excitación a frecuencia natural, igual o mayor a 1,5 o menor que 0,66.

La función de las gráficas anteriores, el licitante debe adjuntar sus comentarios al respecto, indicando la eventual posibilidad de que exista resonancia entre cualquiera de los componentes, y en caso de encontrarse cerca la frecuencia máxima de las pulsaciones de presión a la descarga del rodete con las de la tubería a presión, o entre la rotación de la máquina y el tubo de aspiración, o si la frecuencia de las variaciones de par originadas por las fluctuaciones en el desfogue, se aproximan o coinciden con el valor de las frecuencias de torsión de la máquina. El fabricante del rodete debe explicar qué solución adopta para alejar dichas frecuencias, y así evitar la ampliación espontánea de las variaciones de presión y caudal, debidas a la inestabilidad de la torcha, o cualquiera otra asimetría hidráulica de la turbina, que puedan causar vibraciones mecánicas y oscilaciones de potencia.

Aireación.

El actual sistema de aireación de la turbina, consiste en un tubo rompedor de vacío instalado en el tubo de aspiración y cuando la turbina requiere aire, éste entra en forma natural por el tiro de succión.

En caso de que se requiera modificar este sistema, la Comisión no acepta aireación a base de tubos independientes en la parte inferior del rodete. La Comisión solo aceptará modificaciones para mejorarlo, no se aceptará un sistema que requiera inyección de aire forzado o comprimido.

Características de Fabricación

Rodete.

El rodete debe ser soldado o fundido de una sola pieza, en acero inoxidable al cromo-níquel según norma ASTM A743/A743M grado CA-6NM, u otro equivalente o mejor (tomando en cuenta características mecánicas, resistencia a la cavitación y soldabilidad) para lo cual deberán presentar en su oferta la documentación y literatura técnica que avale su propuesta.

El licitante ganador deberá cumplir con la garantía de cavitación solicitada y las características de operación, por otro lado, en caso de ser rodete soldado, los componentes individuales (corona, banda y álabes) serán armados, soldados, maquinados y balanceados; después de la soldadura el rodete debe ser relevado de esfuerzos por tratamiento térmico y toda la soldadura debe ser inspeccionadas al 100 % después del maquinado, todas las soldaduras deben ser inspeccionadas en base a las especificaciones y normas detalladas en esta especificación.

El rodete debe ser diseñado en tal forma que pueda soportar la masa propia, adicionalmente a la masa de la flecha y demás accesorios en el caso de que ésta se desconecte del generador y el conjunto quede apoyado en el anillo de descarga. También debe tener barrenos a través de la corona, para aliviar la presión entre la tapa superior, y la corona del rodete.

El perfil de los álabes del rodete debe diseñarse para obtener la máxima eficiencia de la turbina, tomando en consideración la cavitación y sumergencia de la máquina. En relación con el acabado superficial del nuevo rodete, se permitirán valores especificados en la norma IEC 60193-1999, para este tipo de rodetes para evitar daños por cavitación o erosión.

El rodete terminado debe ser tratado térmicamente y debe ser balanceado estáticamente en fábrica.

El rodete debe disponer de un cono vórtices colocado debajo de la corona del mismo, fabricado del mismo material y debe ser integrado con todo el cuerpo del mismo rodete, para formar una sola pieza. Los barrenos de los tornillos en la brida del rodete, deben coincidir de manera precisa, con los barrenos de la brida de la flecha de la turbina.

Los tornillos y las tuercas necesarios para el acoplamiento con la flecha de la turbina, deben ser de acero inoxidable u otro equivalente o mejor (tomando en cuenta características mecánicas y resistencia a la corrosión principalmente) para lo cual deberán presentar la documentación y literatura técnica que avale su propuesta. El número que identifica la fundición bruta, debe quedar estampado permanentemente en el rodete.

El tipo de acoplamiento entre rodete y flecha de la turbina es bridado. El diseño de la brida debe estar de acuerdo con la norma IEEE 810-1987. El fabricante del rodete debe asegurar la facilidad de cambio, explicando el procedimiento detallado para realizarlo e incluyendo el equipo y herramientas que se requieren para realizarlo.

El diseño del nuevo rodete, deberá considerar el huelgo suficiente entre rodete y escudo superior e inferior, que permita el movimiento axial del rodete cuando se desacopla de la flecha generador.

Se deberá realizar un cálculo del gasto máximo permisible de la turbina (que pase por la carcasa espiral, distribuidor y tubo de aspiración actuales así como con las mínimas modificaciones propuestas por el Licitante Ganador), con la finalidad de que se considere para la determinación de caídas netas y la potencia máxima.

Una vez terminada la construcción del nuevo rodete incluyendo sus anillos de desgaste y cono de vórtice, será balanceado con la norma ISO-1940 "BALANCE QUALITY OF ROTARING. RIGID BODIES" con una calidad de balanceo grado G16.0.

Anillos y placa de desgaste.

Los anillos tanto del rodete como de las tapas superior e inferior (móviles y fijos, respectivamente), deben ser de acero inoxidable, reemplazables y autosoportables, con espesor de 12 mm y no se aceptan que sean manufacturados segmentados.

El diseño debe ser del tipo laberinto y/o puede ser el recomendado por el fabricante, pero debe de cumplir con lo mencionado en la especificación, debiendo considerar en su diseño que se evitarán al máximo fugas y empuje axial con el doble de holgura mencionada, sin que se vean afectadas la eficiencia y la potencia garantizadas. El material de los anillos de las tapas debe ser de acuerdo a la norma ASTM A240/A240M-1994 grado S 41000, tipo 410 y reemplazables, los rodetes de acuerdo a la norma ASTM grado A743 CA 6NM y entre los cuales debe haber una diferencia promedio de dureza de 50 HB. Se acepta que el licitante proponga otro tipo de material equivalente o mejor para los anillos (tomando en cuenta características

mecánicas, resistencia a la cavitación y soldabilidad) para lo cual deberán presentar la documentación y literatura técnica que avale su propuesta.

Debe ser posible la medición de la holgura entre los anillos de desgaste, móviles y fijos en cuatro puntos diferentes, espaciados en la periferia de los anillos, en la corona del rodete y en cuatro puntos igualmente espaciados, en la periferia de los anillos en la banda del rodete. Esta medición debe realizarse con la turbina completamente ensamblada. Para poder medir la holgura entre los anillos de desgaste inferiores, fijos y móviles, en la banda del rodete, se deben hacer cuatro barrenos con bujes roscados de acero inoxidable y tapones del mismo material, de tamaño apropiado y espaciados equidistantemente.

Estos anillos deben contar con las perforaciones necesarias y permitir el enfriamiento con agua, cuando la unidad opere como condensador síncrono. En cuanto a las placas de desgaste, éstas deben ser de acero inoxidable tipo 410, de acuerdo a la antes mencionada referencia ASTM A-240M- 2002.

La parte inferior de esta tapa, se debe recubrir con una placa de desgaste de acero inoxidable tipo 410 de acuerdo con la referencia ASTM A-240M- 2002; (o material similar), atornillada, que cubra desde el diámetro exterior de la tapa, hasta el anillo superior fijo de desgaste. La placa debe ser desmontable sin la interferencia de los álabes directrices. Se debe maquinar el asiento para colocar el anillo de desgaste fijo, así como en las zonas de acoplamiento con el antedistribuidor.

Álabes directrices.

Las paletas directrices, incluyendo sus vástagos, deben ser fundidos de una sola pieza, de acero inoxidable al cromo-niquel según referencia ASTM A 743M-93-CA6-NM; (o material similar). El diseño de las paletas directrices debe considerar un perfil uniforme y sección transversal adecuada, para que guíen apropiadamente el agua y la aceleren gradualmente hacia el rodete con un mínimo de pérdidas, y diseñados para proporcionar un par torsionante con tendencia al cierre; considerando que éste no obture más rápido que el tiempo de cierre normal, en caso de falla.

El acabado de los álabes debe ser fino, N7 (1,6 Ra) y deben ser intercambiables entre sí. Los vástagos de los álabes, deben contar con sellos de nitrilo del tipo “Chevron” para evitar el paso de agua a la tapa superior y en el lado inferior a la caja que confina al vástago. Esta caja debe tener un conducto para drenaje. Debe existir la posibilidad de cambiar los sellos sin desmontar los álabes.

Bujes de Paletas directrices.

Las paletas directrices deben estar soportados por bujes de bronce autolubricados, uno de guía en el anillo soporte inferior, y otro de carga-guía en la tapa superior; éstos deben ser desmontables, los del anillo soporte inferior por abajo y los de la tapa superior por arriba.

Los bujes de carga-guía deben sostener firmemente a las paletas directrices, evitando desplazamientos, tanto en sentido ascendente, como descendente, y los bujes guía deben permitir el ajuste del álabe entre las placas de desgaste del anillo soporte inferior, y la tapa superior.

Mecanismos de Regulación de los Paletas directrices.

El mecanismo de regulación que opera a las paletas directrices, debe estar diseñado para asegurar un funcionamiento adecuado en todas las condiciones de operación, que permita realizar con facilidad, la apertura y el cierre de los álabes; así también las partes que tengan movimiento relativo y contacto, deben contar con cojinetes de material autolubricado.

Los elementos mecánicos de regulación (palancas y eslabones) y las conexiones para control de los álabes directrices, deben ser fácilmente accesibles para su inspección, ajuste y reparación. El mecanismo de regulación completo debe ubicarse en el foso de la turbina, debiendo diseñarse con espacios adecuados para su fácil inspección y mantenimiento.

Se debe prever el diseño y suministro de pernos de seguridad (pernos de ruptura), en la conexión entre cada paleta directriz y el anillo de regulación. Los pernos de seguridad deben diseñarse para soportar las máximas fuerzas de operación normal y fallar por ruptura, cuando uno de los álabes sea bloqueado durante una acción de cierre o apertura.

Soldadura.

Debe utilizarse soldadura de arco. El trabajo debe estar libre de horadaciones, grietas, u otros defectos importantes. Las pruebas de calificación de operación de soldadura y de soldadores, deben basarse en lo establecido en la norma ASME SEC IX-2007.

El Licitante Ganador debe suministrar los procedimientos de soldadura que correspondan a cada una de las partes, y los cuales deben contener toda la

información necesaria para su revisión y aprobación por parte de la Comisión.

Se debe cumplir con los procedimientos para tratamientos térmicos establecidos en la norma ASME SEC IX y con los requerimientos de precalentamiento en los procesos de soldadura de pasos múltiples.

Las pruebas a las soldaduras deben ser atestiguadas por el personal que la Comisión designe para tal efecto.

Acero inoxidable.

Para efectos comparativos, se considerará la masa de los elementos de acero inoxidable suministrados, ya que este material se usa en las partes vitales del rodete y definen en gran parte, la calidad y seguridad del diseño propuesto.

El Licitante Ganador debe garantizar el rodete contra cavitación excesiva, por un periodo no menor de 8000 horas, o un año de operación, el que resulte menor desde la fecha de la aceptación provisional del equipo y de acuerdo a la norma IEC 609.

Se debe entender como cavitación excesiva o picadura, la que ocasione ruidos y vibraciones fuera de tolerancias, y la pérdida de material en el rodete mayor que la garantizada por el Licitante Ganador, según las condiciones de operación.

La máxima pérdida de material garantizado, debe ser un factor de consideración en el estudio de adjudicación. Antes de finalizar el periodo de

garantía, ya bajo un acuerdo con el Licitante Ganador, la Comisión debe realizar una inspección del rodete. Los daños por cavitación se deben cuantificar pesando el material plástico de relleno requerido para obtener la superficie inicial, corrigiéndose el valor por medio de la densidad. En caso de que los rellenos se practiquen en zonas curvas en las tres dimensiones, la forma de la superficie debe ser revisada por medio de plantillas suministradas por el Licitante Ganador. La precisión aceptada debe oscilar en más o menos 10%.

En caso de que la pérdida de material sea mayor que la garantizada en el período de garantía, es obligación del Licitante Ganador, absorber los gastos de transporte y reparación en fábrica del rodete dañado. El Licitante Ganador debe reparar satisfactoriamente, todas las áreas picadas utilizando para ello, soldadura y lo necesario. Las superficies deben ser reforzadas usando soldadura de acero inoxidable, previa aceptación de la Comisión, del material y del procedimiento. El Licitante Ganador debe también hacer los arreglos necesarios para evitar la causa de picaduras, o reemplazar el rodete por uno que sea satisfactorio.

Durante el periodo de garantía de cavitación, el Licitante Ganador del nuevo rodete debe inspeccionar la turbina. La primera inspección del nuevo rodete y otras partes sujetas a cavitación deben ser efectuadas en la fecha de emisión del "Certificado de aceptación provisional". Requerimientos adicionales de inspección serán determinados por Comisión durante el periodo de garantía de cavitación, no se permitirá al Licitante Ganador corregir, reparar ó modificar el perfil de los álabes del rodete, a menos que sea autorizado por Comisión. Comisión puede rechazar el nuevo rodete si la

garantía de cavitación no se cumple ó si más de tres reparaciones son necesarias, contenidas dentro del tiempo de garantía.

Debe garantizar por un período de 12 meses en operación contra todo defecto de fabricación, solo a excepción de la garantía por cavitación la cual se especifica claramente las condiciones.

Empuje hidráulico.

El licitante debe calcular el máximo empuje hidráulico del actual rodete y del nuevo rodete, y por ende calcular la capacidad de diseño de la chumacera de carga tomando los datos especificados en las Características Particulares, datos que le servirán para comparar que el rodete de nuevo diseño no exceda la capacidad de la chumacera de carga actual que no sufrirá cambio alguno, inclusive con el doble de la holgura entre anillos de desgaste. El Licitante Ganador del nuevo rodete debe indicar en su oferta el máximo empuje hidráulico.

Pruebas y puesta en servicio de los rodetes.

El proveedor debe proporcionar un programa de todas las pruebas que debe realizar, incluyendo las que forman parte de su control de fabricación.

Pruebas en fábrica.

El proveedor debe informar a la Comisión, con 30 días de anticipación, el inicio de la realización de las pruebas. Las pruebas deben ser atestiguadas por el personal de la Comisión que esta designe. El proveedor debe presentar a la Comisión, los reportes de todas las pruebas realizadas.

Pruebas a los materiales.

Es responsabilidad del proveedor, verificar que el material del rodete sea de la misma calidad que el original o mejor, los materiales usados en la fabricación, deben ser probados de acuerdo a lo establecido en las Bases de Licitación.

El Licitante Ganador debe proporcionar el resultado de las pruebas realizadas, o en su caso, los certificados de prueba correspondientes de acuerdo a lo establecido en la Tabla 1 de las Bases de Licitación.

Pruebas de ensamble.

El proveedor es responsable de que se realice el preensamble de la mayor parte posible de partes, en su taller, debiendo realizar las pruebas de verificación de acabados, holguras y ajustes que correspondan.

Pruebas no destructivas.

Además del programa de pruebas en fábrica, debe efectuarse al rodete, las siguientes pruebas no destructivas:

- *Ultrasonido en la brida de acoplamiento.*
- *Ultrasonido en la zona de enlace de los álabes con la banda.*

Radiografía en la zona de salida de los álabes, en una banda perimetral aproximada de 200 mm (las pruebas no destructivas con radiografía se aclara que solo se efectuarán cuando las pruebas de ultrasonido, líquidos penetrantes o partículas magnéticas presenten dudas, apegándose a lo establecido en la norma CCH-70-3).

Las pruebas citadas en este punto, deben efectuarse de acuerdo al procedimiento del LAPEM (Laboratorio de Pruebas de Equipos y Materiales de CFE) para “Inspección de rodete tipo Francis durante la fabricación y recepción” y con en base en la norma CCH-70-3, “Pliego de condiciones de recepción de las piezas en acero fundido para máquinas hidráulicas” en lo correspondiente a rodetes Francis.

Pruebas en Sitio.

Generalidades.

Con la participación conjunta, de la CFE y del proveedor, se deben efectuar durante el montaje y bajo la responsabilidad del mismo proveedor, las pruebas de comportamiento o garantía que deben realizarse una vez montado y acoplado el rodete en la turbina y operando a condiciones de diseño.

Las pruebas deben demostrar que el rodete está de acuerdo con las especificaciones y garantías ofrecidas y si esta apropiadamente diseñado, fabricado, instalado y ajustado.

Cualquier falla que surja durante las pruebas, debe ser inmediatamente corregida, hasta obtener un grado óptimo de aceptación por parte de la CFE.

Pruebas al rodete.

Las pruebas a realizar serán las indicadas por el proveedor en el programa solicitado en estas bases de licitación, debiendo incluir en forma descriptiva más no limitativa las siguientes:

- *Inspección de toda la soldadura realizada en sitio.*
- *Verificación de holguras en rodete y anillos de desgaste.*
- *Revisiones de alineamiento y rotación en seco.*
- *Funcionamiento mecánico.*
- *Medición del cabeceo de la flecha en un intervalo completo de cargas y velocidades.*
- *Prueba de rodado sin carga y sin excitación.*
- *Prueba de operación continua.*
- *Prueba de eficiencia.*
- *Investigación de vibraciones objetables, oscilación en la presión y potencia o ruidos bajo alguna condición de operación.*

Las siguientes pruebas deben realizarse a cada unidad completa.

- a) *Curvas de desaceleración tiempo-r/min, con o sin excitación del generador-turbina desde la velocidad síncrona hasta una velocidad de 20% (punto de aplicación normal del freno) y desde ahí hasta la detención total.*
- b) *Desviaciones del eje, medidas en la chumacera guía de la turbina, en el acoplamiento de la flecha con la chumacera de carga, chumacera guía inferior del generador y en la chumacera guía superior del generador; para cada 10% de apertura del álabe, entre la posición de apertura de marcha en vacío, y el 100% de la apertura del álabe, a velocidad nominal.*
- c) *Lecturas de potencia contra apertura del álabe para cada 5% de apertura entre el 25% y el 100% de apertura, para condición entre*

NAMINO y NAME (preferentemente se realizarán en la caída de diseño de 48.50 m H₂O).

Pruebas de eficiencia.

Las pruebas deben realizarse utilizando los métodos establecidos en la Norma IEC-60041-1991 con excepción del método termodinámico y los resultados obtenidos son los considerados como base para la aplicación de las penalizaciones correspondientes, si éstos no son satisfactorios, por lo que deben ser presenciadas y supervisadas por personal de la Comisión. En caso de no estar de acuerdo con los resultados obtenidos, las pruebas deben ser hechas nuevamente, con la presencia de un perito independiente, propuesto por la Comisión.

El proveedor es el responsable de la realización de las pruebas, por lo que debe considerar en el costo de su oferta, la participación de su personal especializado, así como el suministro de todos los equipos, accesorios y materiales necesarios para tal fin. Las pruebas se deben iniciar en el menor tiempo posible, después de que la unidad esté en condiciones de ponerse en servicio, y de que haya suficiente agua en el vaso para obtener la caída necesaria.

Si por algún motivo, en el momento de la prueba no se dispone de la caída neta de diseño, se debe realizar dicha prueba, aplicando a los valores garantizados, el factor de corrección que se estipula previamente, de común acuerdo, o en su caso, si no hay acuerdo, el que fije el perito independiente contratado por la Comisión. El proveedor debe presentar, para aprobación de la Comisión, lo siguiente:

Procedimiento de prueba, lista detallada de equipo, dibujos del arreglo de la instalación, incluyendo las provisiones que se requieran para la instalación de los dispositivos y aparatos de medición. El proveedor debe indicar, como parte del procedimiento de prueba, los requerimientos de personal y equipo que considere deban ser suministrado por otros.

Montaje y ajuste del rodete con la flecha.

El fabricante del rodete es responsable del correcto ensamble del rodete con la flecha. La máxima excentricidad no debe exceder lo permitido por la norma IEEE 810.

Los barrenos de los pernos de ambas bridas, deben ser taladrados con un maquinado adecuado, suficiente para permitir el fresado final en el sitio, en cualquier posición posible de acoplamiento de las dos bridas.

El fresado debe ser realizado en el sitio, después de que se alcance la posición relativa final de las dos bridas. Se debe asegurar la alineación y acoplamiento del turbogrupo.

2.3 Cálculo de eficiencia media pesada.

¿Qué significa eficiencia?

Se entiende como eficiencia la relación entre la energía que se aprovecha o sale de un sistema, entre la energía que se le entrega al mismo sistema para realizar un proceso determinado, es decir, como se aprovecha esta conversión de energía. En otras palabras, es la relación entre la energía útil y la energía que se le invirtió en ese sistema para hacer un trabajo.

$$\text{Eficiencia } \eta = \frac{\text{Energía de salida}}{\text{Energía de entrada}}$$

Para el caso de una turbina hidráulica, la eficiencia está dada de acuerdo como se aprovecha el agua de entrada a la turbina, y como esta se convierte en potencia en el eje, misma que se convierte a su vez en energía eléctrica mediante un generador síncrono.

$$\text{Eficiencia turbina } \eta_t = \frac{\text{Energía mecánica disponible en el eje}}{\text{Energía hidráulica (en función del flujo y la caída)}}$$

Actualmente la energía hidroeléctrica es la mayor fuente de energía renovable, por lo que es de gran conveniencia que las turbinas hidráulicas operen de manera eficiente de acuerdo a su régimen, mismo que está en función de las caídas y gastos disponibles. Las turbinas Francis modernas, son de las máquinas con mayor eficiencia, llegando a superar el 96% de rendimiento.

La eficiencia en una turbina hidráulica Francis depende de las pérdidas que en esta se generan, que se presentan principalmente en pérdidas por fricción en la carcasa espiral, antedistribuidor, por el perfil hidráulico del rodete, chumacera de la turbina, fugas volumétricas internas en laberintos del rodete y en tubo de aspiración (descarga de turbina), de acuerdo como se muestra en la figura 2.1.

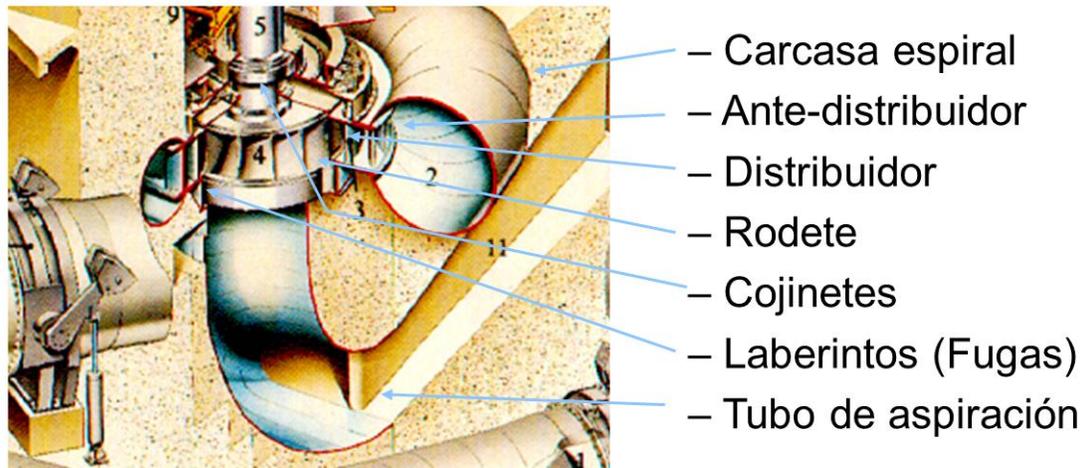


Figura 2.1. Pérdidas en una turbina hidráulica (Cortesía de Andritz Hydro)

El alcance del proyecto de modernización de las turbinas de las unidades generadoras de El Novillo, contempla rodete con nuevo perfil hidráulico, anillos de laberintos de acuerdo al diámetro y diseño del nuevo rodete, nuevos álabes del distribuidor y todos los cojinetes autolubricados del mecanismo de operación de los mismos.

La finalidad de la realización de este proyecto principalmente se enfoca en el incremento de eficiencia de la turbina, aprovechando el recurso hidráulico disponible, de esta manera se incrementa la producción de energía eléctrica y es posible el aumento de potencia de la unidad con ese recurso.

La eficiencia máxima del diseño original de las turbinas de las unidades generadoras de El Novillo según era del 93% (lo cual no está comprobado porque no se tienen registros de pruebas de puesta en servicio), esto con unidades nuevas, pero esta eficiencia baja con el tiempo por desgastes en el rodete (por abrasión, erosión y corrosión), así como desgaste en los laberintos del mismo, incrementando las pérdidas volumétricas (ver figura 2.2).

En el año 2007 se implementó un sistema de monitoreo de gasto y eficiencia en la unidad 1, utilizando equipo ultrasónico para la medición de la velocidad del agua y por lo tanto determinar el flujo de agua en la turbina.

El resultado fue de una eficiencia máxima de 89.1537%, lo que significa que teóricamente se perdió casi el 4% de eficiencia con los años de operación de la turbina, valor considerable con lo que se tiene una gran pérdida de aprovechamiento del agua turbinada. Normalmente el comportamiento de la eficiencia en una turbina hidráulica tiende a llegar a un punto máximo y posteriormente baja conforme aumenta la potencia, pero curiosamente en el caso de El Novillo la eficiencia máxima es con la máxima potencia nominal, lo cual es un dato importante que se debe tomar en cuenta para el nuevo diseño de la turbina.

Estos resultados fueron validados por el Laboratorio de Pruebas de Equipos y Materiales (LAPEM) de Comisión Federal de Electricidad, en conjunto con personal del IMTA (Instituto Mexicano de Tecnología del Agua).

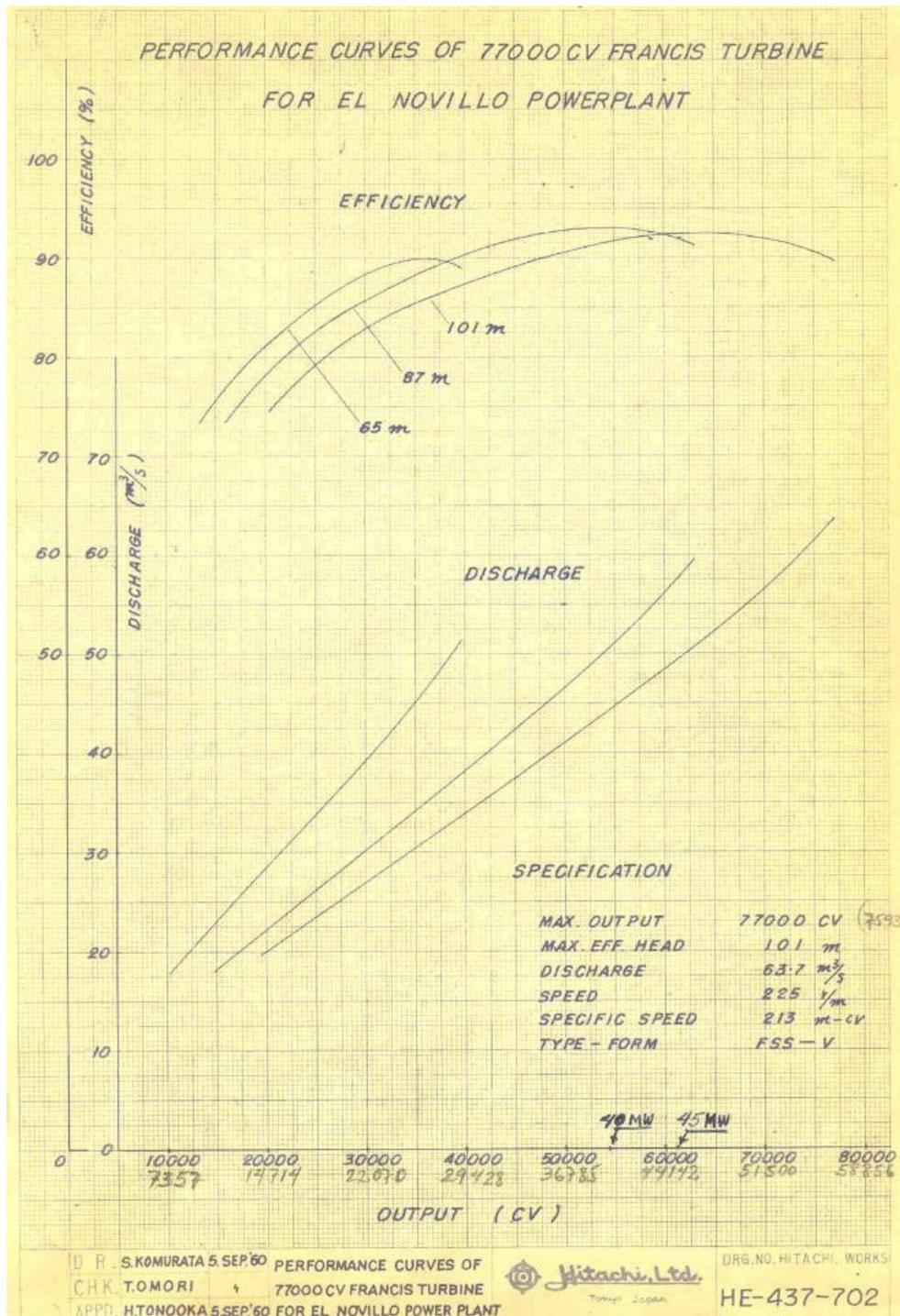
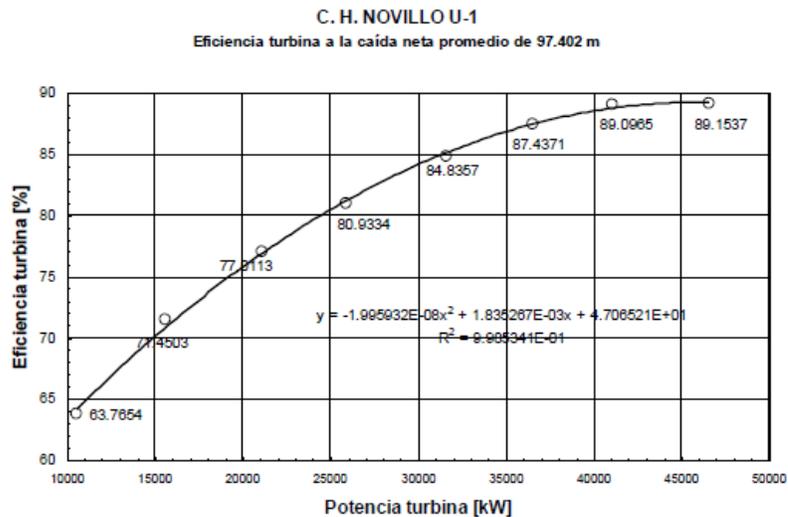


Figura 2.2. Curvas de eficiencia turbinas originales El Novillo (Hitachi LTD)

Tabla 2.1. Resultados de pruebas de eficiencia unidad 1 (Octubre 2007. CFE LAPEM).

Prueba	1	2	3	4	5	6	7	8
Fecha	31/10/07	31/10/07	31/10/07	31/10/07	31/10/07	31/10/07	31/10/07	31/10/07
Potencia generador eléctrico [%]	19.8633	29.8465	40.8173	50.3718	61.6703	71.3747	80.3036	91.2460
Hora de prueba	5:34-5:49	5:55-6:10	6:18-6:33	6:40-6:55	7:06-7:21	7:29-7:44	7:53-8:08	8:15-8:30
Nivel del embalse [msnm]	285.370	285.369	285.369	285.370	285.367	285.368	285.366	285.365
Nivel del desfogue [msnm]	187.163	187.245	187.325	187.388	187.463	187.521	187.578	187.651
Potencia del generador eléctrico [kW]	9931.6	14923.2	20408.7	25185.9	30835.1	35687.4	40151.8	45623.0
Apertura alabes [%]	25.821	33.997	39.736	46.114	52.234	57.582	62.706	70.831
Presión diferencial W-K [mbar]	43.253	75.984	120.340	164.599	223.942	283.383	345.593	444.866
Temperatura agua entrada turbina [°C]	17.749	17.748	17.753	17.749	17.745	17.745	17.735	17.727
Presión entrada turbina transmisor [bar]	9.364	9.344	9.317	9.290	9.253	9.217	9.178	9.117
Eficiencia del generador eléctrico [%]	94.406	95.816	96.767	97.251	97.575	97.736	97.837	97.929
Flujo de agua tubería de presión ultrasonido [m³/s]	17.253	22.821	28.706	33.575	39.137	43.928	48.512	55.124
Flujo de agua turbinada ultrasonido [m³/s]	17.253	22.821	28.706	33.575	39.137	43.928	48.512	55.124
Potencia de la turbina [kW]	10520.1	15575.0	21090.6	25897.7	31601.4	36514.2	41039.4	46588.0
Densidad del agua [kg/m³]	999.20	999.20	999.20	999.20	999.20	999.20	999.20	999.20
Peso específico del agua [N/m³]	9783.77	9783.77	9783.77	9783.77	9783.77	9783.77	9783.77	9783.77
Velocidad del agua a la entrada de la turbina [m/s]	2.214	2.928	3.684	4.308	5.022	5.637	6.225	7.073
Velocidad del agua a la salida de la turbina [m/s]	0.548	0.724	0.911	1.066	1.242	1.395	1.540	1.750
Sumergencia [m]	0.163	0.245	0.325	0.388	0.463	0.521	0.578	0.651
Presión entrada turbina corr. cota geod. [bar]	9.556	9.536	9.509	9.482	9.445	9.409	9.370	9.309
Presión entrada turbina corregida [Pa]	955609.6	953598.4	950877.7	948188.1	944499.8	940895.7	937011.7	930910.2
Caída neta de prueba [m]	97.745	97.634	97.515	97.416	97.284	97.172	97.051	96.896
Diferencia de la caída neta de prueba y nominal [%]	3.223	3.333	3.451	3.549	3.679	3.791	3.909	4.064
Potencia hidráulica [kW]	16498.9	21799.5	27387.4	31999.8	37251.1	41762.2	46063.2	52257.8
Potencia de turbina corregida a la caída nom. [kW]	11050.0	16387.3	22231.4	27340.1	33429.3	38693.3	43569.2	49579.3
Flujo turbinado corregido a la caída nom. [m³/s]	17.538	23.211	29.215	34.187	39.878	44.785	49.489	56.279
Eficiencia de la turbina [%]	63.762	71.447	77.008	80.931	84.833	87.434	89.094	89.150
Consumo específico de agua [m³/kWh]	6.2537	5.5053	5.0636	4.7991	4.5693	4.4312	4.3495	4.3497

Curva de eficiencia turbina unidad 1 a caída neta de 97.402 m. (CFE LAPEM)



Eficiencia media pesada.

En una turbina hidráulica la eficiencia media pesada es un valor ponderado para el régimen de operación de la misma, relacionado con las horas en servicio de acuerdo a las potencias de operación.

Es un valor que determina el comportamiento hidráulico que esperamos de una turbina, mismo que debe ser parte de la especificación que se debe entregar al fabricante, para que se proponga el mejor diseño de los componentes a suministrar, para el máximo aprovechamiento del recurso hidráulico que determine la rentabilidad del proyecto de modernización.

Es de gran importancia establecer un buen acuerdo cliente-fabricante para la propuesta del nuevo diseño de la turbina, por lo que debemos ser muy precisos en la información a suministrar, así como determinar las eficiencias en todo el rango operativo de la unidad, para el cálculo de la eficiencia media pesada.

Para el cálculo de la eficiencia media pesada se debe tener la estadística de operación de la unidad por un tiempo determinado, con sus potencias correspondientes, determinando un año representativo (ver ejemplo en figura 2.3). La eficiencia media pesada debe definirse para la caída neta más frecuente, que por lo regular es la caída nominal de diseño de la turbina original, siempre y cuando no cambien las condiciones de nivel de presa al paso de los años (como por ejemplo un incremento en el nivel de la presa por un proyecto de sobreelevación). En el resultado del cálculo de la eficiencia media pesada siempre tendremos un valor inferior a la eficiencia máxima de la turbina, ya que es un valor ponderado de acuerdo a un rango de operación.

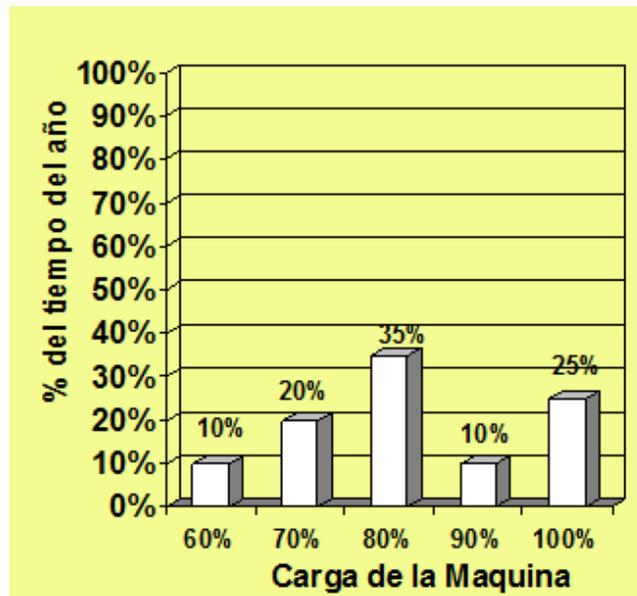


Figura 2.3 Ejemplo del comportamiento de una turbina en un año representativo

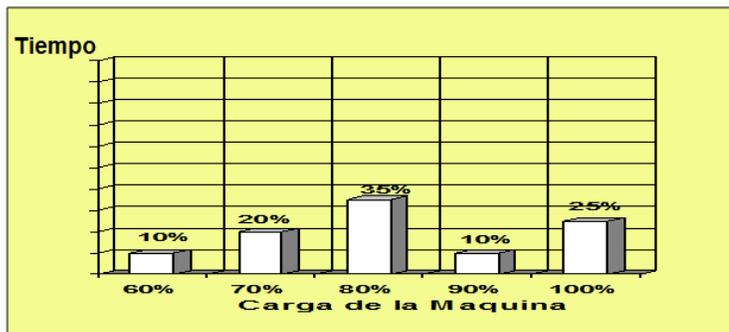
En el caso de la presa El Novillo, se ha mantenido a su mismo nivel, por lo que se puede considerar para este cálculo el nivel de diseño para la caída nominal. En cuanto al comportamiento de los flujos de la turbina, el régimen operativo de unas unidades como las del tipo de la Central El Novillo, no se puede modificar fácilmente por los requerimientos de agua en el Río Yaqui para los distritos de riego, ni por las potencias que el CENACE requiere para la demanda del Sistema Eléctrico Nacional, por tal motivo el diseño de la geometría del rodete debe ser con la eficiencia más alta posible para esos rangos operativos.

Para el cálculo de El Novillo se toma en cuenta el año operativo 2008, ya que ese año se presentaron buenos niveles de presa, lo cual ha sido frecuente en los años recientes.

Por lo tanto, la eficiencia media ponderada se debe calcular con base al porcentaje del tiempo operativo de la unidad por cada potencia, y la eficiencia esperada a esa potencia determinada, considerando la caída neta de diseño, de acuerdo a la siguiente ecuación:

Eficiencia Media Pesada

$$= \frac{(T1 \times \eta \text{ al } 100\% \text{ de potencia} + T2 \times \eta \text{ al } 90\% \text{ de potencia}, \dots, + Tn \times \eta \text{ al } n\% \text{ de potencia})}{100}$$



Fórmula que se debería especificar para la distribución de carga del ejemplo:

$$\eta = \frac{10 \cdot \eta(60\%) + 20 \cdot \eta(70\%) + 35 \cdot \eta(80\%) + 10 \cdot \eta(90\%) + 25 \cdot \eta(100\%)}{100}$$

Figura 2.4. Ejemplo de cálculo de eficiencia media pesada

Para la referencia de las eficiencias esperadas de acuerdo a las potencias de operación, se toman como base las eficiencias máximas para un proyecto de repotenciación, para este caso se consideró una eficiencia máxima del 95%, valor alcanzable de acuerdo a la tecnología actual para el diseño de rodetes con nuevo perfil hidráulico, pero no se debe exigir una eficiencia máxima superior a esta, puesto que no se trata del proyecto para una turbina completa nueva (ver ejemplos de curvas de colinas en figuras 2.3 para una turbina rehabilitada, y 2.4 para una turbina nueva).

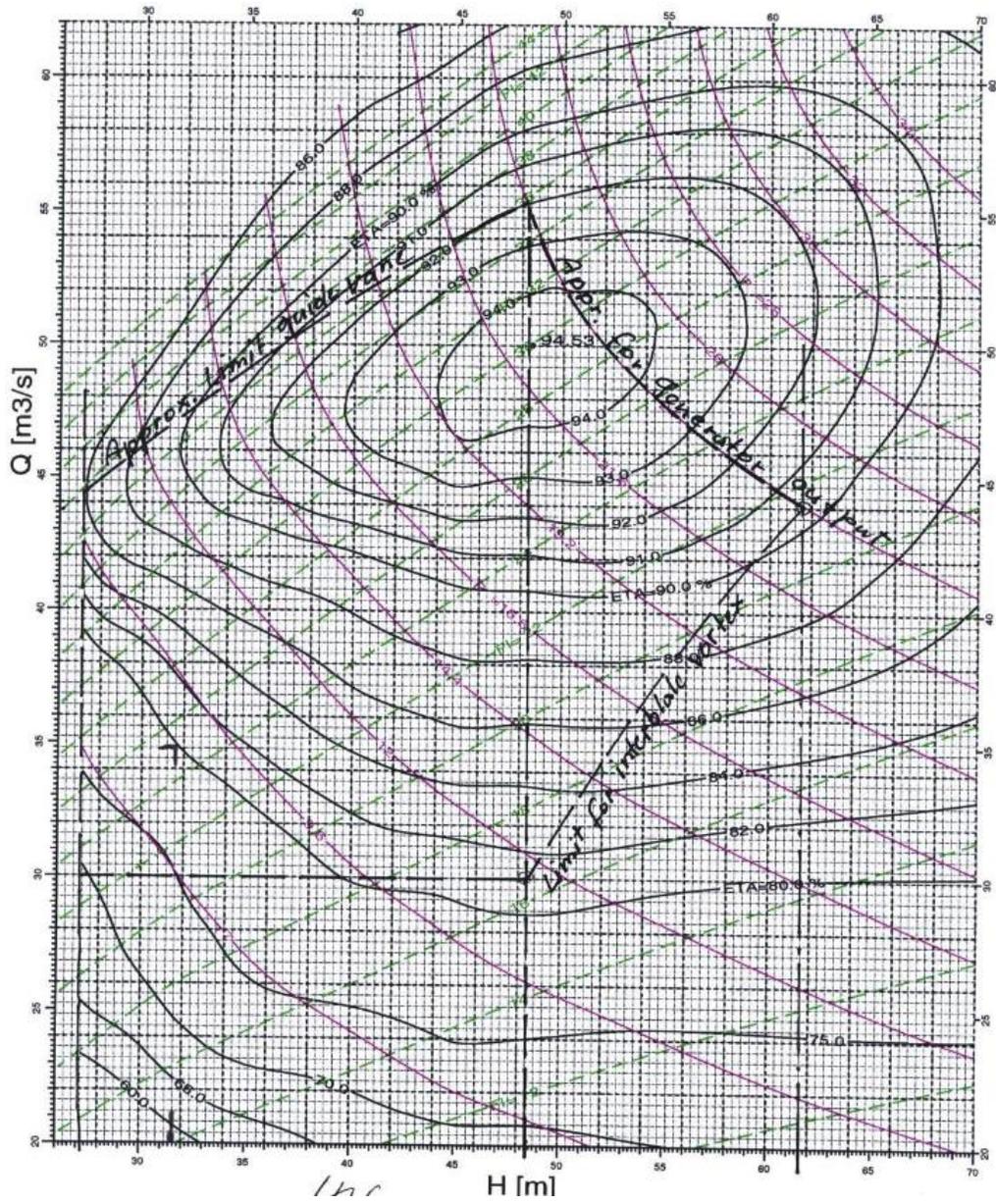


Figura 2.3. Ejemplo de curvas de colinas de una turbina rehabilitada (unidad 2 C.H. 27 de Septiembre, Comisión Federal de Electricidad).

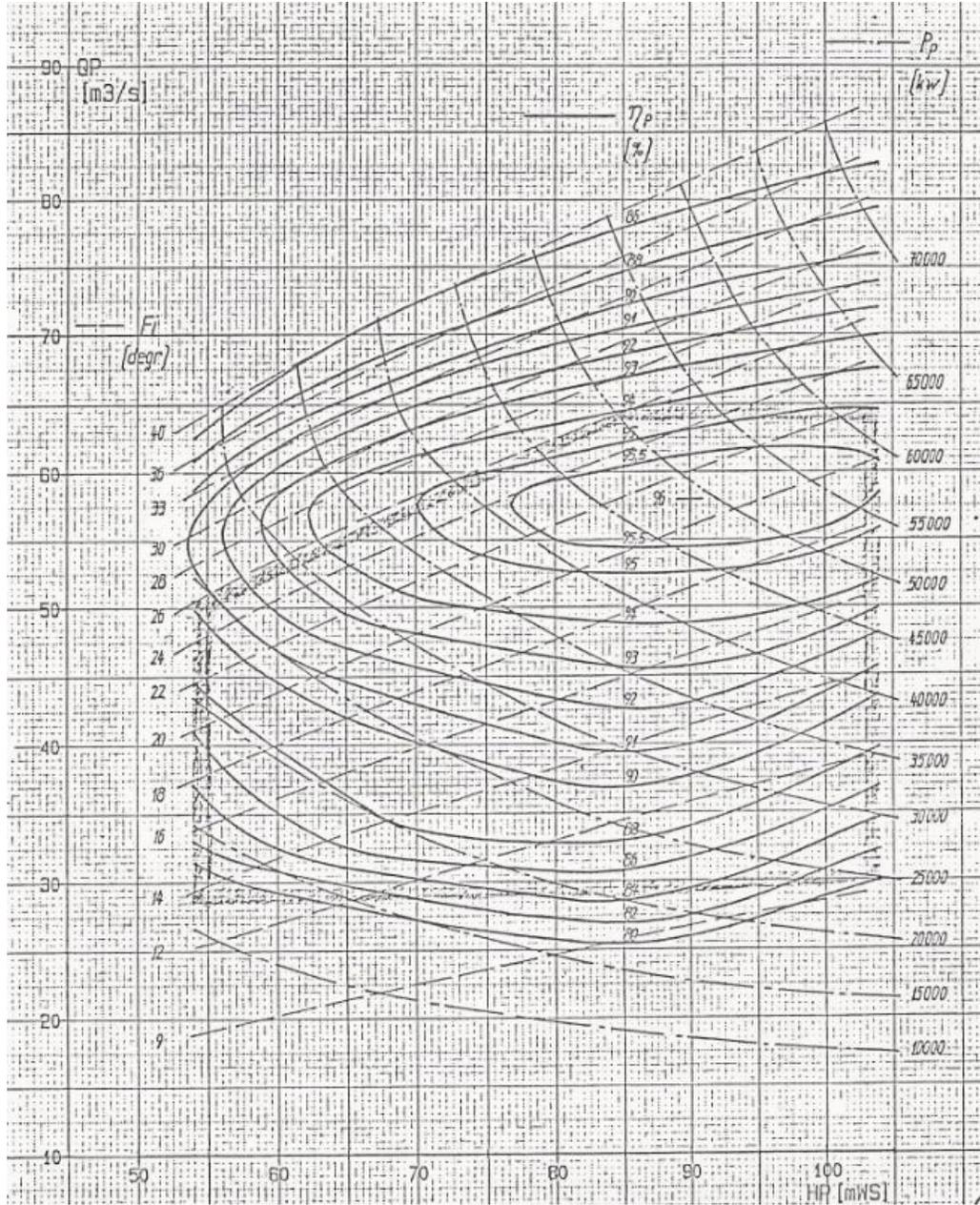


Figura 2.4. Ejemplo de curvas de colinas de una turbina nueva (C.H. Comedero, Comisión Federal de Electricidad).

Para el caso de estudio se crearon hojas de cálculo para determinar las potencias promedio por día, por cada mes del año característico, para determinar el tiempo de acuerdo a cada potencia (ver siguiente ejemplo).

Tabla 2.2. Hoja de cálculo de potencia por día (mes de agosto, 2008).

C.H. NOVILLO
TABLA POTENCIA (%) - DIAS

AGOSTO															
DIA	GENERACION DIARIA			POTENCIA PROMEDIO x DIA			POTENCIA	RANGO	POTENCIA	RANGO	POTENCIA	RANGO	TOTAL	POTENCIA	RANGO
	U1	U2	U3	U1	U2	U3									
1	1,075,795	1,075,922	1,049,545	44,825	44,830	43,731	100	90	100	90	97	90	133,396	99	90
2	1,069,119	1,079,936	1,060,099	44,547	44,997	44,171	99	90	100	90	98	90	133,715	99	90
3	1,071,720	1,070,769	1,062,393	44,655	44,615	44,266	99	90	100	90	98	90	133,537	99	90
4	1,074,219	1,073,142	1,063,121	44,759	44,714	44,297	99	90	100	90	98	90	133,770	99	90
5	1,073,325	1,074,375	1,061,168	44,743	44,766	44,340	99	90	100	90	99	90	133,849	99	90
6	1,074,423	1,079,964	1,065,155	44,768	44,999	44,381	99	90	100	90	99	90	134,148	99	90
7	1,078,983	1,083,919	1,067,215	44,958	45,163	44,467	100	90	100	100	99	90	134,588	100	90
8	1,081,281	1,079,364	1,070,390	45,053	44,974	44,600	100	100	100	90	99	90	134,626	100	90
9	1,076,326	1,079,901	1,073,215	44,847	44,996	44,717	100	90	100	90	99	90	134,560	100	90
10	1,082,278	1,083,150	1,074,104	45,095	45,131	44,754	100	100	100	100	99	90	134,981	100	90
11	1,081,794	1,083,684	1,071,153	45,075	45,154	44,631	100	100	100	100	99	90	134,860	100	90
12	1,085,518	1,078,728	1,074,716	45,230	44,947	44,780	101	100	100	90	100	90	134,957	100	90
13	1,086,824	1,085,571	1,082,853	45,284	45,232	45,119	101	100	100	100	100	100	135,635	100	100
14	1,084,289	1,084,798	1,087,401	45,179	45,200	45,308	100	100	100	100	101	100	135,687	101	100
15	1,086,039	1,079,570	1,066,578	45,252	44,982	44,441	101	100	100	90	99	90	134,674	100	90
16	1,079,654	1,084,827	1,079,793	44,986	45,201	44,991	100	90	100	100	100	90	135,178	100	100
17	1,084,759	1,086,139	1,085,387	45,198	45,256	45,224	100	100	101	100	100	100	135,679	101	100
18	1,075,587	1,075,896	1,080,531	44,916	44,829	45,022	100	90	100	90	100	100	134,687	100	90
19	1,086,289	1,083,689	1,087,725	45,262	45,154	45,322	101	100	100	100	101	100	135,738	101	100
20	1,080,201	1,081,935	1,085,706	45,008	45,081	45,238	100	100	100	100	101	100	135,327	100	100
21	1,079,008	1,082,188	1,087,716	44,959	45,091	45,322	100	90	100	100	101	100	135,371	100	100
22	1,085,303	1,084,827	1,083,481	45,221	45,201	45,145	100	100	100	100	100	100	135,567	100	100
23	1,080,912	1,082,317	1,075,166	45,038	45,097	44,799	100	100	100	100	90	90	134,933	100	90
24	1,080,620	1,084,874	1,089,650	45,026	45,203	44,569	100	100	100	100	99	90	134,798	100	90
25	1,077,391	1,084,854	1,075,328	44,891	45,202	44,630	100	90	100	100	100	90	134,924	100	90
26	1,084,678	1,085,099	1,071,476	45,195	45,212	44,645	100	100	100	100	99	90	135,052	100	100
27	1,088,711	1,086,944	1,072,651	45,363	45,289	44,694	101	100	101	100	99	90	135,346	100	100
28	1,089,504	1,091,601	1,079,365	45,396	45,483	44,974	101	100	101	100	100	90	135,853	101	100
29	1,088,877	1,091,232	1,076,591	45,412	45,468	44,858	101	100	101	100	100	90	135,738	101	100
30	1,090,589	1,090,426	1,072,453	45,440	45,434	44,896	101	100	101	100	99	90	135,560	100	100
31	1,089,718	1,089,541	1,074,985	45,405	45,398	44,791	101	100	101	100	100	90	135,594	100	100

* LOS VALORES DE GENERACION DIARIA, PROMEDIA DIA, TOTAL Y POTENCIA SON DADOS EN KWH.

TOTAL	32,449,419	32,483,260
-------	------------	------------

U1/U2/U3 NVL		
POTENCIA	%	DIAS
135,000	100	14
121,500	90	17
108,000	80	0
94,500	70	0
81,000	60	0
67,500	50	0
54,000	40	0
48,195	35,7	0

U1 NVL		
POTENCIA	%	DIAS
45,000	100	19
40,500	90	12
36,000	80	0
31,500	70	0
27,000	60	0
22,500	50	0
18,000	40	0
16,065	35,7	0

U2 NVL		
POTENCIA	%	DIAS
45,000	100	10
40,500	90	11
36,000	80	0
31,500	70	0
27,000	60	0
22,500	50	0
18,000	40	0
16,065	35,7	0

U3 NVL		
POTENCIA	%	DIAS
45,000	100	20
40,500	90	11
36,000	80	0
31,500	70	0
27,000	60	0
22,500	50	0
18,000	40	0
16,065	35,7	0

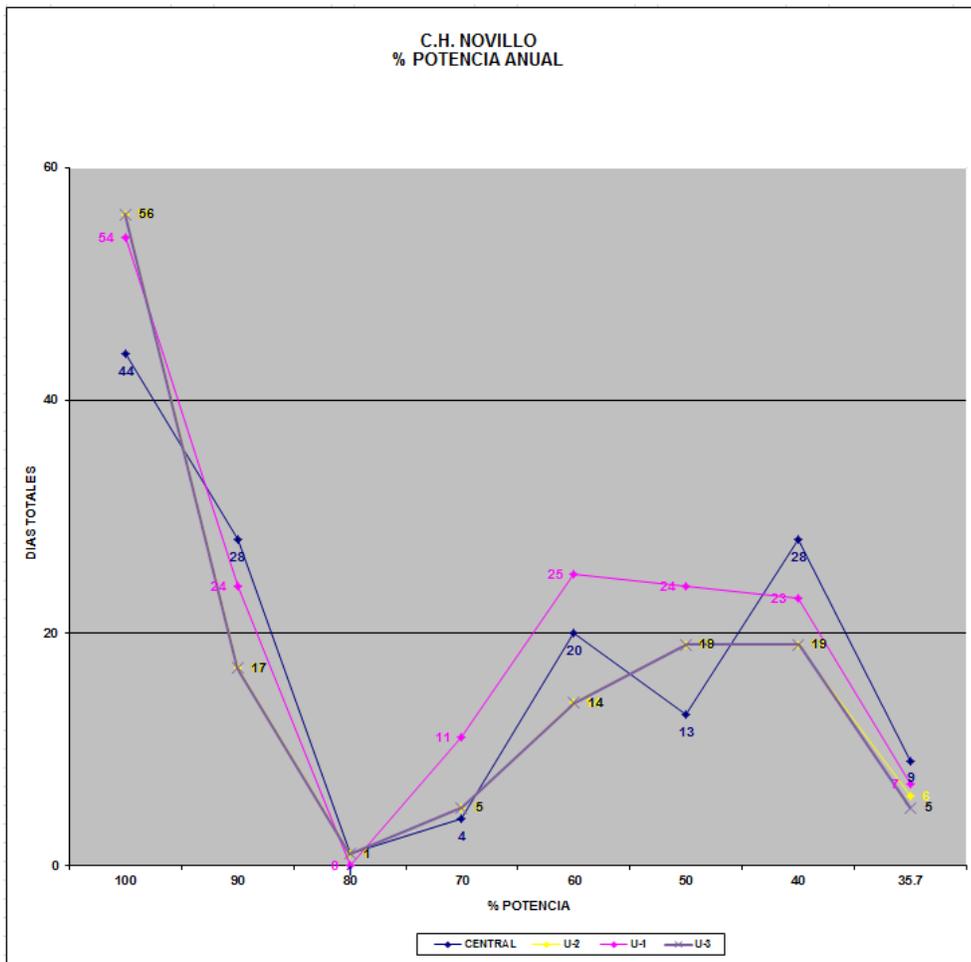
Una vez que se tiene determinado el cálculo por cada mes, se determina el comportamiento anual de las unidades, de acuerdo a la tabla y gráfica siguientes.

Tabla 2.3. Comportamiento operativo unidades C.H. El Novillo año 2008.

C.H. NOVILLO
COMPORTAMIENTO OPERATIVOS DE LAS UNIDADES
PERIODO DEL 2008

CENTRAL			U-1			U-2			U-3		
POTENCIA MW	%	DIAS DEL AÑO	POTENCIA MW	%	DIAS DEL AÑO	POTENCIA MW	%	DIAS DEL AÑO	POTENCIA MW	%	DIAS DEL AÑO
135,000	100	44	45,000	100	54	45,000	100	56	45,000	100	56
121,500	90	28	40,500	90	24	40,500	90	17	40,500	90	17
108,000	80	1	36,000	80	0	36,000	80	1	36,000	80	1
94,500	70	4	31,500	70	11	31,500	70	5	31,500	70	5
81,000	60	20	27,000	60	25	27,000	60	14	27,000	60	14
67,500	50	13	22,500	50	24	22,500	50	19	22,500	50	19
54,000	40	28	18,000	40	23	18,000	40	19	18,000	40	19
48,195	35,7	9	16,065	35,7	7	16,065	35,7	6	16,065	35,7	5

Comportamiento operativo por potencia unidades C.H. El Novillo 2008.



De acuerdo a lo anterior, el resultado para la Eficiencia Media Pesada es de 91.05% (Tabla 2.4), de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} &\text{Eficiencia media pesada=} \\ &(40.88E100\% + 12.41E90\% + 0.73E80\% + 3.65E70\% + 10.22E60\% \\ &+ 13.87E50\% + 13.87E40\% + 4.38E30\%)/100 \\ &\text{EMP}=91.05\% \end{aligned}$$

Tabla 2.4. Cálculo de eficiencia media pesada

EFICIENCIA MEDIA PESADA		
% POTENCIA	% Tiempo operación del año característico	Tiempo x %Eficiencia
100	40.88	38.42
90	12.41	11.79
80	0.73	0.69
70	3.65	3.39
60	10.22	9.40
50	13.87	12.07
40	13.87	11.79
30	4.38	3.50
Resultado cálculo		91.05

Este valor que fue discutido con el diseñador de la turbina, tomándolo como aceptable para el proyecto, de esta manera se considerarán los valores proporcionados de potencia, caudales y caídas como datos de entrada para el diseño de la turbina en CFD (Computational Fluid Dynamics), para determinar las eficiencias máximas posibles de acuerdo a cada condición operativa.

2.4 Cálculo de valores de deducción del proyecto.

A fin de exigir al fabricante el cumplimiento de los valores de eficiencia y potencia acordados para la nueva turbina, se le presenta un cálculo sobre posibles pérdidas de generación en caso que estos no sean alcanzados.

Este cálculo se basa en la generación media estimada de acuerdo a la estadística de agua turbinada, y lo que se dejaría de producir en relación a una disminución de potencia y eficiencia de acuerdo a los valores establecidos.

Se aplica una penalización al proyecto en relación a la disminución de 0.1% de eficiencia, y por cada kW de potencia inferior de acuerdo a los valores acordados con el fabricante.

Para este cálculo se tomaron en cuenta datos del 2009, tanto en costo promedio de la energía como la tasa de cambio del dólar, ya que se debía definir la contratación del diseño y fabricación del rodete de la turbina previo al año 2010.

El resultado es de una penalización de \$128,685 dólares por cada 0.1% de eficiencia inferior a la establecida, y de \$1,656.038 USD por cada kW de potencia menos a la acordada de acuerdo a lo calculado por pérdidas.

Estos valores de deducción quedan definidos en el contrato establecido con el fabricante, con lo que los comprometemos a realizar su mejor propuesta del diseño de los nuevos rodetes, obtener la máxima eficiencia y potencia con las caídas y flujos propuestas en los datos particulares del proyecto.

Tabla 2.5. Hoja de cálculo para deducciones por concepto de disminución de eficiencia y potencia

CÁLCULO DE DEDUCCIONES POR DEFICIT DE EFICIENCIA MEDIA PESADA Y POTENCIA GARANTIZADAS					
EN LA ADQUISICIÓN DE DOS RODETES PARA LA C.H. PDTE. PLUTARCO ELIAS CALLES "EL NOVILLO"					
CÁLCULO PARA LA EFICIENCIA MEDIA PESADA GARANTIZADA, EFECTUADO POR CADA 0.1% DE DEFICIT					
					DATOS PARA ALIMENTAR
CONCEPTO	VALOR	UNIDADES			
GENERACIÓN MEDIA ANUAL ESTIMADA (GMAE)	157.95	GWh / año	PARA UNA UNIDAD		
EFICIENCIA MEDIA PESADA SOLICITADA (EMPS)	91.05	%			
DECREMENTO DE GENERACIÓN (DG) = GMAE (1- EMPS - 0.1%dec/EMPS)*1000000	173,476.11	kWh/año			
COST PROMEDIO DE LA ENERGÍA (CPE)	80.23	Dol / MWh	ES IGUAL A	0.080227	Dol / kWh
			DÓLAR AL 05.10.2009	13.67	
PÉRDIDA ECONÓMICA ANUAL (PEA) = (DG)*(CPE)	13917.48409	Dol / año			
VIDA UTIL (N)	30	Años			
TASA DE DESCUENTO (i)	9	%			
precalculo (X) = (1+ i)^N	13.26767847				
VALOR PRESENTE vp = i (X) / (X) - 1	0.108151502				
VALOR DE LA DEDUCCIÓN PRESENTE VDP = PEA / vp	128685.075	DOLARES POR CADA 0.1% DE EFICIENCIA DE MENOS			
CÁLCULO PARA LA POTENCIA GARANTIZADA, EFECTUADO POR CADA 0.1% DE DEFICIT					
GENERACIÓN MEDIA ANUAL ESTIMADA (GMAE)	157.95	GWh/año			
POTENCIA MÁXIMA SOLICITADA (PMS)	55	MW			
HORAS AL AÑO SI GENERA SIEMPRE A MÁXIMA CARGA (HAGMC) = 0,3*GMAE / PMS	861.5454545	h			
DEFICIT DE POTENCIA	1	Kw			
GENERACIÓN QUE DEBE SUSTITUIRSE POR FUENTE ALTERNA DURANTE EL PICO (GS)	861.5454545	kWh / año			
COSTO DEL kWh DE LA FUENTE ALTERNA (CFA)	0.18417	Dol / kWh	COSTO PROMEDIO DE PRODUCCIÓN CON TURBOGA		
			DE ACUERDO A COPAR CON PRECIOS DE 2009		
COSTO PROMEDIO DE LA ENERGÍA (CPE)	0.080227092	Dol / kWh			
PÉRDIDA ECONÓMICA ANUAL (PEA) = GS*(CFA-CPE)	89.55153949	Dol / año			
VIDA UTIL (N)	30	Años			
TASA DE DESCUENTO (i)	9	%			
precalculo (X) = (1+ i)^N	13.26767847				
VALOR PRESENTE vp = i (X) / (X) - 1	0.108151502				
VALOR DE LA DEDUCCIÓN PRESENTE VPP = PEA / vp	828.0193822				
MULTIPLICADO POR UN FACTOR DE DEDUCCIÓN IGUAL A 2 (DOS) VD = VDP*2	1656.038764	DOLARES POR CADA KW DE POTENCIA DE MENOS			

2.5 Definición de características particulares de rodetes para turbinas unidades 1 y 2 Central Hidroeléctrica El Novillo.

Una vez determinados los valores de potencia y eficiencia alcanzables para el proyecto de modernización de las turbinas de las unidades 1 y 2 de la Central El Novillo, se puede definir las características particulares para el diseño de la turbina, mismos que deben entregarse a la casa de diseño del nuevo rodete, de acuerdo a la siguiente información:

Tabla 2.6. Características particulares para proyecto- 1

1 de 5

CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL PROYECTO			
<u>45000</u> KW Capacidad actual de cada unidad	PLANTA NUEVA <input type="checkbox"/>	AMPLIACIÓN <input type="checkbox"/>	
<u>2</u> Número de unidades	Tipo de instalación	Exterior <input type="checkbox"/>	Cavema <input checked="" type="checkbox"/>
<u>El Novillo, Soyopa, Sonora, México</u> Ubicación	Tipo de sistema de enfriamiento	Abierto <input checked="" type="checkbox"/>	Cerrado <input type="checkbox"/>

DESCRIPCIÓN DEL SITIO						
Datos geográficos				Características del terreno		
Zona climática	Altitud (m.s.n.m.)	Longitud (grados)	Latitud (grados)	Capacidad de carga (t/m ²)	Presión barométrica kPa	Coefficiente sísmico
SECO SEMICALIDO	187.00	109° 38' 26"	28° 58' 36"		97	
Vías de comunicación (breve descripción): La Central Hidroeléctrica Pdte. Plutarco Elías Calles, ubicada al pie de la presa El Novillo en el Municipio de El Novillo, Soyopa, Sonora; se localiza a 151 Km por carretera de Hermosillo, Sonora.						

Tabla 2.7. Características particulares para proyecto- 2.

INFORMACIÓN GENERAL			
Las características del agua almacenada son las siguientes:			
Temperatura máxima		25	°C
Temperatura promedio		19	°C
Temperatura mínima		14	°C
Otras características:			
Las condiciones del aire en el exterior de la casa de máquinas son las siguientes:			
Temperatura máxima		50	°C
Temperatura promedio		25	°C
Temperatura mínima		5	°C
Humedad relativa promedio		42	%

DATOS DE DISEÑO			
ELEVACIONES (NIVELES DE AGUA EN EL VASO)			
Nivel de aguas máximo extraordinario (NAME)	Elev.	296.80	m.s.n.m.
Nivel de aguas máximo de operación (NAMO)	Elev.	291.00	m.s.n.m.
Nivel de diseño	Elev.	287.00	m.s.n.m.
Nivel de aguas mínimo de operación (NAMINO)	Elev.	254.00	m.s.n.m.
Presión hidráulica máxima		980	kPa
NIVELES DE AGUA EN EL DESFOGUE:			
- con una unidad y gasto de	54.2 m ³ /s	Elev. 187.18	m.s.n.m.
- con dos unidades y gasto de	104 m ³ /s	Elev. 188.04	m.s.n.m.
- con tres unidades y gasto de	156 m ³ /s	Elev. 188.74	m.s.n.m.
- con cuatro unidades y gasto de	m ³ /s	Elev. _____	m.s.n.m.
- con avenida máxima probable de	m ³ /s	Elev. _____	m.s.n.m.
- cota de la línea de centros del rodete:	m ³ /s	Elev. 187.00	m.s.n.m.
- sentido de rotación		Sentido contrario a las manecillas del reloj	

Tabla 2.8. Características particulares para proyecto- 3.

DATOS DE DISEÑO			
CAÍDAS:			
-	bruta máxima	101.00	M
-	neta máxima	100.50	M
-	bruta de diseño	87.00	M
-	neta de diseño	86.50	M
-	bruta mínima	65.00	M
-	neta mínima	64.50	M
POTENCIA:			
-	a caída neta máxima	56633	kW
-	a caída neta de diseño	46336	kW
-	a caída neta mínima	28684	kW
-	gasto máximo permisible	63.7	m ³ /s
-	gasto de diseño	59.6	m ³ /s
-	gasto mínimo	51.5	m ³ /s
-	velocidad nominal	225	r/min
ACOPLAMIENTO:			
El rodete debe ser directamente acoplado a un generador de las características siguientes:			
Capacidad nominal	50000	kVA	Número de fases 3
Frecuencia	60	Hz	Tensión 13.8 kV
Factor de potencia	0.90		Masa 130 T
Velocidad de desboque	293	r/min	
Cuando la potencia máxima de la turbina sea repentinamente rechazada*:			
-	la sobrepresión máxima no debe exceder de:	40	%
-	siendo el tiempo de cierre del distribuidor	6.975	S
-	y el tiempo de apertura del distribuidor	15.45	S
*Datos de referencia de pruebas de regulación realizados el 06 de Julio del 2010 (Reporte LAPEM K3322)			

Tabla 2.9. Características particulares para proyecto- 4.

DATOS DE DISEÑO (continuación)		
- la sobrevelocidad no debe ser mayor de	130	%
- la sobrepresión a considerar es de	40	%
- momento volante mínimo de la turbina WR ²		T-m ²
- momento volante mínimo del generador WR ²	30634.62	T-m ²
- momento volante total		T-m ²
- frecuencia natural de vibración del sistema eléctrico		Hz
- frecuencia natural de la tubería a presión		Hz
- presión máxima del sistema de aire comprimido	2450	kPa
- anillos de desgaste fijos: Se requieren SI <input checked="" type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/>		
EQUIPOS REQUERIDOS		
- Cantidad de rodets requeridos	2	
- Instrumentación y su instalación para indexar la medición del gasto cuando se efectúan las pruebas de eficiencia del rodete, como lo establece la IEC 60041:		
Se requieren: SI <input checked="" type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/>		
- Preparación para que la unidad opere como condensador síncrono:		
Se requieren: SI <input checked="" type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/>		
- Preparaciones necesarias para permitir el enfriamiento con agua, cuando la unidad opere como condensador síncrono:		
Se requieren: SI <input checked="" type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/>		
- Preparaciones para el monitoreo de vibraciones:		
Se requieren: SI <input checked="" type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/>		

Tabla 2.10. Características particulares para proyecto- 5.

5 de 5

DATOS DE DISEÑO (continuación)
<p style="text-align: center;">Eficiencia Media Pesada η_t= $(40.88E100\% + 12.41E90\% + 0.73E80\% + 3.65E70\% + 10.22E60\% + 13.87E50\%$ $+ 13.87E40\% + 4.38E30\%)/100$</p> <p style="text-align: center;">EMP = 91.05%</p> <p>Se medirá a la caída neta de diseño 87 mH₂O con dos unidades en operación.</p> <p>La potencia máxima solicitada a caída de diseño es de 55 MW en el eje de la turbina.</p> <p>Las deducciones por concepto de eficiencia y potencia, son las siguientes: \$128,685 dólares por cada 0.1% de eficiencia menos \$1656.038 dólares por cada kW de potencia menos</p>

3. PROPUESTA DE NUEVO DISEÑO DE RODETES PARA TURBINA

3.1 Propuesta de diseño en CFD.

Como dato de entrada para el diseño del nuevo rodete, se deben considerar las dimensiones establecidas en el rodete antiguo, específicamente los diámetros de la corona y banda del mismo (2840 mm en ambos casos), así como su altura (1220 mm). La altura del nuevo rodete no puede cambiar a menos que se realicen modificaciones en las partes fijas, lo cual no es el caso de las turbinas de El Novillo, ya que su diseño original y geometría no lo permiten (ver figura 3.1., plano de turbina original).

Los anillos fijos, y por lo tanto la corona y banda del rodete si pueden cambiar ligeramente su diámetro, siempre y cuando permita el alojamiento del nuevo rodete en el foso de turbina. Los diámetros también están en función de la holgura entre rodete y anillos fijos, el cual es de 1.5 mm en el diseño original.

También se debe respetar la geometría del acoplamiento del rodete con la flecha, ya que esta será la misma para el nuevo equipo.

Los cambios representativos en el rodete serán el perfil del álabe, número de álabes, barrenos en la corona del rodete para liberación de presión en tapa de turbina y geometría del cono de vórtices, lo cual será el resultado de lo que arroje el diseño para el punto óptimo de eficiencia y potencia de la nueva turbina.

Cuando se moderniza una turbina la carcasa y el tubo de aspiración permanecen iguales por cuestiones económicas, por lo que el nuevo del rodete también debe considerar las condiciones de entrada y salida del agua hacia el desfogue de acuerdo a esta geometría. Por este motivo también se debe modelar la descarga de agua de la turbina para verificar el comportamiento dinámico del flujo en las pruebas durante el desarrollo de su diseño (ver figura 3.2).

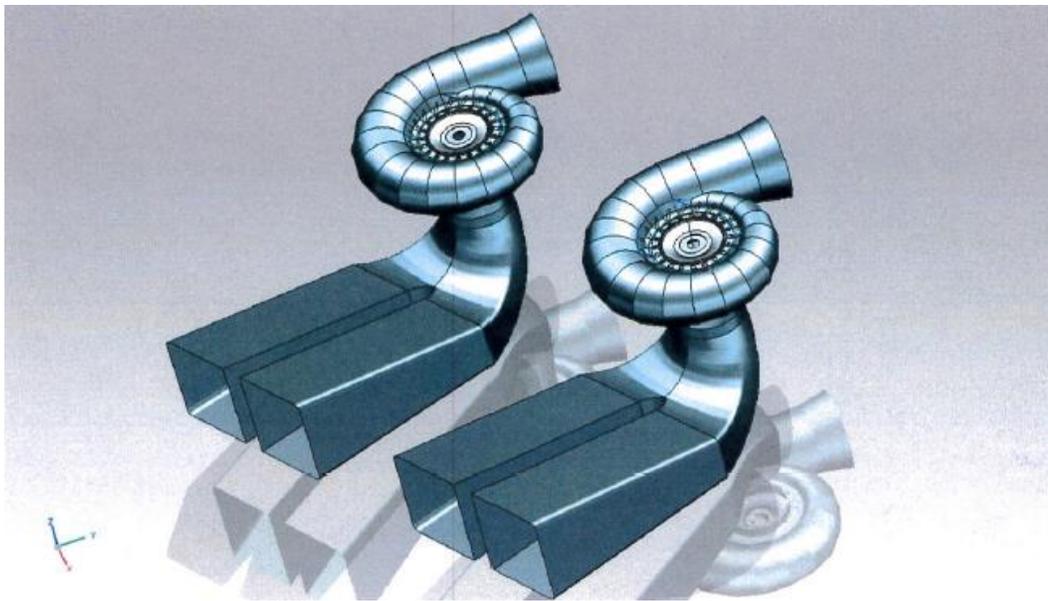


Figura 3.2. Ejemplo de modelado de turbinas (cortesía Andritz Hydro).

Para este diseño no se solicitaron pruebas de modelo, por los altos costos que esto implica, además que la tecnología actual permite realizar el diseño con bastante precisión mediante el uso de Software especializado de CFD (Computational Fluid Dynamics) para verificar el comportamiento hidráulico de la turbina en todos sus rangos de operación.

Anteriormente los fabricantes de turbinas han utilizado principalmente pruebas de modelo homólogo o semi homólogo para verificar sus diseños, que de acuerdo a la ley de similitud, han dado excelentes resultados en el resultado final. Estas experiencias han sido de gran utilidad para el modelado mediante tecnología CFD. La tecnología CFD ha tenido considerables avances, que en la actualidad permite sea utilizada como una herramienta estándar para la repotenciación o modernización de máquinas hidráulicas, teniendo la capacidad de realizar simulaciones en todas las condiciones operativas del equipo a diseñar.

Para el caso del diseño de los rodetes de las unidades de El Novillo, el software empleado por la casa de diseño Andritz Hydro utiliza 2 métodos para la simulación del flujo: método de solución de acuerdo la ecuación de Euler y solución Navier-Stokes.

El método Euler resuelve la ecuación de conservación de masa y momento sin considerar el efecto de la viscosidad, por lo que se considera el fluido sin fricción, con lo que se tiene una solución rápida del diseño del nuevo rodete, permitiendo cambios de geometría durante su diseño para encontrar el resultado óptimo de perfil de álabe.

Una vez que se tiene un perfil previo del álabe del rodete, también se utiliza el método de solución Navier-Stokes para simular la fricción del fluido al paso por la turbina, con la turbulencia provocada de acuerdo a las condiciones operativas, determinando las pérdidas en la turbina, permitiendo analizar los puntos a mejorar en el diseño.

Estas simulaciones se hacen en 3 dimensiones, capturando los efectos rotacionales. Es de gran importancia que estas simulaciones se realicen bajo el Sigma Planta proporcionado por nosotros, de acuerdo a los flujos, caídas y cálculo de eficiencias en todo el régimen de operación de la turbina, de manera que se pueda prever la cavitación que se puede provocar en la turbina. La información que se presente al proyectista debe ser lo más acertada a las condiciones futuras de la operación de la unidad, ya que de esto depende el éxito del proyecto.

El Software CFD utilizado por la casa de diseño es Ansys CFX, con un código establecido para el campo de turbomaquinaria. Esta aplicación tiene comprobada una gran exactitud en el diseño de rodetes para turbinas Francis, así como para turbinas axiales y grupos turbinas-bomba de diseños recientes.

El procedimiento para el diseño de los nuevos rodetes de El Novillo consiste en los siguientes pasos:

- Definir la geometría del nuevo rodetes de acuerdo a las dimensiones proporcionadas, verificar los datos de entrada de los rangos operativos, para determinar las restricciones de las partes fijas de la turbina existente.
- Simulación del flujo y la fricción del mismo al paso de la turbina, de acuerdo a los puntos operativos proporcionados.
- Interacción con las diferentes variables hasta obtener las condiciones operativas deseadas, con las menos pérdidas posibles en la turbina, y por lo tanto nos dé como resultado la mejor eficiencia.

Una vez que se determina la mejor geometría del rodetes, se libera el diseño para su posterior fabricación.

La simulación en CFD se realizó en todas las condiciones operativas de la turbina, pero los resultados se presentan para la caída óptima según los resultados de la simulación (figura 3.3), caída de diseño original (figura 3.4), caída máxima (figura 3.5) y caída mínima (figura 3.6).

Tabla 3.1. Resultados de simulación en CFD

Punto de operación	Flujo en m ³ /s	Caída neta en m	Potencia en eje de turbina en MW
Punto óptimo	56.45	92.1	46.71
Caída de diseño	62.41	86.5	48.00
Caída máxima	63.35	100.5	56.63
Caída mínima	50.73	64.5	28.68

Los resultados de la simulación demuestran que el nuevo rodete puede trabajar sin problemas en todos los rangos de operación, sin problemas de cavitación, en especial en el rango de operación de caída mínima, ya que no se presentan valores de baja presión que puedan provocar presión de vapor que originan este efecto.

3.2. Comentarios de nuevo diseño de rodete.

Las grandes diferencias entre el rodete original y el rodete nuevo, se presentan principalmente en el perfil del álabe, el número de álabes (el rodete original tenía 15 álabes, mientras que el nuevo diseño contempla 17), el rodete nuevo cuenta con anillos de corona y banda integrales (ya que el rodete es de una sola pieza), y también cuenta con cono vórtices integrado a la corona del rodete (de igual manera, por ser todo de una sola pieza, a solicitud de este proyecto). Esto se demuestra en la figura 3.7. La figura 3.8. muestra el diseño definitivo del rodete para las turbinas de El Novillo.

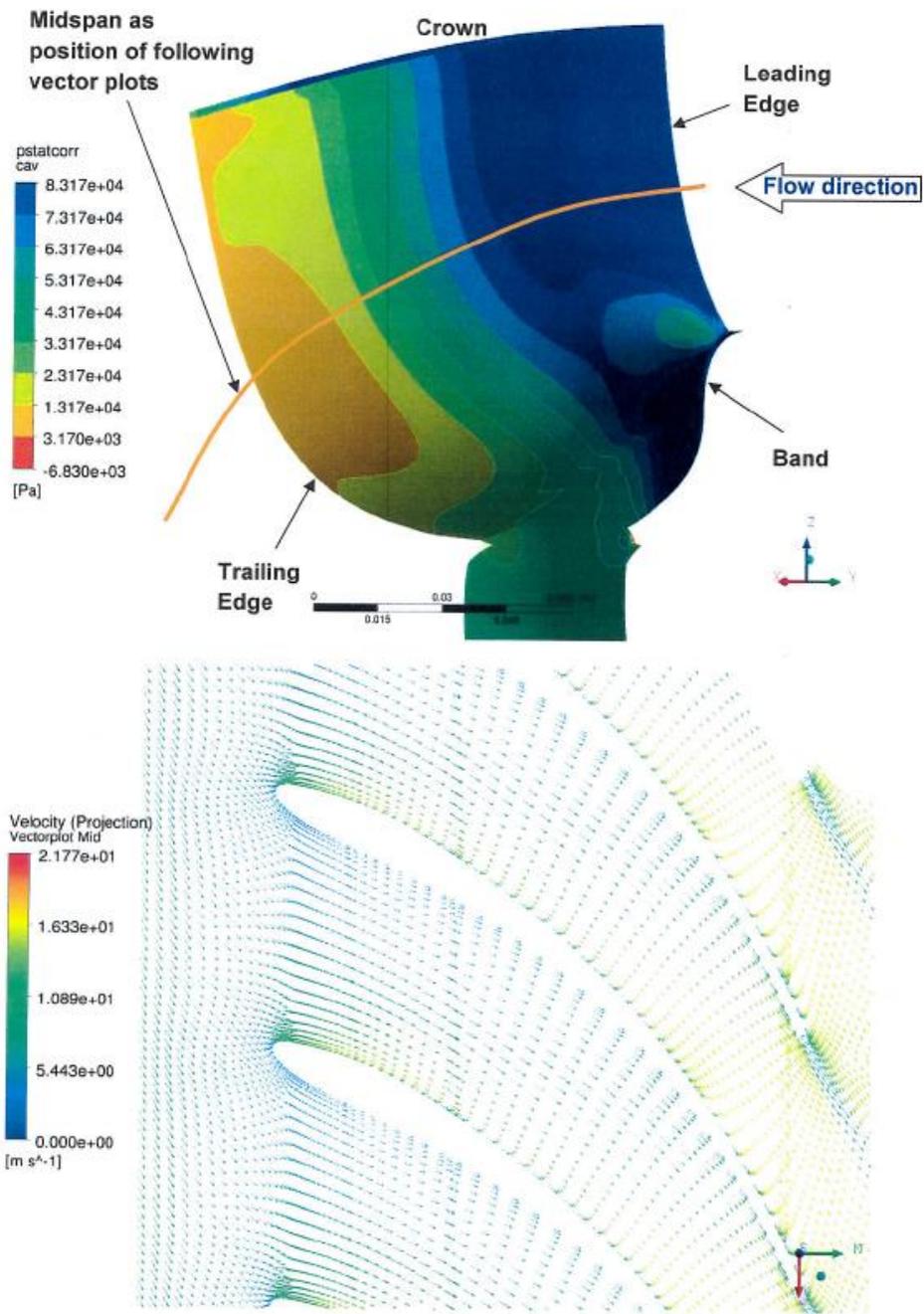


Figura 3.3. Simulación de comportamiento de rodete en la caída óptima (cortesía de Andritz Hydro).

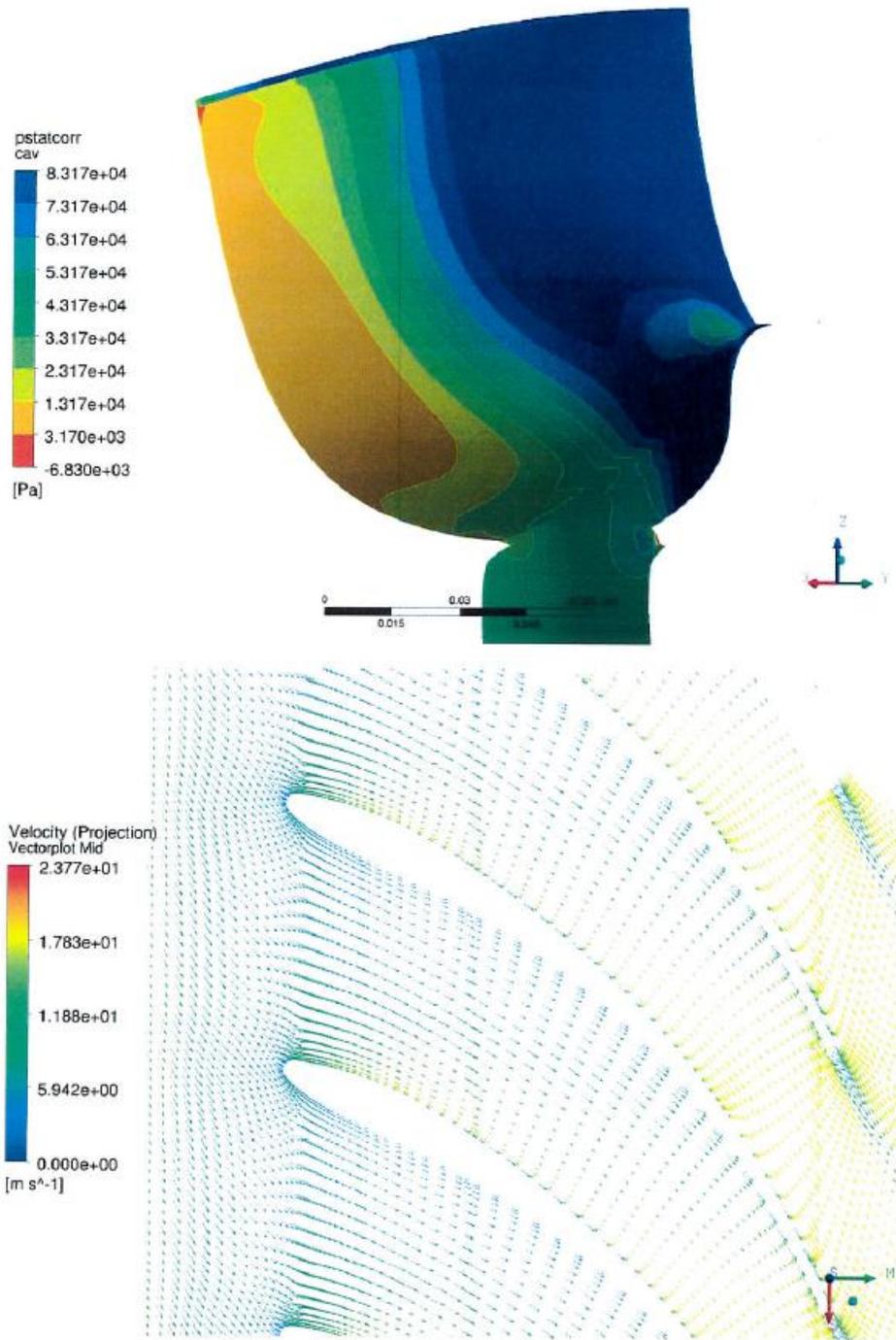


Figura 3.4. Simulación de comportamiento de rodete en la caída de diseño original (cortesía de Andritz Hydro).

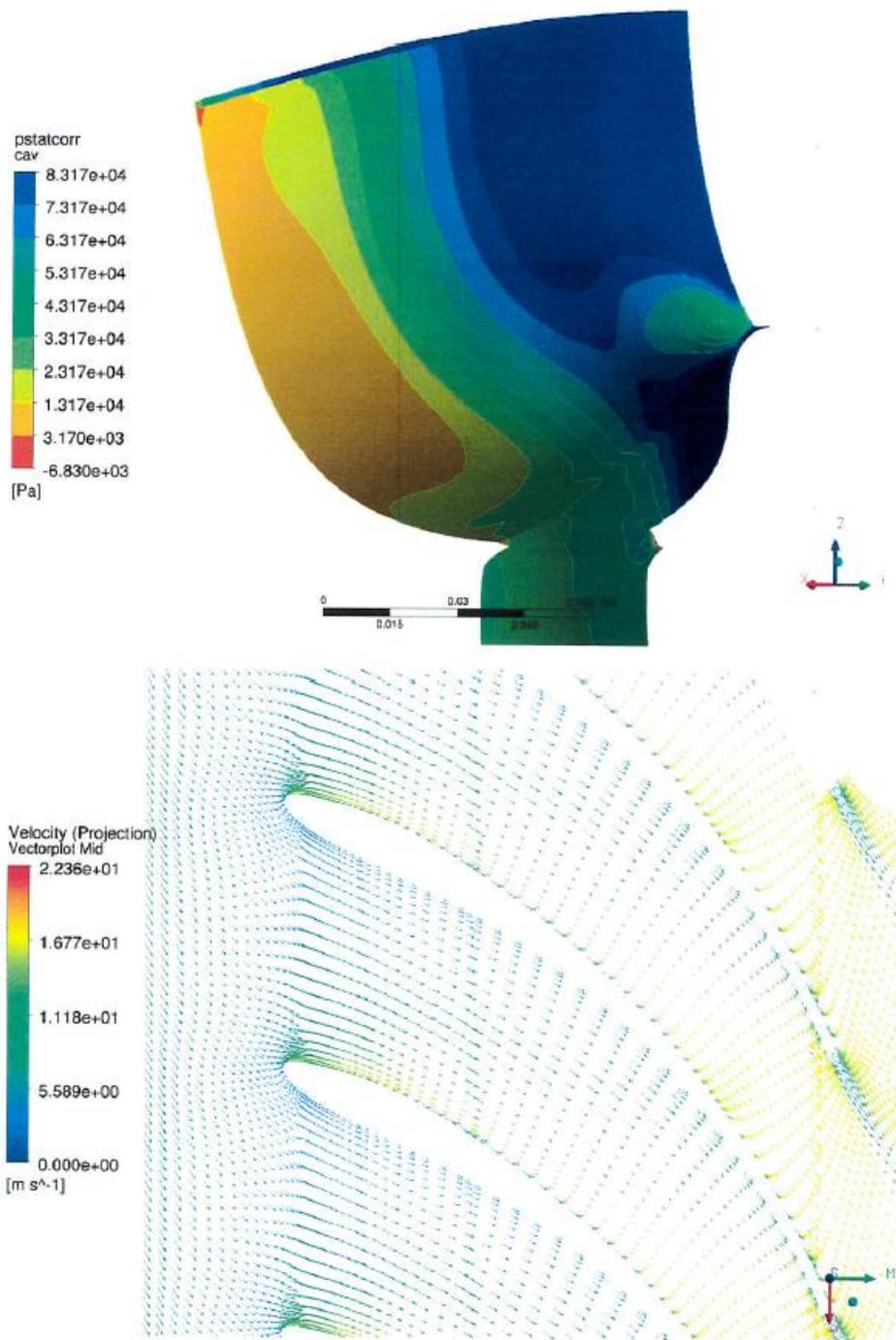


Figura 3.5. Simulación de comportamiento de rodete en la caída máxima (cortesía de Andritz Hydro).

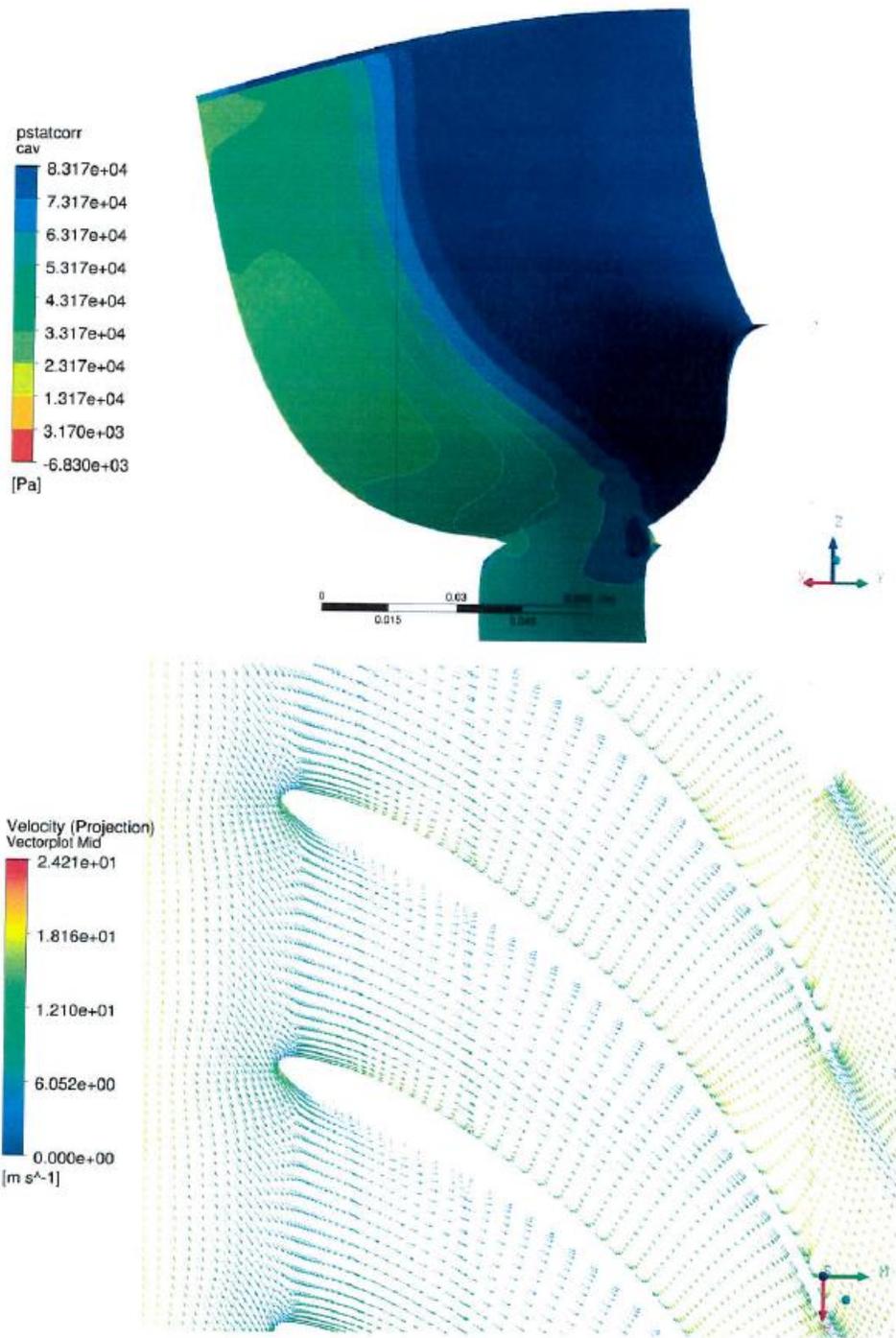


Figura 3.6. Simulación de comportamiento de rodete en la caída mínima (cortesía de Andritz Hydro).

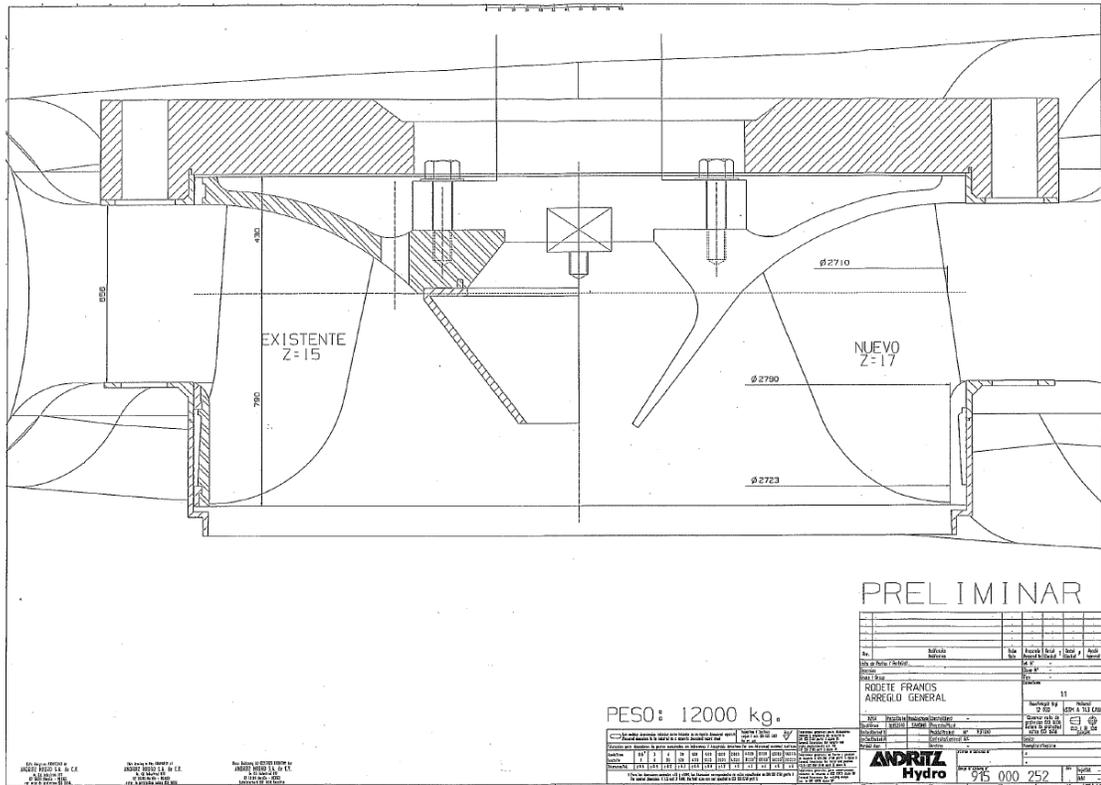


Figura 3.7. Comparativa rodete original y rodete propuesto de nuevo diseño (cortesía de Andritz Hydro).

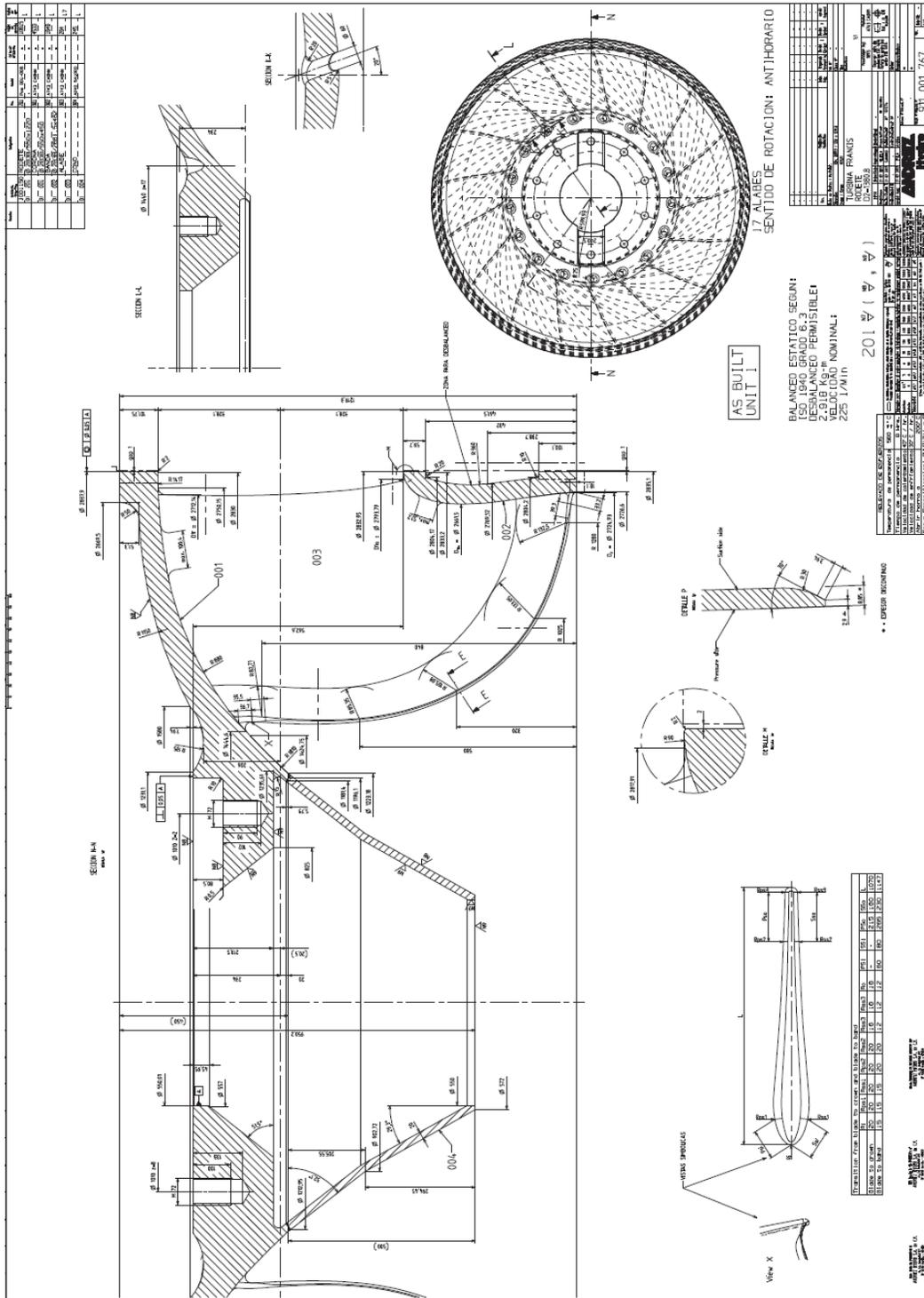


Figura 3.8. Diseño definitivo de nuevo rodete (cortesía de Andritz Hydro).

4. PROCESO DE FABRICACIÓN DE NUEVO RODETE DE TURBINA

4.1 Supervisión en fábrica de nuevos rodets.

El proceso de fabricación se libera una vez que se aprueba el diseño definitivo del rodete, y este debe ser manufacturado de acuerdo a las especificaciones solicitadas.

La fabricación de los rodets se debe llevar a cabo en una empresa especial para suministro de componentes para centrales hidroeléctricas. Las empresas de este tipo con más años de experiencia se encuentran en Europa; siendo Austria, Alemania y Suiza los principales países productores. Es importante señalar que en México existe uno de los mejores talleres a nivel mundial en esta área, perteneciente a Andritz Hydro, una empresa de origen Austriaco. Esta planta tiene una capacidad para manufacturar componentes de turbinas hidroeléctricas de hasta 800 MW.

El diseño y fabricación de rodets requiere un tiempo aproximado de 18 meses, de los cuales de 3 a 4 meses comprende el tiempo para el diseño en CFD, incluyendo la ingeniería para la fabricación de los mismos.

En todo el proceso es importante la supervisión desde los estudios previos para el diseño, la recepción de las piezas desde su fundición, el proceso de soldadura de álabes entre la corona y banda del rodete, inspección y reparación de fallas de fundición, hasta el acabado final.

El proceso de fabricación consiste en lo siguiente:

- Recepción de material de fundición (álabes, banda y corona de rodetes, anillos fijos y álabes directrices).
- Fresado de álabes y pulido de álabes (pulido grueso y fino).
- Trazos sobre componentes para su premaquinado.
- Premaquinados de componentes.
- Preparación para el armado de álabes con corona y banda.
- Inspección de calidad de las piezas previas a su armado.
- Armado de rodete con proceso de soldadura.
- Pulido de piezas (desbaste de radios, acabado y plantilla de radios).
- Inspección de calidad (inspección visual, ultrasonido, partículas magnéticas, líquidos penetrantes, calificación de proceso de soldadura, calificación de soldadores, análisis dimensional).
- Reparaciones de sanidad de acuerdo a las inspecciones.
- Tratamiento térmico y relevado de esfuerzos.
- Inspección de calidad posterior al tratamiento térmico para reparaciones requeridas.
- Maquinado final del rodete.
- Balanceo estático.
- Pulido de detalles para acabado final.
- Inspección final y posteriormente traslado al sitio.

Las figuras de 4.1. a la 4.18. muestran una referencia para la supervisión en fábrica.



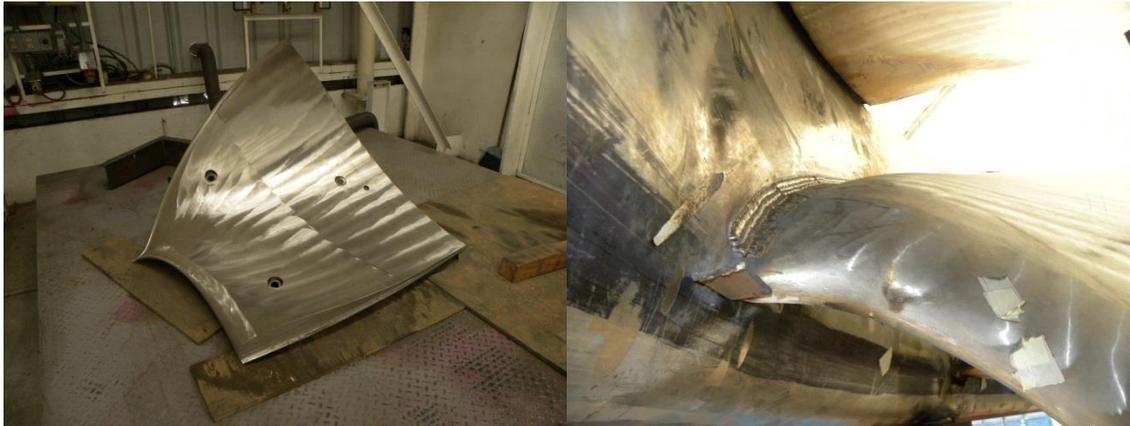
Figuras 4.1 y 4.2. Recepción de álabes y proceso de fresado.



Figuras 4.3. y 4.4. Recepción de anillos fijos y álabes directrices.



Figuras 4.5. y 4.6. Premaquinado de componentes.



Figuras 4.7. y 4.8. Inspección y soldadura de alabes.



Figuras 4.9. y 4.10. Proceso de pulido de rodete.



Figuras 4.11. y 4.12. Inspección de rodete después del pulido.



Figuras 4.13. y 4.14. Inspección posterior al tratamiento térmico.



Figuras 4.15. y 4.16. Inspección final anillos fijos y alabes distribuidor.



Figuras 4.17. y 4.18. Envío y recepción de rodetes.



Figura 4.19. Rodete de nuevo diseño de perfil hidráulico



Figuras 4.20. y 4.21. Condiciones de rodetes con más de 40 años en servicio, con daños severos por cavitación y erosión.



Figuras 4.22. y 4.23. Comparativa de rodete antiguo respecto al nuevo, nótese la gran diferencia respecto al perfil de los álabes.

5. PROCESO DE MONTAJE Y PUESTA EN SERVICIO DE NUEVA TURBINA.

5.1 Supervisión en planta de montaje de turbina.

Previo al montaje de la turbina, es conveniente realizar un pre-montaje en los talleres del fabricante, para conformar y verificar las piezas originales de la turbina con las piezas nuevas.

Las piezas originales requeridas para su conformación por lo regular son: anillo de regulación, cuba o depósito de cojinete guía turbina, tapa de turbina, elementos de cojinetes de álabes del distribuidor, escudo inferior de turbina y tornillería en general.

En conjunto con el fabricante se debe realizar la ingeniería para el pre-montaje en fábrica de la turbina, definiendo las tolerancias, ajustes y acabados finales de las piezas, para evitar problemas en el montaje definitivo en planta.

El principal motivo de para realizar este pre-montaje, es porque regularmente no se cuenta con planos a detalle de las piezas originales de turbinas antiguas, y es conveniente fabricar algunas piezas sobredimensionadas para realizarles el corte final una vez que se tengan las medidas definitivas. Para una turbina de mediana capacidad como es el caso de este estudio, es muy recomendable realizar estos trabajos, con lo cual se asegura evitar retrasos durante las actividades del montaje en la central.

Los detalles para el ensamble final de la turbina se muestran en la figura 5.1.

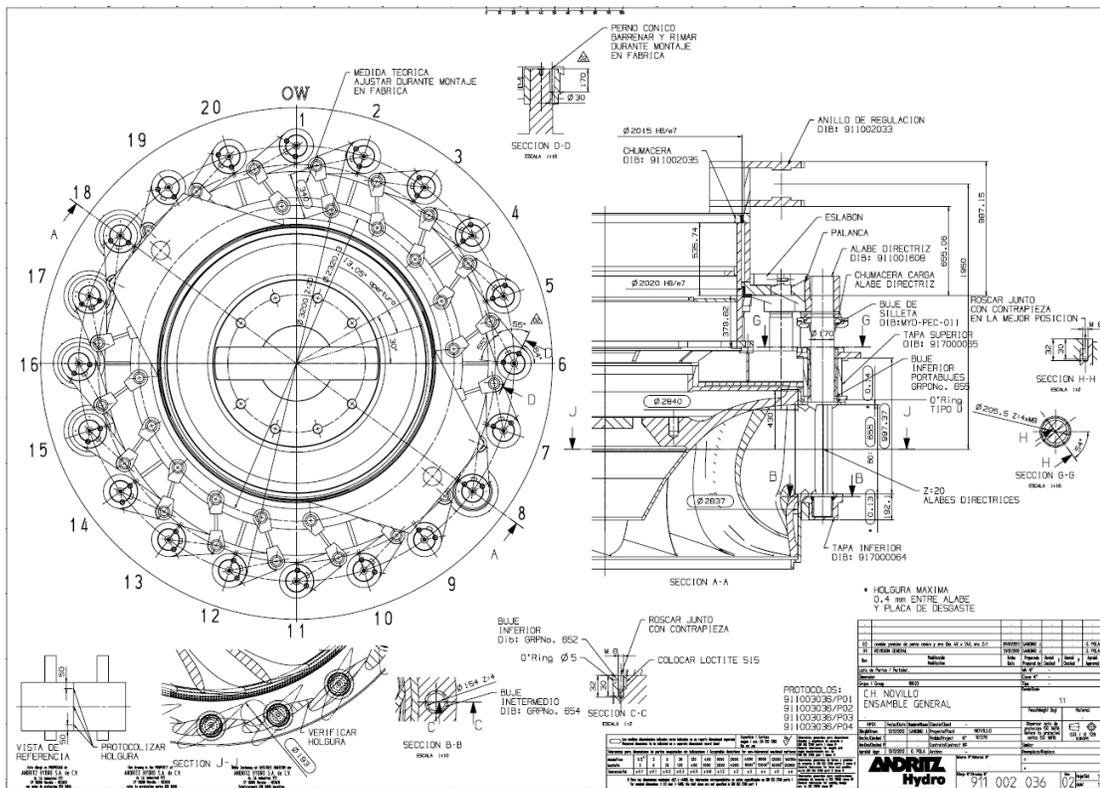


Figura 5.1. Ingeniería de detalle para ensamble final de las turbinas unidades 1 y 2 C.H. El Novillo (CFE- Andritz Hydro).

Las figuras 5.2. a la 5.12. se muestra el proceso de los trabajos del pre-montaje en fábrica.

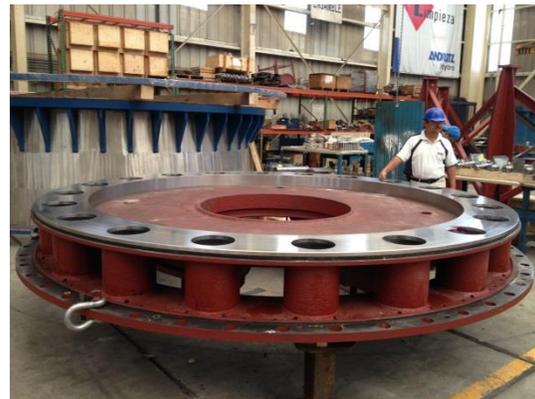
Posteriormente a estos trabajos se realiza el proyecto para el montaje y puesta en servicio de las unidades, requiriendo por lo regular de 3 a 6 meses, dependiendo de las condiciones de la turbina, equipos de maniobra con los que se cuentan, imprevistos y la experiencia del personal técnico para realizar estos trabajos.



Figuras 5.2. y 5.3. Preparación de cojinetes de álabes.



Figuras 5.4. y 5.5. Verificación y ajuste anillo de regulación y sus cojinetes.



Figuras 5.6. y 5.7. Verificación y ajuste de anillos fijos de turbina.



Figuras 5.8. y 5.9. Proceso de ajuste de álabes



Figuras 5.10. y 5.11. Trabajos de ajuste de cierre hermético de distribuidor.



Figura 5.12. Conjunto de turbina con ajustes finales y lista para su envío a planta.

Una vez que se realizan los trabajos de pre-montaje en fábrica, se envían los componentes a la central para su posterior montaje en el foso de turbina.

Para el montaje de la turbina se deben verificar previamente el acoplamiento con la flecha, dimensiones de partes fijas para la instalación de los anillos, verificación de la nivelación del soporte del anillo inferior en antedistribuidor (que es el punto de partida del montaje), verificación de alineación y paralelismo entre escudo inferior y superior de turbina.

Para evitar cualquier problema en el montaje de la turbina, además por cuestiones de garantía, es conveniente que la supervisión de estos trabajos en planta sea realizada por personal de la central y por parte del fabricante.

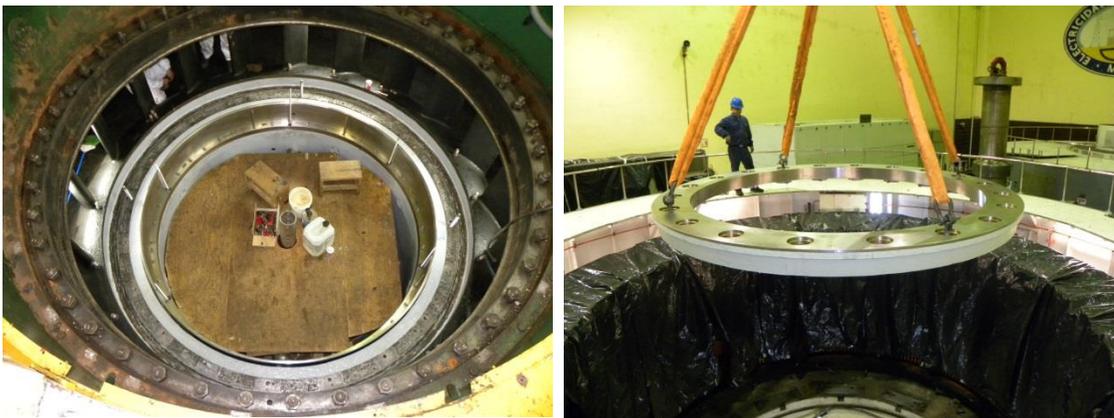
Los trabajos de montaje de la turbina incluyen lo siguiente:

- Verificación de nivelación y circularidad de anillo de garganta.
- Montaje, verificación de nivelación y circularidad de base de anillo de desgaste inferior (verificar el diámetro cumpla con las medidas del rodete considerando su holgura correspondiente y tolerancias).
- Montaje y alineación de escudo o placa de desgaste inferior.
- Montaje de cojinetes inferiores de álabes.
- Montaje previo de tapa de turbina con escudo superior, para verificar paralelismo entre placas y centrado.
- Desmontaje de tapa de turbina.
- Acoplamiento rodete con eje de turbina.
- Montaje, centrado y nivelado de rodete con flecha en foso de turbina.
- Montaje de álabes, previa verificación y ajuste de sellos inferiores.
- Montaje definitivo de tapa de turbina.
- Montaje y ajuste de cojinetes y sellos superiores de álabes.
- Montaje de bielas de mecanismo de regulación.
- Armado de sello de turbina
- Montaje de chumacera guía turbina.
- Montaje de anillo de regulación
- Armado de mecanismos de regulación de turbina.
- Alineación de eje de turbina, montaje soporte cojinete de carga.
- Montaje eje generador y armado de cojinete de carga.
- Run-out para verificar que no se presenten rozamientos con partes fijas y montaje de generador eléctrico.

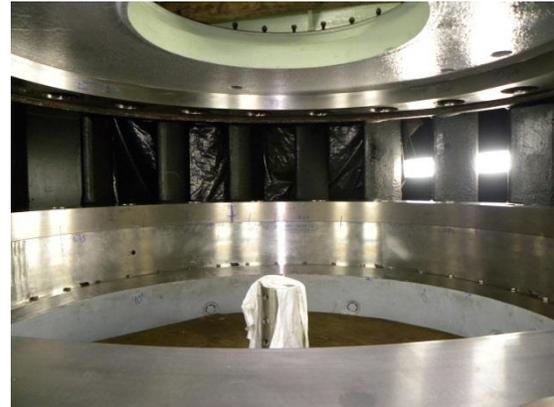
En las figuras 5.13. a la 5.46 se muestra la secuencia de montaje de la unidad.



Figuras 5.13. y 5.14. Verificación anillo de garganta y montaje anillo inferior.



Figuras 5.15. y 5.16. Montaje escudo inferior.



Figuras 5.17. y 5.18. Verificación alineación y paralelismo de escudos.



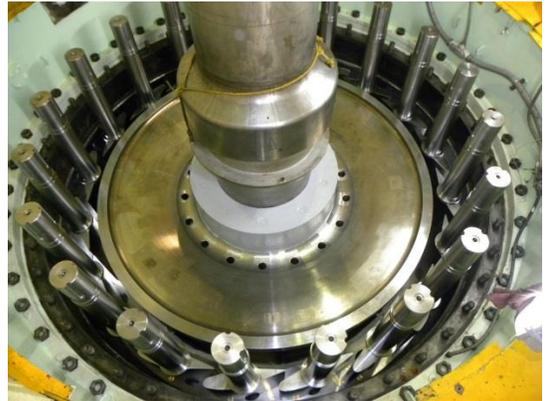
Figuras 5.19. y 5.20. Acoplamiento rodete con eje de turbina.



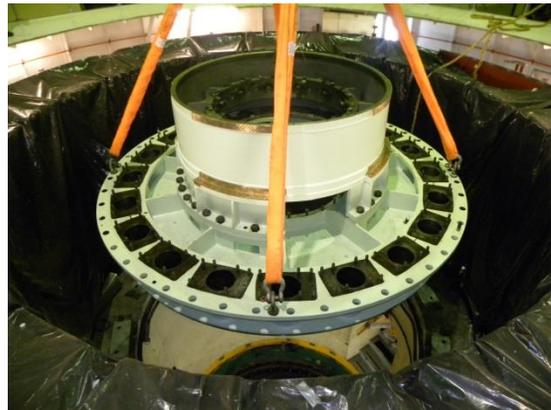
Figuras 5.21. y 5.22. Montaje rodete y eje de turbina.



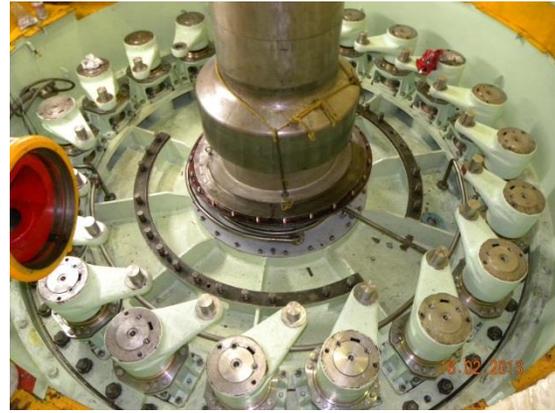
Figuras 5.23. y 5.24. Nivelación de rodete.



Figuras 5.25. y 5.26. Montaje álabes de distribuidor turbina.



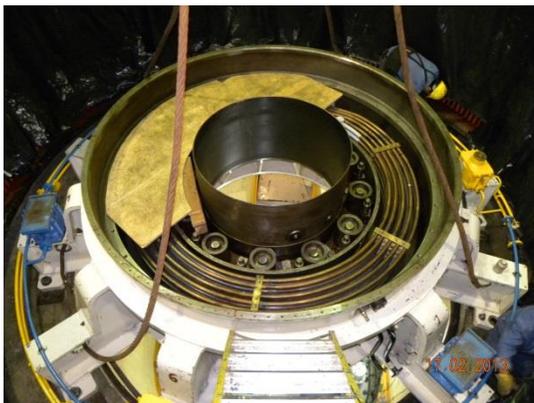
Figuras 5.27. y 5.28. Montaje tapa de turbina.



Figuras 5.29. y 5.30. Armado componentes del distribuidor.



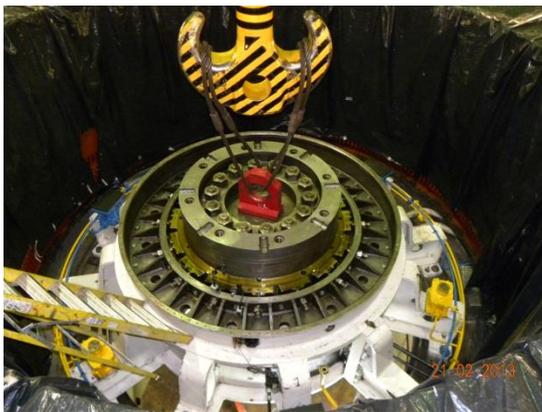
Figuras 5.31. y 5.32. Armado sello y chumacera turbina.



Figuras 5.33. y 5.34. Montaje soporte cojinete de empuje.



Figuras 5.35. y 5.36. Montaje eje de generador.



Figuras 5.37. y 5.38. Armado cojinete de empuje o carga.



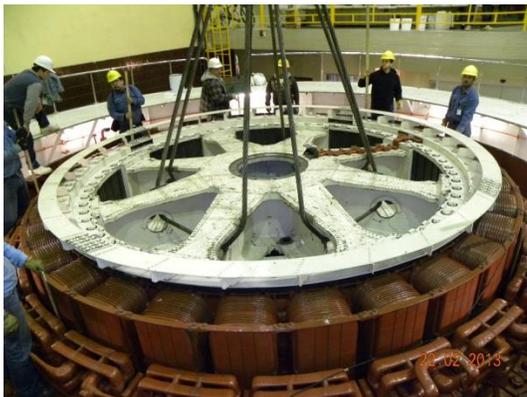
Figuras 5.39. y 5.40. Pruebas de run-out.



Figuras 5.41. y 5.42. Estator y rotor de generador.



Figuras 5.43. y 5.44. Montaje rotor de generador.



Figuras 5.45. y 5.46. Rotor de generador eléctrico montado.

6. PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO DE UNIDAD EN PUESTA EN SERVICIO.

6.1 Resultados de comportamiento de unidad en puesta en servicio.

Es importante contar con un protocolo de verificación de los sistemas antes de las pruebas de puesta en servicio de la unidad, para su arranque confiable como se indica en la tabla anexa.

Tabla 6.1. (Comisión Federal de Electricidad)

No.	DESCRIPCIÓN	SI	NO	NO APLICA
SISTEMA DE REGULACIÓN				
1	PRUEBAS DE BOMBAS Y COMPRESORES DE REGULACIÓN.			
2	PRUEBAS VÁLVULAS DE CONTROL.			
3	PRESURIZAR Y PURGAR SISTEMA DE REGULACIÓN.			
4	VERIFICAR NIVELES EN TANQUES, NO PRESENCIA DE FUGAS EN TODO EL SISTEMA.			
5	AJUSTE A 0 DEL DISTRIBUIDOR.			
6	PRUEBAS DE APERTURA Y CIERRE EN SECO, Y TOMA DE TIEMPOS.			
7	PRUEBAS EN SECO VÁLVULA SOBREVOLUCIDAD.			
8	VERIFICAR APERTURA Y CIERRE DE ASPAS (TURBINA KAPLAN).			
9	VERIFICAR APERTURA Y CIERRE VÁLVULA BY-PASS Y VÁLVULA MARIPOSA.			
TURBINA				
1	NORMALIZAR SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.			
2	VERIFICAR NIVELES CHUMACERA GUÍA TURBINA.			
3	VERIFICAR CIERRE DE REGISTROS Y SIN FUGAS.			
4	SIN OBJETOS EXTRAÑOS EN DISTRIBUIDOR Y FOSO TURBINA.			
5	VERIFICAR NO PRESENCIA DE FUGAS EN TAPA TURBINA.			
6	VERIFICAR FUGAS EN SELLO DE TURBINA.			
7	PRUEBAS SISTEMA ACHIQUE DE TAPA DE TURBINA.			
8	PASARELAS Y GUARDAS BIEN INSTALADAS.			
9	SIN FUGAS DE ACEITE EN SISTEMA PROTECCIÓN POR SOBREVOLUCIDAD.			
GENERADOR				
1	NORMALIZAR SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.			
2	IZAJE DE MASA ROTATIVA.			
3	VERIFICAR GATOS DE IZAJE.			
4	VERIFICAR NIVELES CHUMACERA DE CARGA.			
5	VERIFICAR PRESIÓN DE ACEITE DE INYECCIÓN EN CHUMACERA DE CARGA.			
6	VERIFICAR NIVELES CHUMACERA GUÍA SUPERIOR.			
7	VERIFICAR NIVELES CHUMACERA GUÍA INFERIOR.			
8	VERIFICAR QUE ESTÉN BIEN COLOCADAS TAPAS.			
9	SIN FUGAS EN FOSO DE GENERADOR.			
10	SIN PRESENCIA OBJETOS EXTRAÑOS EN FOSO DE GENERADOR.			
ARRANQUE DE UNIDAD				
1	PRIMER RODADO EN MANUAL PARA VERIFICAR RUIDOS (25, 50 Y 100% RPM).			
2	PRIMER RODADO DESDE WINCC.			
3	PRUEBA DE SECUENCIA EN AUTOMÁTICO (ARRANQUE EN VACÍO).			
4	VERIFICACIÓN DE TODOS LOS SISTEMAS CON MÁQUINA RODANDO (PRESIONES, NIVELES, FLUJOS).			
5	PRUEBA DE SECUENCIA EN AUTOMÁTICO (MODO GENERADOR).			
6	PRUEBA DE SECUENCIA EN AUTOMÁTICO (ARRANQUE NEGRO).			
7	PRUEBA DE SECUENCIA EN AUTOMÁTICO (PARO NORMAL).			
8	PRUEBA DE SECUENCIA EN AUTOMÁTICO (PARO DE EMERGENCIA).			
9	PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO.			

El criterio de evaluación del comportamiento de una unidad en puesta en servicio posterior a una modernización, está definido por las especificaciones acordadas previamente por la parte operativa y por el fabricante.

En el caso de los parámetros de operación de las variables de la unidad (temperaturas, niveles, presiones y flujos), se deben respetar los valores operativos previos a la modernización, siendo solamente aceptables las variaciones que determinen un rendimiento superior al anterior, como es el caso de la reducción de temperaturas en cojinetes por un mejor desempeño de la unidad, siempre y cuando estas permitan la viscosidad requerida para el efecto hidro-dinámico de lubricación (la temperatura operativa ideal para un aceite de lubricante de turbina ISO 46 o 68 es 40-45°C, ya que es la referencia nominal para especificar su viscosidad).

Además de los parámetros mencionados, para el caso del proyecto de modernización de una turbina hidráulica, se debe considerar la evaluación del comportamiento dinámico de acuerdo a la norma ISO 7919-5.

Es importante que las pruebas de evaluación operativa de la unidad sean con las capacidades nominales de diseño, y nunca con una sobre carga que pueda ocasionar daños importantes en el equipo. Las pruebas de puesta en servicio fueron referenciadas de acuerdo a las potencias definidas en el diseño de la nueva turbina, siempre y cuando garantizando la seguridad operativa del generador eléctrico, ya que este componente es el original desde la puesta en servicio de la central, con sus respectivas limitaciones.

Para el caso de este estudio, la potencia máxima de prueba de la unidad fue de 48.61 MW (registrada en las terminales del generador eléctrico, ver figura 6.1.), ya que en estas condiciones se registró la temperatura máxima de operación segura en el devanado del estator del generador, de acuerdo a sus condiciones actuales por los años en servicio, con lo que garantizamos su integridad.

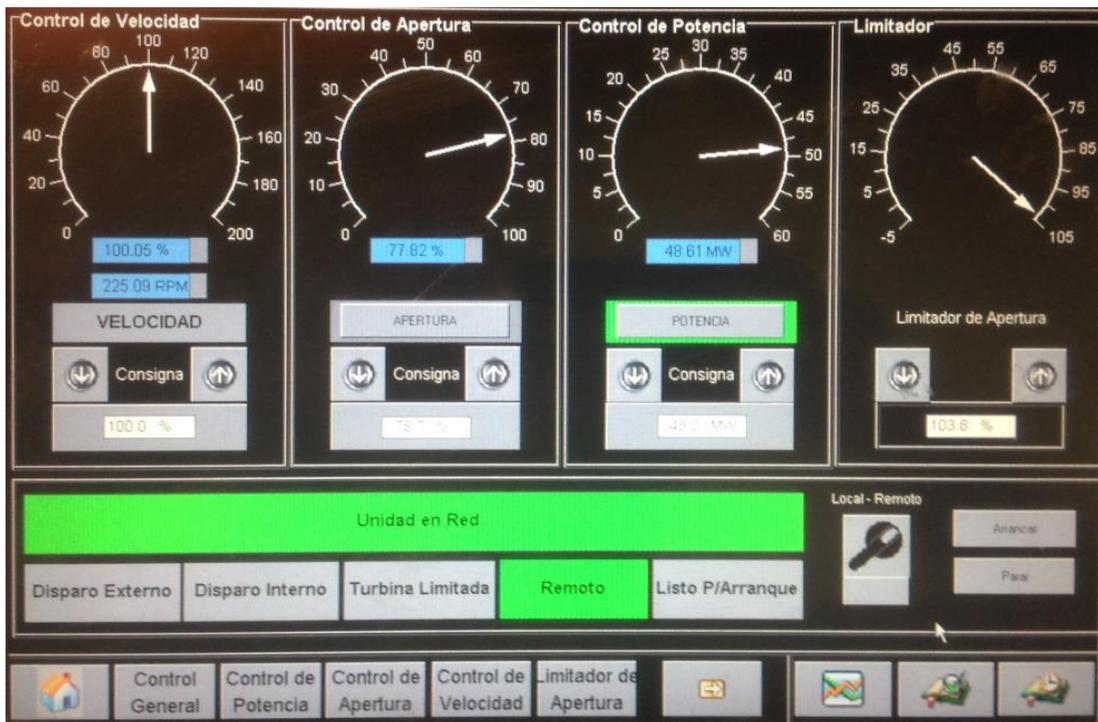


Figura 6.1. Potencia máxima registrada en pruebas de unidad 2.

Esta es la potencia máxima histórica registrada en esas unidades generadoras, con lo que de entrada tenemos una buena referencia del comportamiento operativo posterior a la modernización de la turbina.

Tabla 6.2. Resultados de comportamiento operativo.

VARIABLES CRÍTICAS	UNIDAD	RANGO DE OPERACIÓN DE DISEÑO	ANTES DE MANTENIMIENTO	DESPUÉS DE MANTENIMIENTO
			VALOR	VALOR
			FECHA: 03/Oct/12	FECHA: 01/Mar/13
1.- TEMPERATURA DE METAL EN CHUMACERA GUIA TURBINA	°C	40-65	44	41
2.- FLUJO DE ACEITE EN CHUMACERA GUÍA TURBINA	Lts/min	--	N/A	N/A
3.- TEMPERATURA DE ACEITE EN CHUMACERA TURBINA	°C	40-60	37.9	34.8
4.- TEMPERATURA DE METAL EN CHUMACERA GUÍA INFERIOR GENERADOR	°C	40-65	52.1	50
5.- TEMPERATURA METAL EN CHUMACERA DE CARGA	°C	40-65	54.9	44
6.- TEMPERATURA DEVANADO DE GENERADOR	°C	90-105	103	89.9
7.- POTENCIA ACTIVA	MW	45	43	44.74
8.- POTENCIA REACTIVA	MVAR	-20 a 20	2.9	-0.40
9.- TEMPERATURA DE ACEITE EN CHUMACERA GUIA SUPERIOR GENERADOR	°C	---	N/A	N/A
10.- TEMPERATURA DE ACEITE CHUMACERA DE CARGA	°C	40-60	52	50

Esto demuestra buenos resultados del desempeño de la unidad después de la modernización de la turbina.

Para evaluar el comportamiento dinámico de la unidad se realizaron mediciones de desplazamiento relativo en el eje, de acuerdo lo indicado en la norma ISO 7919-5 “Mechanical vibration of non-reciprocating machines- Measurements on rotating shaft and evaluation criteria”, Part 5 “Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants”.

Estas mediciones se hicieron en el eje del generador (en la parte inferior del cojinete de carga o empuje), y en el eje de la turbina (parte superior del cojinete guía turbina), de acuerdo como se muestra en figuras 6.2. y 6.3.



Figuras 6.2. y 6.3. Colocación de instrumentación en ejes de generador y turbina para pruebas de comportamiento dinámico.



Figuras 6.4. y 6.5. Desarrollo de pruebas de comportamiento dinámico.

El comportamiento dinámico de la unidad cumple satisfactoriamente con los estándares para turbinas hidráulicas tipo Francis de eje vertical de acuerdo a la norma ISO-7919-5 (ver figura 6.6.), con lo que se garantiza su operación en todo su régimen. Esto es resultado de un adecuado montaje de la unidad generadora, aunado que no se presentaron problemas de desbalance.

Tabla 6.3. Criterios de Norma ISO-7919-5

Norma	Desplazamiento en eje en μm_{PP}		
	Aceptable	No satisfactorio	No operar
ISO 7919-5	160	260	530

Tabla 6.4. Protocolo de mediciones de vibraciones en cojinete de generador
(Mediciones relativas en micras pico-pico μ_{p-p})

CENTRAL HIDROELECTRICA PDTE.PLUTARCO ELIAS CALLES										
EQUIPO CSI 2130										
UNIDAD	2									
			DEPARTAMENTO: <u>MECANICO</u>				NIVEL DE EMBALSE: 280.25			
CARGA MW	FECHA DD/MM/AA	HRS	CHUM. GEN		CHUM. GEN		VOLTAJE		PORCENTAJE DE APERTURA DE ALABES	
			AGUAS ARRIBA	ang fase	LADO TALLER	ang. fase	Mvars	volt maq.		
Vacio	28/02/2013	16:35	93.2	190	46.91	275			8.5	
Excitada	28/02/2013	19:15	61.99	201	31.45	282	*	13.7	10.1	
sincronizada										
10MW	01/03/2013	00:17	109.35	190	53.43	278	-1.99	14.47	29.68	
20MW	01/03/2013	00:23	97.52	191	47.05	280	-2.45	14.47	42	
30MW	01/03/2013	00:52	94.38	187	46.38	278	-2.81	14.47	58.74	
40MW										
45MW	01/03/2013	00:38	94.28	185	44.52	275	-2.2	14:47	77.2	
COND	01/03/2013	00:00	145.6	204	60	282	*	*	*	
NOTA: Equipo CSI 2130										
unidades de medicion : Micras			*Datos no proporcionados por el operador							

Tabla 6.5. Protocolo de mediciones de vibraciones en cojinete guía turbina
(Mediciones relativas en micras pico-pico μ_{p-p})

CENTRAL HIDROELECTRICA PDTE.PLUTARCO ELIAS CALLES									
EQUIPO CSI 2130									
UNIDAD	2		DEPARTAMENTO: <u>MECANICO</u>				NIVEL DE EMBALSE: 280.25		
CARGA MW	FECHA DD/MM/AA	HRS	CHUM. TURB		CHUM. TURB		VOLTAJE		PORCENTAJE DE APERTURA DE ALABES
			AGUAS ARRIBA	ang fase	LADO TALLER	ang. fase	Mvars	volt maq.	
Vacio	28/02/2013	16:35	78.99	247	48.93	339			8.5
Excitada	28/02/2013	19:15	92.51	250	56.68	343	*	13.7	10.1
sincronizada									
10MW	01/03/2013	00:17	85.84	253	48.31	346	-1.99	14.47	29.68
20MW	01/03/2013	00:23	87.93	250	50.69	341	-2.45	14.47	42
30MW	01/03/2013	00:52	86.48	255	49.98	346	-2.81	14.47	58.74
40MW									
45MW	01/03/2013	00:38	81.71	257	50.96	349	-2.2	14:47	77.2
COND	28/02/2013	11:49	71.83	261	40	354	*	*	*
NOTA: Equipo CSI 2130									
unidades de medicion : Micras			*Datos no proporcionados por el operador						

7. EVALUACIÓN DE PROYECTO DE MODERNIZACIÓN DE TURBINAS

7.1 Evaluación de rendimiento de nueva turbina.

La evaluación del rendimiento de la nueva turbina determina el éxito del proyecto, el cual debe ser compartido tanto como por la parte operativa que desarrolló las especificaciones del proyecto, como por el fabricante.

El resultado de la evaluación del rendimiento de la nueva turbina también determina la penalización hacia el fabricante cuando no se cumple con los valores garantizados de potencia y eficiencia, de acuerdo a lo establecido en el cálculo de las deducciones por concepto de disminución de eficiencia y potencia (sección 2.4.).

Para evaluar el rendimiento de la turbina se toma como base la norma IEC 60041: International Standard: Field Acceptance Tests to Determine the Hydraulic Performance of Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines.

Como se comentó anteriormente, el rendimiento de la turbina está en función del flujo de agua, la caída aprovechable y la potencia que se transmite en su eje. Las variables de la caída y la potencia se pueden obtener de manera relativamente sencilla de acuerdo a la norma, pero lo complicado es determinar el caudal, para lo cual se debe obtener la velocidad del agua de acuerdo a los métodos indicados en la norma IEC 41. Para la evaluación de las turbinas de la Central El novillo se utilizó el método directo presión-tiempo o método Gibson.

Para este método se mide la presión diferencial en dos secciones de la tubería de presión durante un cierre rápido del distribuidor de la turbina, provocando un golpe de ariete. Esto se realiza bajo diferentes cargas, calculándose en cada caso la caída neta.

Es importante tener segura la calibración de los instrumentos utilizados en estas pruebas.

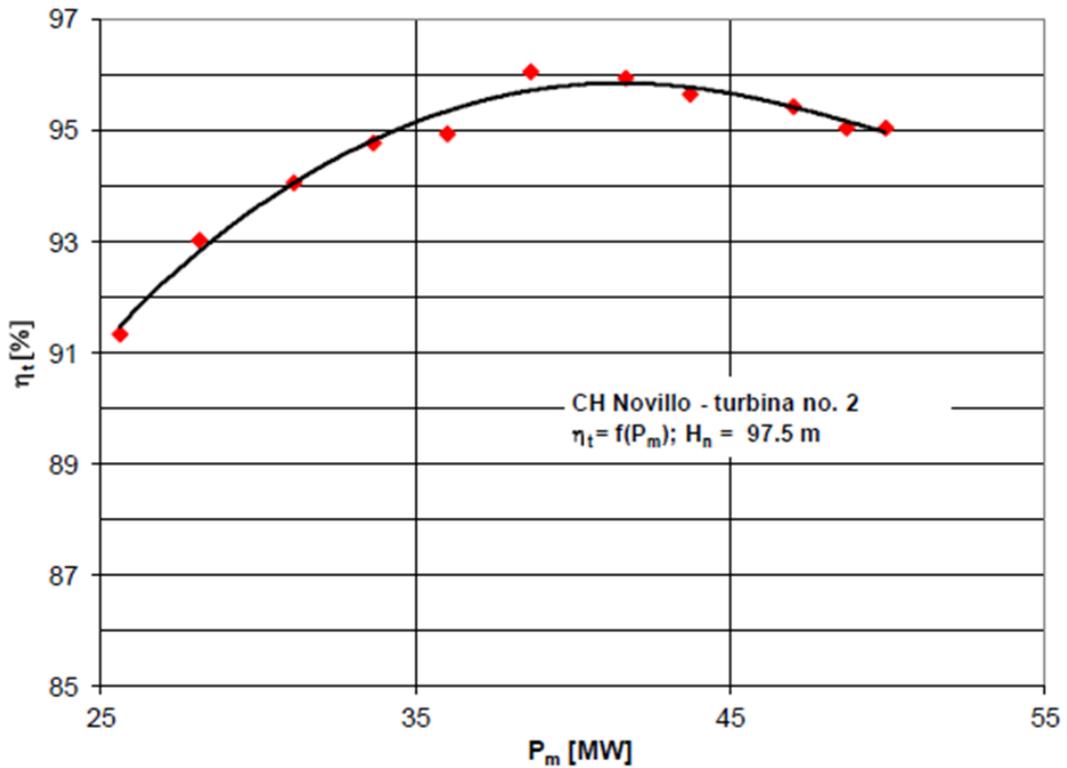
La máxima eficiencia medida es de 96.07 para una potencia de 38 MW, una caída neta de 97.5 m y un caudal de 42.09 m³/s.

Tabla 7.1. Resultados de pruebas de eficiencia (Informe final No. 01-2014/DM/CIICAp)

$\rho = 998.6 \text{ kg/m}^3$ $g = 9.7919$ $z_{\text{opera}} = 189.2 \text{ m}$ $A_{\text{opra}} = 9.495 \text{ m}^2$ $A_{\text{obst}} = 32.2 \text{ m}^2$

file	Zu	Zs	Y	P _s	D _{o-ori}	lex	U _{ax}	ΔP _{w1}	f	η _s	P _{axial}	P _{torso}	P _m	Q _{gts}	Q _i	Q _o	Q _{cool}	Q _{turbine}	H _b	H _n	η _p	η _t	H _{brn}	H _{un}	Q _{rn}	Q _{trn}	P _{mm}	P _{ern}	P _{rrno}	Q _{red}	P _{red}	Q _{red}	
-	m	m	%	MW	kPa	A	V	KPa	Hz	%	MW	MW	MW	m ³ /s	m	m	%	%															
p25MW	285.19	187.13	47.19	24.64	933.03			10.28	59.97	96.89	0.18	0.10	25.71	28.35	0.998	29.35	0.000	29.35	98.063	97.93	87.42	91.34	98.16	98.03	29.37	29.37	25.75	24.68	25.57	29.30	24.63	29.35	
p27.5MW	285.19	187.19	50.31	27.15	932.54			12.09	60.01	97.10	0.18	0.10	28.24	30.66	0.998	31.66	0.000	31.66	98.003	97.89	89.34	93.04	97.97	97.86	31.66	31.66	28.22	27.13	28.10	31.61	27.17	31.67	
p30MW	285.19	187.17	53.95	30.10	930.75			14.30	60.05	97.30	0.18	0.10	31.22	33.65	0.998	34.65	0.000	34.65	98.018	97.82	90.53	94.07	97.85	97.66	34.62	34.62	31.14	30.03	31.10	34.60	30.12	34.65	
p32.5MW	285.19	187.19	56.38	32.59	929.58			16.01	59.93	97.42	0.18	0.10	33.73	36.17	0.998	37.17	0.000	37.17	97.998	97.78	91.37	94.79	98.23	98.00	37.21	37.21	33.85	32.70	33.63	37.13	32.61	37.18	
p35MW	285.19	187.20	59.68	34.86	927.67			18.30	59.97	97.51	0.18	0.10	36.03	38.68	0.998	39.68	0.000	39.68	97.987	97.67	91.57	94.95	98.08	97.76	39.70	39.70	36.09	34.91	35.98	39.66	34.90	39.69	
p37.5MW	285.19	187.23	62.79	37.35	924.60			20.77	59.92	97.60	0.18	0.10	38.55	41.08	0.998	42.08	0.000	42.08	97.965	97.43	92.58	96.07	98.23	97.69	42.11	42.11	38.70	37.50	38.63	42.09	37.40	42.07	
p40MW	285.19	187.27	66.34	40.24	922.18			23.50	59.94	97.70	0.18	0.10	41.47	44.37	0.998	45.37	0.000	45.37	97.919	97.28	92.50	95.95	98.11	97.48	45.41	45.41	41.59	40.36	41.66	45.44	40.32	45.40	
p42.5MW	285.19	187.28	69.02	42.20	920.30			25.46	60.02	97.75	0.18	0.10	43.45	46.73	0.998	47.73	0.000	47.73	97.914	97.20	92.23	95.67	97.85	97.13	47.71	47.71	43.41	42.16	43.71	47.82	42.29	47.76	
p45MW	285.18	187.31	73.52	45.45	919.07			29.77	59.95	97.84	0.18	0.10	46.74	50.44	0.998	51.44	0.000	51.44	97.868	97.22	92.21	95.44	98.03	97.38	51.48	51.48	46.85	45.57	46.99	51.53	45.58	51.49	
p47.5MW	285.18	187.33	76.47	47.02	916.94			32.31	59.95	97.88	0.18	0.10	48.32	52.47	0.998	53.47	0.000	53.47	97.846	97.09	91.78	95.06	98.01	97.25	53.51	53.51	48.44	47.14	48.68	53.60	47.17	53.52	
p49MW	285.18	187.35	78.30	48.10	914.61			33.90	59.95	97.90	0.18	0.10	49.41	53.78	0.998	54.78	0.000	54.78	97.833	96.91	91.68	95.06	98.00	97.07	54.82	54.82	49.54	48.22	49.92	54.97	48.26	54.84	

Gráfica de resultados potencia mecánica vs eficiencia



Estos resultados demuestran un rendimiento muy superior al del diseño original de la turbina, superando las expectativas y alcanzando valores de eficiencia como si se tratara de un proyecto de una turbina completamente nueva, cuando solo se trató del reemplazo del rodete, álabes del distribuidor, anillos de turbina y sellos.

Esto demuestra que solo el rediseño del perfil hidráulico del rodete de la turbina fue la parte clave para esta gran mejora en el rendimiento de la misma.

7.2 Evaluación económica del proyecto.

Para determinar las ganancias del proyecto de modernización de turbinas, se analizan los registros de generación neta y agua turbinada a partir del 2011.

Se considera la inversión inicial y total del proyecto en el año 2012, que fue cuando se realiza la inversión para los componentes nuevos de la turbina, además que se realizaron la mayoría de los trabajos de modernización en el caso de la unidad 2.

El costo de los rodetes de nuevo diseño asciende a \$887,250 USD cada uno, más \$583,330 USD de los otros componentes de la turbina (incluyendo mano de obra de montaje y puesta en servicio), lo cual nos da un costo total del proyecto de \$1,470,550 USD (se considera el tipo de cambio de febrero del 2012).

Como datos de referencia, por unidad consideramos el factor de planta histórico del 42%, así como la generación neta de 140 GWh.

De acuerdo a valores reales de generación neta, ganancias por venta de energía y factor de planta de los años 2012 al 2018 en la unidad 2, se observa un incremento considerable a partir del año 2014, gracias al proyecto de modernización de la turbina. Debemos de tomar en cuenta que en el año 2012 se tuvieron 3 meses de indisponibilidad, que fueron los necesarios para realizar los trabajos de modernización de la turbina, y 2 meses en el año 2013, lo cual repercute en el factor de planta, y por lo tanto en la generación neta.

Como se muestra en la tabla de evaluación económica del proyecto, la recuperación de la inversión se realiza en menos de año y medio, esto debido que además de eficientar el recurso hidráulico, las unidades de generación hidroeléctrica tienen costos muy bajos de operación y mantenimiento.

A partir del año 2014 se tiene un incremento de producción de energía respecto a la media histórica por unidad de 43.76 GWh adicionales por año. De lo cual podríamos pronosticar en el futuro una producción media anual de 180 GWh.

Para este caso no se evalúan las ganancias económicas adicionales a partir del año 2019, por la volatilidad del costo de la energía en los nodos de conexión (en marzo 2019 se tiene un costo promedio de \$1,532.72/MWh en el nodo de Hermosillo V), debido a los recientes cambios en la estructura energética de México, solo se determina el incremento de generación.

Tabla 7.2. Evaluación económica proyecto modernización turbina unidad 2.

EVALUACIÓN ECONÓMICA MODERNIZACIÓN TURBINA UNIDAD 2 C.H. EL NOVILLO												
AÑO	FACTOR DE PLANTA (%)		GENERACIÓN (kWh)		DIFERENCIA DE ENERGÍA PRODUCIDA EN kWh RESPECTO A LA GENERACIÓN MEDIA HISTÓRICA POR UNIDAD (140 GWh)	INGRESOS BRUTOS POR VENTA DE ENERGÍA (Miles de pesos)		COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO (Miles de pesos, obtenidos de datos reales de R/3)	COSTOS DE AGUA (Miles de pesos)	FLUJOS EFECTIVO		
	REAL	ESTIMADO CON PROYECTO	REAL	ESTIMADO CON PROYECTO		REAL	ESTIMADO CON PROYECTO			INVERSIÓN (Miles de pesos)	INGRESOS NETOS (Miles de pesos)	DIFERENCIA (Miles de pesos)
2011	29.98	-	116,756,509	-	-25,243,491	\$133,600.97	-	\$2,798.72	\$2,691.07	\$0.00	\$128,111.18	\$0.00
2012	3.94	-	14,976,260	-	-127,023,740	\$17,136.89	-	\$2,146.11	\$947.60	\$20,294.00	-\$5,650.83	-\$25,944.83
2013	34.22	-	134,582,537	-	-7,417,463	\$153,998.76	-	\$2,270.91	\$3,071.83	\$0.00	\$148,656.02	\$122,711.19
2014	48.61	-	189,706,253	-	47,706,253	\$217,075.17	-	\$2,270.91	\$4,154.57	\$0.00	\$210,649.69	\$210,649.69
2015	52.82	-	206,885,913	-	64,885,913	\$236,733.34	-	\$2,270.91	\$4,619.21	\$0.00	\$229,843.23	\$229,843.23
2016	45.37	-	178,051,270	-	36,051,270	\$203,738.73	-	\$2,590.00	\$3,914.15	\$0.00	\$197,234.57	\$197,234.57
2017	41.36	-	176,932,588	-	34,932,588	\$202,458.65	-	\$2,511.62	\$2,751.30	\$0.00	\$197,195.72	\$197,195.72
2018	47.04	-	177,231,712	-	35,231,712	\$202,800.93	-	\$2,270.00	\$3,078.53	\$0.00	\$197,452.40	\$197,452.40
DATOS ESTIMADOS												
2019	-	39.05	196,395,173	-	54,395,173	-	\$224,729.10	\$250.00	\$3,133.89	\$0.00	\$221,345.22	\$221,345.22
2020	-	44.07	196,679,768	-	54,679,768	-	\$225,054.76	\$340.00	\$3,531.93	\$0.00	\$221,182.83	\$221,182.83
2021	-	45.48	203,435,933	-	61,435,933	-	\$232,785.63	\$800.00	\$3,597.66	\$0.00	\$228,387.98	\$228,387.98
2022	-	45.03	202,416,217	-	60,416,217	-	\$231,618.80	\$1,300.00	\$3,518.10	\$0.00	\$226,800.71	\$226,800.71
2023	-	43.92	198,526,625	-	56,526,625	-	\$227,168.06	\$750.00	\$3,360.79	\$0.00	\$223,057.27	\$223,057.27
2024	-	43.71	198,653,727	-	56,653,727	-	\$227,313.50	\$850.00	\$3,281.74	\$0.00	\$223,181.76	\$223,181.76
2025	-	44.04	198,976,377	-	56,976,377	-	\$227,682.70	\$850.00	\$3,357.52	\$0.00	\$223,475.18	\$223,475.18
2026	-	43.61	199,297,688	-	57,297,688	-	\$228,050.37	\$600.00	\$3,397.37	\$0.00	\$224,052.99	\$224,052.99
2027	-	44.26	199,712,334	-	57,712,334	-	\$228,524.83	\$1,500.00	\$3,435.02	\$0.00	\$223,589.82	\$223,589.82
2028	-	44.29	200,145,557	-	58,145,557	-	\$229,020.56	\$1,300.00	\$3,421.17	\$0.00	\$224,299.39	\$224,299.39

8. CONCLUSIONES

La modernización de una turbina hidráulica implica un análisis del régimen operativo de la unidad en un tiempo considerable, verificando los valores más frecuentes de flujos de agua, niveles y potencias.

No es recomendable para este análisis considerar el tiempo operativo desde puesta en servicio de la unidad, puesto que se pueden presentar variaciones importantes en las principales variables en toda su historia operativa, que den como resultado un mal cálculo del régimen esperado de la nueva turbina. Se considera adecuado tomar en cuenta los valores de operación de los últimos 5 a 10 años, para determinar un año característico para el cálculo de la eficiencia media pesada.

Los resultados de potencia y eficiencia de la nueva turbina en su puesta en servicio (eficiencia máxima del 96.07%, potencia máxima 49 MW), demuestran que el cálculo de eficiencia media pesada, así como la determinación de las especificaciones acordadas con el fabricante, fueron adecuados y determinantes para obtener un proyecto exitoso, aunado a las ganancias económicas por el incremento de generación con el mismo recurso disponible.

La figura 8.1. muestra la gráfica de colinas propuesta por el fabricante, misma que indica unos valores relativamente bajos de eficiencias propuestas para el nuevo proyecto, lo cual aparentemente no cumple con las especificaciones solicitadas, pero supera el rendimiento de la turbina original. Esto es en parte estrategia del fabricante para evitar las penalizaciones por incumplimiento de eficiencia.

Pero los resultados de las pruebas de eficiencia superaron por mucho la propuesta inicial, así como el diseño original de las turbinas, mostrando excelentes rendimientos en todos los rangos de potencia (figura 8.2.).

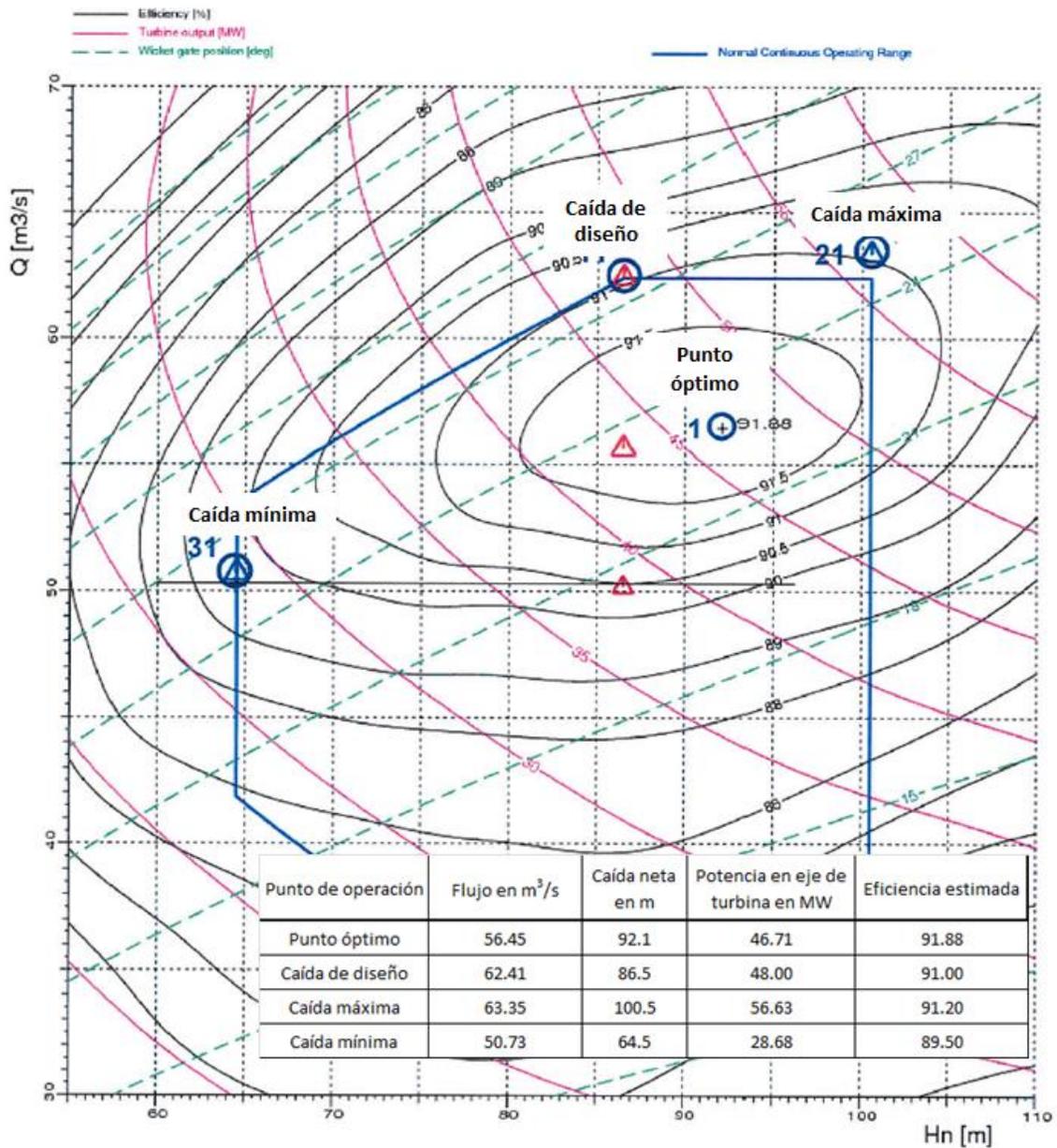


Figura 8.1. Gráficas de colinas propuesta por el fabricante (Andritz Hydro).

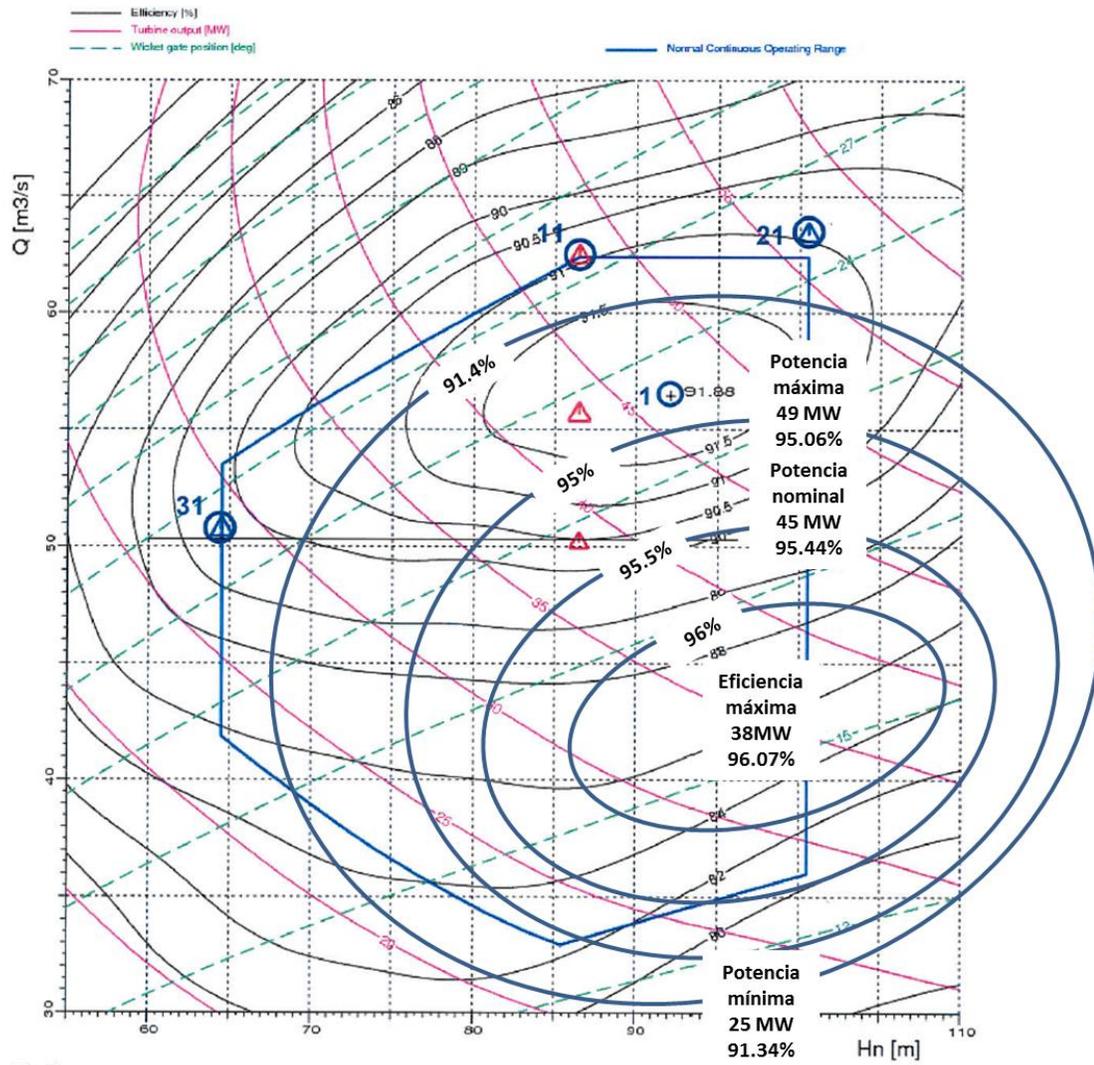


Figura 8.2. Representación gráficas de colinas resultantes de pruebas de eficiencia (CFE- Andritz Hydro).

RESULTADOS PRUEBA DE EFICIENCIA				
Punto de operación	Flujo en m ³ /s	Caída neta en m	Potencia en eje de turbina en MW	Eficiencia
Eficiencia máxima	42.06	97.43	37.50	96.07
Potencia mínima	29.35	97.93	25.00	91.34
Potencia nominal	51.44	97.22	45.00	95.44
Potencia máxima	54.78	96.91	49.00	95.06

Las condiciones actuales de nuestro planeta requieren de la conservación de los recursos naturales para frenar el cambio climático, por lo que se deben optimizar al máximo para la producción de la energía que requerimos para nuestra vida cotidiana.

El agua es uno de nuestros principales recursos renovables, está en el centro del desarrollo sostenible, utilizándose para producción de energía, mejorar el bienestar y salud de las poblaciones.

Por ese motivo, y para apoyar con su uso adecuado, es de gran importancia el mejoramiento de las unidades hidroeléctricas, que tienen produciendo energía para la humanidad desde hace varias décadas.

Al menos en México existen cientos de unidades de generación hidroeléctrica con más de 50 años en operación, con muy baja eficiencia de acuerdo a lo que podemos lograr con la tecnología actual, perdiéndose una gran oportunidad del incremento de la cuota de generación de energía limpia, por lo que los gobiernos y los inversionistas del sector privado deben considerar esa gran oportunidad, que también repercutirá en un beneficio económico.

“El agua está en el corazón de la adaptación al cambio climático, sirviendo de vínculo crucial entre el sistema climático, la sociedad humana y el medio ambiente. Una gota de agua es flexible, una gota de agua es de gran alcance, una gota de agua es el origen de la vida”.

Organización de las Naciones Unidas. Día Mundial del Agua, 22 de Marzo del 2015.

9. BIBLIOGRAFÍA

1. ASME Hydro Power Technical Committee (1996). *Hydropower Mechanical Design*. Editorial HCI Publications.
2. Arreguín Arredondo A. (2007). *Reporte de pruebas de eficiencia turbina unidad 1 C.H. El Novillo (LAPEM-Comisión Federal de Electricidad)*.
3. Mataix C. (Junio 2006). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Ed. Alfaomega 2ª Edición.
4. Piña A. R., Tejada A. A. (Julio 2010). *Informe K3322.- Pruebas de comportamiento de regulador de velocidad unidad 2 C.H. Pdte. Plutarco Elías Calles "El Novillo"*. LAPEM-Comisión Federal de Electricidad.
5. Brekke H. (2010). *Performance and safety of Hydraulic Turbines*. IOP Conference series: Earth and Environmental Science.
6. Muntean S., Gôde E., Baya A. (2016). *Scenarios for refurbishment of a hydropower plant equipped with Francis Turbines*. Renewable Energy and Environmental Sustainability.
7. Andritz Hydro (Diciembre 2010). *Reporte fabricación rodetes tipo Francis, unidades 1 y 2 C.H. El Novillo, Comisión Federal de Electricidad, contrato 700333628*. Archivo C.H. El Novillo.

8. Fernández J. M., Archila R. R., Hernández H.H. (2010). *Guía de Mantenimiento Mecánico*. Coordinación de Generación Hidroeléctrica, Comisión Federal de Electricidad.
9. Troyer D. y Fitch J. (2004). *Oil Analysys*. Noria S.A. de C.V.
10. Gresham R.M., Totten George E. (2009). *Lubrication and Maintenance of Industrial Machinery, Best Practices and Reliability*. Ed. Taylor & Francis Group.
11. Castro G. L.L., Urquiza B.G., Basurto P.M.A. (Abril 2014). *Informe final No. 01-2014/DM/CIICAp, Proyecto medición de gasto turbinado y cálculo de la eficiencia de una turbina hidráulica empleando los métodos de presión-tiempo y Winter-Kennedy*. UAEM-CIICAp.
12. Klimstra, J. (2015). *Power Supply Challenges-Desafíos del Suministro Eléctrico, Soluciones para la integración de fuentes renovables*. Ed. Wärtsilä Finland Oy.
13. Instituto Mexicano de Tecnología del Agua, IMTA (2017). *Bases para un Centro Mexicano en Innovación de Energía Hidroeléctrica. 1ª Parte: Infraestructura Hidroeléctrica Actual*.
14. Moreno R.M. (2017). *Aplicaciones industriales de energías renovables, Módulo 8: Aplicación de la energía en sistemas micro-hidráulicos, geotérmicos y del océano*. ITESM.
15. Gil, G.G. (2008). *Energías del siglo XXI, de las energías fósiles a las alternativas*. Ed. Mundi-Prensa Madrid.