



**UNIVERSIDAD MICHOACANA
DE SAN NICOLÁS DE
HIDALGO**



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DOCTORADO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS

*Valoración teórica del incremento en la eficiencia de turbinas de vapor
basados en la optimización geométrica de un escalonamiento*

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTOR EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA:

M. C. Miguel Angel Tamayo Soto

ASESORES:

Dr. Sergio Ricardo Galván González

Dr. Nicolás David Herrera Sandoval



Morelia, Michoacán. Agosto 2025

Dedicatoria

El trabajo lo dedico principalmente a mis padres que durante el trayecto de mis estudios de posgrado dejaron esta vida, mi madre María de Jesús Soto Valencia[†] y mi padre Miguel Tamayo Equihua[†] por el apoyo incondicional que me entregaron y por sus enseñanzas y sobre todo las bases morales que me inculcaron, sin ellos y su ejemplo no hubiera pensado en abrir esta etapa de superación profesional, siempre trabajando hacia adelante y con miras hacia la superación personal, un beso hasta el cielo para los dos.

De igual manera quisiera expresar mi gratitud a mi familia, mi esposa Liliana García, mis pequeñas hijas Dafne Tamayo y Aranza Tamayo, por el tiempo que dejé de dedicarles por cumplir ésta meta, que en momentos sentía no iba a poder alcanzar, además éste trabajo se dedica a todos los familiares que de una u otra manera me brindan el apoyo cada día, ojalá este trabajo sea una semilla para que alguno de los pequeños de la familia vea que el estudio y la dedicación valen la pena y no dejen de luchar por sus metas.

Agradecimientos

Se agradece a los miembros del equipo de investigación del Doctor Sergio Ricardo Galván, así como a los miembros de la academia y del núcleo académico básico de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo.

A los miembros de mi mesa revisora que siempre estuvieron pendientes del avance del trabajo y que cuando vieron me detenía me recordaban que era necesario continuar y avanzar al siguiente paso, gracias al Dr. Sergio Galván, Dr. Nicolás Herrera, Dr. Carlos Rubio, Dr. Crisanto Mendoza, y al Dr. Gildardo Solorio, sin su apoyo éste logro no estaría tan nutrido y no tendría la visión y las bases fundamentales para la investigación científica.

El agradecimiento se extiende al Consejo Nacional de Humanidades, Ciencia y Tecnología CONAHCYT por el apoyo económico brindado durante los cuatro años de posgrado.

Resumen

Introducción: El diseño de sellos laberínticos rectos para una turbina de vapor ha tenido pocos avances en cuanto a su geometría. Como sistema auxiliar, su forma actual provoca una importante pérdida de eficiencia en esta máquina. Por ende, este trabajo evalúa el uso de un proceso de optimización automática para definir un perfil de sello más adecuado que incremente la diferencia y relación presión en la primera etapa de una turbina de vapor instalada en un campo geotérmico en México. **Materiales y Métodos** Se acopla software multidisciplinario, controlado por PowerShell, para optimizar la forma del sello en respuesta al campo de flujo y presión proporcionado por un modelo CFD computacionalmente pequeño del primer paso del sello laberíntico. **Resultados y Discusión:** Al parametrizar la geometría del sello de vapor, el borde de ataque fue manipulado automáticamente con el algoritmo numérico, obteniendo un ángulo con tendencia hacia los 45° . Este nuevo borde de ataque disminuyó la presión de salida del sistema de sellado en un 1.2%, lo que, para un total de 5 etapas en la turbina con los mismos sellos, resultaría en una reducción de presión del 6%. **Conclusiones:** Se infiere que esta metodología práctica podría actualizar el diseño del sello durante las operaciones de repotenciación de la turbina.

Palabras clave: Sello Laberíntico; Turbina de Vapor; Optimización Numérica; Algoritmos Genéticos.

Abstract

Introduction: The design of straight labyrinth seals for a steam turbine, has had little progress concerning their geometry. As an auxiliary system, its current shape causes a significant loss of efficiency in this machine. **Materials and Methods:** Therefore, this study evaluates the application of an automatic optimization process to define a more suitable seal profile that increases the pressure ratio at the first stage of a steam turbine installed in a geothermal field in México. Multidisciplinary software, controlled by a PowerShell, were coupled to optimize the seal shape in response to the flow and pressure field given by a computationally cheap CFD model of the first step of the labyrinth steam turbine seal. **Results and Discussion:** By parameterizing the seal geometry, the leading edge was automatically manipulated with the numerical algorithm, obtaining an angle tendency towards 45° . This new leading edge decreased the outlet pressure of the seal system by 1.2% which, for a total of 5 stages in the turbine with the same seals, would result in a 6% pressure reduction. **Conclusions:** It is inferred that this practical methodology could easily update the seal design during the turbine re-powering operations.

Keywords: Labyrinth Seal; Steam Turbine; Numerical Optimization; Genetic Algorithms.

Índice General

1.- Introducción	1
1.1 El potencial geotérmico en México	4
1.2 El campo geotérmico de Los Hornos en México	5
1.3 Revisión del Estado del Arte	7
1.3.1 Uso de la Dinámica de Fluidos Computacional DFC	8
1.3.2 Optimización basada en Dinámica de Fluidos Computacional	9
1.3.3 Optimización aplicada a turbinas de vapor	10
1.4 Definición del problema	11
1.5 Propuesta	12
1.6 Motivación	13
1.7 Hipótesis	14
1.8 Objetivo	14
1.9 Contribución	15
1.10 Estructura del documento	16
2.- Marco Teórico	18
2.1 Definición de turbina de vapor	18
2.2 Invención y desarrollo de la turbina de vapor	19
2.3 Principio de funcionamiento de la turbina de vapor	21
2.4 Clasificación de las turbinas de vapor	24
2.4.1 Según la dirección del flujo del vapor en el interior de la turbina	24
2.4.1.1 Turbinas de vapor radiales	24
2.4.1.2 Turbinas de vapor axiales	25
2.4.1.2.1 Turbina axial de acción compresión constante en el rotor	26
2.4.1.2.2 Turbina axial de acción con entalpía constante en el rotor	26
2.4.1.2.3 Turbina axial de reacción	26
2.4.2 Según la presión del vapor y la manera en que ingresa a la turbina	26
2.4.2.1 Turbinas de baja presión	26
2.4.2.2 Turbinas de presión media	27

2.4.2.3 Turbinas de alta presi ¹ n	27
2.4.2.4 Turbinas de presi ¹ n ultra alta	27
2.4.2.5 Turbinas de presi ¹ n subcr ¹ tica.....	27
2.4.2.6 Turbinas de presi ¹ n supercr ¹ tica y ultrasupercr ¹ tica	27
2.4.2.7 Turbina de contrapresi ¹ n.....	28
2.4.2.8 Turbina de descarga atmosf ¹ rica.....	28
2.4.2.9 Turbina de condensaci ¹ n.....	29
2.4.2.10 Turbina de acci ¹ n	29
2.4.2.10.1 Turbina de impulso o acci ¹ n con escalonamiento tipo Curtis.	32
2.4.2.10.2 Turbina de impulso o acci ¹ n con escalonamiento tipo Rateau.	33
2.4.2.11 Turbina de reacci ¹ n.....	35
2.4.2.12 Turbinas centr ¹ petas	36
2.5 Componentes de la turbina de vapor	36
2.5.1 Rotor.....	38
2.5.2 Carcasa	38
2.5.3 Alabes.....	39
2.5.3.1 Alabes est ¹ ticos	39
2.5.3.2 Alabes rotativos.....	40
2.5.4 Toberas	41
2.5.5 Diafragmas	42
2.5.6 V ¹ lvula de regulaci ¹ n.....	43
2.5.7 Cojinetes de apoyo, de bancada o radiales	43
2.5.8 Cojinete de empuje o axial	44
2.5.9 Sellos de vapor	44
2.5.9.1 Juntas de estanqueidad	45
2.5.9.2 Sellos mec ¹ nicos	47
2.5.9.3 Sellos hidr ¹ ulicos	49
2.5.9.4 Sellos laber ¹ nticos	50
2.5.9.4.1 Curvas de Fanno.....	53
2.6 Aplicaciones e importancia de las turbinas de vapor	54
3.- Herramientas num¹ricas	56
3.1 Din ¹ mica de Fluidos Computacional (DFC).....	56
3.1.1 Esquemas de discretizaci ¹ n.....	58
3.1.2 Turbulencia.....	61
3.1.3 Capa l ¹ mite	64
3.2 Algoritmos de Optimizaci ¹ n	65

4.- Metodología	69
4.1 Descripción general	69
4.2 Modelo computacional y experimental	74
4.3 Función objetivo.....	83
5.- Resultados y análisis	85
5.1 Campo de velocidades.....	89
5.2 Presión estática.....	91
5.3 Líneas de flujo principales	93
6.- Conclusiones	95
6.1 Conclusiones	95
6.2 Limitaciones	96
6.3 Trabajo futuro.....	98
6.4 Implicaciones	99
6.5 Difusión.....	102
Bibliografía	103

Índice de figuras

1.1 Configuración típica de turbina de vapor para una central de generación eléctrica.....	1
1.2 Energía generada a nivel mundial por centrales con turbinas de vapor.	2
1.3 Generación mundial de electricidad en 2012 y 2040 (billones de kWh)..	3
1.4 Principales centrales geotérmicas en México.	4
2.1 Carl Gustav De Laval (1845 –1913).	19
2.2 Sir Charles Algernon Parsons (1854 –1931).	20
2.3 Charles Gordon Curtis (1860-1953).	20
2.4 Principio de funcionamiento de la turbina.	21
2.5 Diagrama de fuerzas para la ecuación de Euler.	22
2.6 Triángulos de velocidades para la ecuación de Euler	22
2.7 Turbina de contrapresión	28
2.8 Turbina de descarga atmosférica.....	28
2.9 Turbina de condensación con alta, media y baja presión.....	29
2.10 Turbina de vapor de Laval	30
2.11 Diagramas de velocidades a la entrada de una turbina simple.....	31
2.12 Turbina Curtis con dos escalonamientos de velocidad	32
2.13 Desarrollo cilíndrico de un escalonamiento de velocidad en una turbina de impulso	33
2.14 Desarrollo cilíndrico de un escalonamiento de presión en una turbina de impulso.	34
2.15 Turbina de alta presión tecnología de acción o impulso	35
2.16 Turbina de alta presión tecnología de reacción.....	35
2.17 Incidencia del vapor en las turbinas de impulso y reacción	36
2.18 Partes en una turbina de vapor.....	37
2.19 Rotores para turbina de vapor.....	38
2.20 Carcasa para turbina de vapor.....	39
2.21 Partes en un diafragma de turbina de vapor.....	40
2.22 Alabes para turbina de vapor.....	41
2.23 Carcasa para turbina de vapor donde se resalta en la parte superior la tobera.	41
2.24 Diafragmas para turbina de acción.....	42
2.25 Válvula de control para turbina de vapor.....	43
2.26 Cojinete radial para rotor de turbina.	43
2.27 Cojinete de empuje para rotor de turbina.....	44
2.28 Sellos tipo laberinto	45
2.29 Sistema de sellado a lo largo del flujo del vapor en una turbina.....	45

2.30 Sellos de vapor entre discos móviles del rotor de turbina.....	46
2.31 Sellos de vapor en los extremos del rotor, tambores axiales.....	46
2.32 Juntas de estanqueidad interiores.....	47
2.33 Sello mecánico con aro de goma.....	47
2.34 Sello con 3 aros de carbón tipo flotante.....	48
2.35 Caja de sellos de carbones para turbina	48
2.36 Sello mecánico interno tipo Perry's	49
2.37 Sello hidráulico tipo Gannio	49
2.38 Configuración en un sello laberíntico	50
2.39 Principio de sello laberíntico.....	50
2.40 Generación del sello laberíntico.....	51
2.41 Sección rectangular de un sello con las dimensiones de manufactura.....	51
2.42 Sellado de laberintos (Perry's) en turbin de vapor.....	52
2.43 Laminillas de sello desgastadas	52
2.44 Sistema de sellado en turbinas de vapor	53
2.45 Sellado de cojinetes de turbina de gas (Hunecke).....	53
2.46 Pasaje por filos y vanos.....	54
2.47 Pasaje por un peine y un vano.....	54
 3.1 Método de discretización del dominio computacional.....	60
3.2 Tratamiento de la capa límite. (Fluent).....	65
3.3 Intercambio de información del Algoritmo Evolutivo entre islas.....	67
 4.1 Secuencia de ejecución de los distintos programas utilizados para el proceso de optimización.....	70
4.2 Dominio de Interés del sistema de sello laberíntico escalonado en la etapa uno de la turbina de referencia..	71
4.3 Diagrama de flujo ejecutado por PowerShell para la optimización de la geometría del sello	72
4.4 Coordenadas x-y del borde de ataque del nuevo sello.	73
4.5 Evolución geométrica de la inclinación para el sello basada en la coordenada x.	74
4.6 Malla Multiblock para un sistema de sellado con sellos rectos..	75
4.7 Malla Multiblock para un sistema de sellado con sellos inclinados..	75
4.8 Comparación de la simulación de la trayectoria del flujo en un modelo físico a escala de sistemas de sellos rectos.	75
4.9 Modelo 3D del canal de vapor para representar el canal de flujo con los sellos de vapor.....	77
4.10 Impresión del modelo 3D del cana de vapor con el sistema de sellos..	78
4.11 Pieza de impresión 3D del canal de flujo de vapor.....	78

4.12 Modelo de impresión 3D con piezas deacrílico montadas para observar el flujo del humo trazador.	79
4.13 Montaje del banco de pruebas experimental.....	79
4.14 Comportamiento del humo trazador en su paso a través del sistema de sellos en el canal de flujo..	80
5.1 Proceso de optimización en el software Isight.....	85
5.2 Inclinación del sello a partir de la modificación de la coordenada x	86
5.3 Tendencia geométrica del sello optimizado.....	86
5.4 Comparación geométrica entre el sello original y el nuevo diseño obtenido mediante el proceso de optimización..	87
5.5 Corte transversal del sello curvo optimizado mostrado en 3D	87
5.6 Comportamiento de la presión de salida	88
5.7 Comportamiento de las variables de diseño en relación con la disminución de la presión de salida..	88
5.8 Comparación de la trayectoria del fluido dentro de las cavidades de la cámara del sello laberíntico.....	89
5.9 Primeros resultados de Fluent donde se observa no tan claro el comportamiento interno del campo de velocidades para el sistema de sellos inclinados	90
5.10 Comparación entre el sello original y el optimizado de la disminución de la relación de presión a lo largo de las cavidades de la cámara	92
5.11 Comparación entre el sello original y el optimizado en relación con el tiempo de permanencia del chorro de vapor principal sobre las cámaras de sellos	94
6.1 Documento técnico que indica las condiciones del vapor de entrada a la turbina	97
6.2 Título de registro de diseño industrial ante al IMPI.....	101

Índice de tablas

1.1 Capacidad de generación geotérmica en México en 2020	4
3.1 Ecuación algebraica discretizada de primer orden	60
3.2 Ecuación algebraica discretizada de segundo orden	61
4.1 Rango de parámetros de diseño para la construcción automática de la geometría del sello de vapor	74
4.2 Condiciones del vapor de entrada de la turbina	82

Lista de símbolos

Símbolos griegos

κ	Energía cinética de turbulencia
ϵ	Índice de disipación de la energía cinética turbulenta
γ	Factor de compresibilidad del gas
ρ	Densidad
$u \Phi$	Termino convectivo
$\Gamma \Phi$	Termino difusivo
$S \Phi$	Termino fuente
Γ	Coeficiente de difusión
Φ	Variable dependiente.

Abreviaturas

CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
AG	Algoritmos genéticos
HP	High Pressure
LP	Low Pressure
MIGA	Multi-Island Genetic Algorithm
GWh	Giga Watts hora
MW	Mega Watts
MPa	Mega Pascales
PLA	Polylactic acid
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
SOR	Sobre relajación sucesiva
pt	Total pressure
kJ	Kilo Joules
kg	kilogramo

Símbolos latinos

m	Slope of the line
M	Mach Number
P	Presión
P1	Presión inicial
P2	Presión final
R	Universal gas constant
T	Temperature °C
x	Coordinate on the x axis
y	Coordinate on the y axis
C1	Velocidad absoluta de una partícula de fluido
U1	Velocidad periférica tangencial, $u=D1n/60$
V	Volumen
W1	Velocidad relativa (tangente al alabe)
C1	$U1 + W1$
M	Momento total comunicado al fluido o memento hidráulico.
Q	Caudal total
R	Grado de reacción de una turbomáquina.
Δh rotor	Disminución de entalpía en el rotor
Δh_t escalón	Disminución de entalpía en el escalonamiento

Capítulo 1

Introducción

La turbina de vapor constituye un componente fundamental en la generación de energía eléctrica. La eficiencia de estos sistemas se ve directamente influenciada por las condiciones termodinámicas del vapor a la entrada, donde regímenes de alta temperatura y presión resultan en un rendimiento superior. (Kaszowski, Dzida, and Krzyślak 2013) En las turbinas de vapor convencionales empleadas en centrales termoeléctricas modernas de gran escala, las presiones de admisión se sitúan típicamente en el rango de 24.1 a 31.0 MPa, con temperaturas que oscilan entre 593 °C y 600 °C. Aquellas turbinas operando bajo estos parámetros se designan comúnmente como turbinas de vapor de presión ultra-supercrítica (USC). La potencia eléctrica generada por unidad en plantas USC usualmente se encuentra entre 600 y 1100 MW, una capacidad unitaria elevada que favorece la eficiencia global de la turbina. Un esquema representativo de una turbina de vapor USC comprende una etapa de alta presión (HP) de flujo único, una o dos etapas de presión intermedia (IP) de flujo único o doble, respectivamente, y dos etapas de baja presión (LP) de doble flujo, caracterizadas por álabes en la última etapa con longitudes iguales o superiores a 1 metro. Esta configuración responde al significativo incremento del flujo volumétrico del vapor a través de la turbina, que puede alcanzar hasta 2000 veces el valor de entrada, considerando la extracción de vapor y los parámetros de vacío en el equipo de condensación a la salida. (Tanuma 2016). La Figura 1.1 ilustra configuraciones típicas de turbinas de vapor utilizadas en plantas de generación de energía¹.

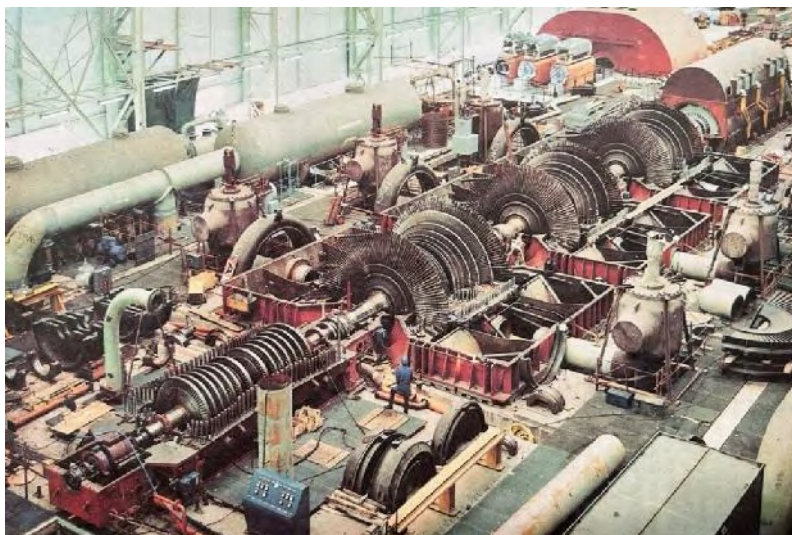


Figura 1.1. Turbina de vapor para una central de generación eléctrica de 1,000 MW (Encinas 1984).

La electricidad es la fuente de energía que ha experimentado el crecimiento más acelerado a nivel mundial, una tendencia que se ha mantenido durante varias décadas. Se estima que la producción global de electricidad se incrementará 1.7 veces para el año 2040, pasando de 21.6 billones de kilovatios-hora (kWh) en 2012 a 25.8 billones en 2020, y alcanzará los 36.5 billones de kWh en 2040. Este aumento en la demanda eléctrica está estrechamente vinculado al desarrollo económico, de gran manera en los países en vías de desarrollo los cuales no forman parte de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos, las plantas de vapor han incrementado junto con esta tendencia de crecimiento energético como lo muestra la Figura 1.2, para satisfacer este mercado global en expansión, los sistemas energéticos han seguido transformándose y adaptándose.

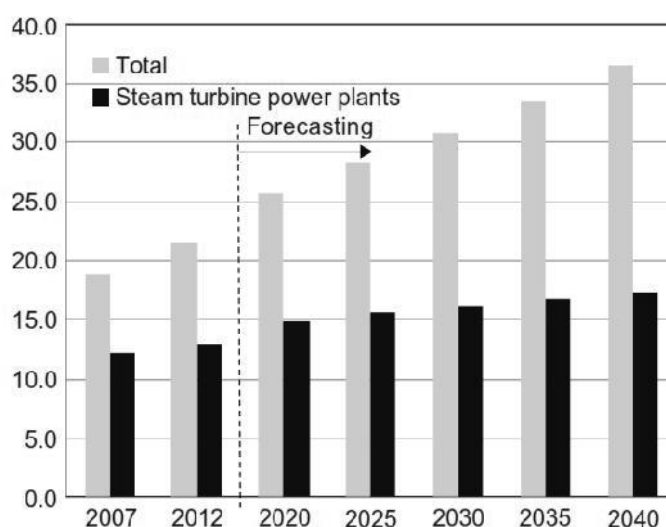


Figura 1.2. Energía generada a nivel mundial por centrales con turbinas de vapor en trillones de kWh. (Tanuma 2016).

Los métodos de generación de energía eléctrica se clasifican principalmente en función del combustible primario utilizado, abarcando las fuentes térmicas (carbón, gas natural y petróleo), la energía nuclear y las energías renovables (hidroeléctrica, eólica, biomasa, geotérmica, solar fotovoltaica y termosolar). Las turbinas de vapor representan una tecnología ampliamente implementada en centrales eléctricas que usan carbón, ciclos combinados con gas natural, energía nuclear, recursos geotérmicos y sistemas termosolares. La Figura 1.3 ilustra la producción global de energía eléctrica generada mediante turbinas de vapor, calculada a partir de la generación neta mundial por tipo de combustible, considerando una proporción estimada de la configuración de las centrales con relación de generación entre turbinas de vapor, turbinas de gas, turbinas hidráulicas, eólicas, fotovoltaicas y otras tecnologías, para cada combustible (Tanuma 2016).

En 2012, las turbinas de vapor contribuyeron con el 60% de la energía generada en todas las centrales eléctricas, seguidas por las turbinas de gas (20%), las turbinas hidráulicas (17%), las turbinas eólicas (2.4%) y los sistemas fotovoltaicos (0.5%). Las proyecciones para 2040 sugieren una participación del 47% para las turbinas de vapor, 24% para las turbinas de gas, 15% para la energía hidroeléctrica, 6.7% para la energía eólica y 2.6% para la energía fotovoltaica. Estas cifras evidencian el papel predominante que las turbinas de vapor desempeñan actualmente en la generación de energía eléctrica, (Tanuma 2016) como lo muestra la Figura 1.3 y anticipan su continuidad en el futuro. Adicionalmente, se prevé que las centrales termoeléctricas basadas en turbinas de vapor serán cruciales para la estabilización de los sistemas eléctricos, facilitando una mejor integración de la generación intermitente proveniente de fuentes eólicas y solares, cuyo despliegue se encuentra en rápido crecimiento.

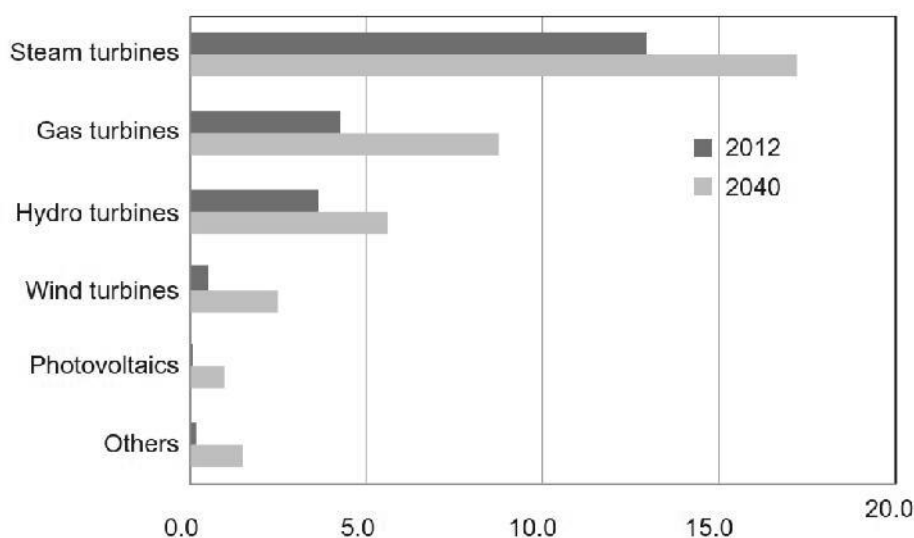


Figura 1.3. Generación mundial de electricidad en 2012 y 2040 en billones de kWh. (Tanuma 2016).

No obstante, considerando que aproximadamente el 38% de las emisiones globales de CO₂ relacionadas con el sector energético provienen de la generación de electricidad, existe una presión significativa sobre las centrales eléctricas con turbinas de vapor para que reduzcan sus emisiones de dióxido de carbono directamente hacia la atmósfera.

En consecuencia, resulta imperativo impulsar el desarrollo y la implementación de tecnologías orientadas a optimizar la eficiencia y la disponibilidad operativa de las turbinas de vapor destinadas a procesos de generación de energía, así como a mitigar y controlar las emisiones de CO₂ hacia la atmósfera. Este esfuerzo es fundamental para garantizar el suministro eléctrico necesario al tiempo que se contribuye a la reducción de las emisiones globales de gases de efecto invernadero.

Actualmente, México cuenta con cinco campos geotérmicos en explotación comercial: Cerro Prieto, Los Azufres, Las Tres Vírgenes, Los Humeros y Domo San Pedro, cuya capacidad instalada conjunta asciende a 956 MW. Los primeros cuatro campos fueron desarrollados y continúan siendo operados por la empresa estatal Comisión Federal de Electricidad (CFE), entidad que ostenta la concesión de explotación otorgada por la Secretaría de Energía (Sener). El campo Domo San Pedro, en contraste, es operado por una compañía del sector privado.

1.1 El potencial geotérmico en México

Al inicio del año 2018, la capacidad geotermoeléctrica total instalada en México alcanzaba los 956 MW, distribuidos en cinco campos geotérmicos. Esta cifra constituía aproximadamente el 1.2% de la capacidad eléctrica total instalada del país. Durante el año 2017, estos mismos campos generaron un total de 5,937 GWh de energía eléctrica, lo que representó cerca del 1.7% de la producción energética nacional (Tabla 1.1).

Tabla 1. Capacidad de generación geotérmica en México en 2020 (Gutiérrez-Negrin 2019).

Field	Capacity (MW)		Generation (GWh)	Initial operation	Owner & operator
	Installed	Running			
Cerro Prieto	570.0	570.0	3,554	1973	CFE
Los Azufres	246.6	223.6	1,767	1982	
Los Humeros	93.9	93.9	416	1990	
Las Tres Vírgenes	10.0	10.0	47	2001	
Domo San Pedro	35.5	25.5	153	2015	G. Dragón
Total	956.0	923.0	5,937		

La totalidad de los campos geotérmicos operativos en México corresponden a sistemas hidrotermales de tipo convencional, en la Figura 1.4 es mostrada la ubicación de los principales campos geotérmicos en el país. En función de su capacidad instalada a nivel nacional, México se posiciona actualmente como el sexto productor mundial de energía geotérmica, precedido por Estados Unidos (3,789 MW), Filipinas (1,870 MW), Indonesia (1,808 MW), Turquía (1,053 MW) y Nueva Zelanda (1,005 MW), aunque Italia (941 MW) le sigue de cerca en la clasificación global.



Figura 1.4. Principales centrales geotérmicas en México; obtenido de [Gobierno de México (s.f.)].

1.2 El campo geotérmico de Los Humeros en México

Se encuentra ubicado en el extremo oriental del llamado cinturón volcánico de México, que colinda con la provincia geológica en la Sierra Madre Oriental, del estado de Puebla y a una altitud aproximada de 2,800 msnm, ahí se localiza el campo geotérmico de Los Humeros. Su desarrollo se circunscribe al interior de la caldera volcánica cuaternaria homónima.

El basamento geológico periférico al campo se constituye por rocas paleozoicas, principalmente granitos y esquistos, sobre yacidos por secuencias de calizas jurásicas y cretácicas. La actividad volcánica en esa región se inició en el Mioceno, hace aproximadamente 15 millones de años, y persistió durante el Plioceno, entre 3.5 y 1.5 millones de años.

La formación de la caldera de Los Humeros se desencadenó hace aproximadamente 170 mil años, asociada a la intrusión de una cámara magmática de composición altamente diferenciada en el sustrato calcáreo mesozoico, previamente metamorfizado parcialmente, lo que resultó en una erupción piroclástica de gran magnitud que dio origen a una estructura caldérica con un diámetro de 15 a 21 km. Posteriormente, hace aproximadamente 70 mil años, se produjo un segundo evento de colapso caldérico, la caldera de Los Potreros, de menor dimensión (7 a 10 km de diámetro) y anidada dentro de la caldera de Los Humeros (Gutiérrez-Negrin 2019), como consecuencia de nuevas erupciones explosivas.

Las manifestaciones volcánicas más recientes, datadas hace 2,800 años, generaron domos riolíticos, una considerable cantidad de conos de ceniza, flujos lávicos de composición andesítica y traquítica, incluyendo dos estructuras volcánicas y un cráter de explosión de aproximadamente 1.7 km de diámetro, así como diversas explosiones de tipo freático y freatomagmático que depositaron cenizas y arena.

La fuente térmica del actual sistema geotérmico reside en la cámara magmática, que se encuentra en su fase hidrotermal final. Los fluidos geotérmicos se alojan en una unidad litológica compuesta por potentes flujos de lava andesítica, con intercalaciones de horizontes de tobas volcánicas. Esta unidad se encuentra cubierta por las ignimbritas emanadas de los dos eventos caldéricos, actuando estas como un acuitardo, y suprayace al basamento jurásico-oligoceno, constituido por calizas, lutitas subordinadas y lentes de pedernal, que fueron plegados y parcialmente metamorfizados durante la orogenia Laramide, y posteriormente sufrieron metamorfismo local por intrusiones oligocenas. El basamento incluye también rocas intrusivas (granito, granodiorita y tonalita) y metamórficas (mármol, skarn, hornfels), así como algunos diques diabásicos a andesíticos más recientes.

Se han identificado dos sistemas estructurales principales que afectan el área: un sistema más antiguo con orientación NE-SW a E-W, y otro más reciente con dirección NW-SE a N-S. Las manifestaciones termales superficiales en Los Humeros se presentan en forma gaseosa como fumarolas, zonas de suelo con emanaciones de vapor y áreas de alteración hidrotermal (caolinización). Se postula la existencia de dos zonas de ascenso de fluidos en el reservorio geotérmico.

Los fluidos extraídos son predominantemente vapor de alta entalpía (superior a 2000 kJ/kg), aunque el pozo H-1 produce principalmente agua con una entalpía entre 1100 y 1300 kJ/kg. El agua presenta una composición química que varía de cloruro de sodio a bicarbonato-sulfatada, con concentraciones elevadas de boro, amoníaco y arsénico. En general, se caracteriza por una baja salinidad y un equilibrio parcial a temperaturas de 280-310°C.

En los pozos perforados en la zona del campo conocida como Colapso Central, particularmente a profundidades superiores a 1,800 metros, se han producido fluidos con bajo pH. La formación de estos fluidos ácidos se ha atribuido a un proceso post-explotación relacionado con la migración de especies volátiles magmáticas profundas, inducida por la extracción de fluidos. Estos volátiles, como CO_2 , H_2S , Cl y F , reaccionan al ascender hacia la superficie con los fluidos acuosos, generando especies corrosivas en la fase líquida.

Las primeras unidades de generación eléctrica iniciaron su operación en 1990. Actualmente, la capacidad instalada en el campo Los Humeros es de 93.9 MW, integrada por tres unidades de tipo flash de 26.3 MW cada una y ocho unidades de contrapresión de 5 MW cada una. Sin embargo, cinco de estas últimas se encuentran fuera de servicio, mientras que las tres restantes permanecen en estado de reserva para su uso en caso de indisponibilidad de las unidades flash. Por lo tanto, la capacidad operativa actual se mantiene en 93.9 MW. La tercera unidad flash de 26.3 MW comenzó a operar en noviembre de 2017.(Gutiérrez-Negrin 2019).

Durante el año 2017, se mantuvieron en operación 25 pozos de producción en Los Humeros, extrayendo un total de 5.97 millones de toneladas métricas a una tasa media anual de 682 t/h. Cada pozo de producción generó un promedio anual aproximado de 27.3 t/h de vapor. Adicionalmente, se produjeron 1.16 millones de toneladas de salmuera, la cual fue íntegramente reinyectada al reservorio a través de tres pozos de inyección. Con el vapor producido, las unidades de generación en Los Humeros alcanzaron una producción de 416 GWh, uno de los rendimientos más altos del campo, lo que representa un factor de capacidad promedio del 81.6%.

1.3 Revisión del Estado del Arte

El diseño de los componentes, tanto estáticos como dinámicos, que integran una turbina de vapor representa una tarea de ingeniería de considerable complejidad, duración y recursos. Tradicionalmente, este proceso iterativo no solo involucra análisis teóricos y simulaciones, sino que también requiere la ejecución de extensas pruebas experimentales. Estas pruebas son cruciales para la validación empírica de los resultados obtenidos mediante los modelos de diseño, asegurando así la fiabilidad y el rendimiento esperado de las turbinas en condiciones operativas con condiciones reales. La necesidad de estas verificaciones experimentales añade una condición adicional de tiempo y recursos al ciclo de desarrollo de estos equipos críticos.

A lo largo de la historia de la ingeniería energética, se han dedicado significativos esfuerzos al perfeccionamiento de los elementos que constituyen la turbina de vapor, abarcando tanto sus componentes mecánicos internos, responsables directos de la conversión de energía térmica en mecánica, como sus sistemas externos de operación, que influyen en su funcionamiento y rendimiento general. El objetivo primordial de estas iniciativas de mejora ha sido consistentemente el incremento de la eficiencia general de la turbina. Esta búsqueda de mayor eficiencia en ésta máquina se justifica plenamente al considerar el papel central que la turbina de vapor desempeña en la infraestructura de generación eléctrica a nivel mundial. En una central de generación, la turbina de vapor se erige como el componente principal, el corazón del sistema encargado de transformar la energía producida por la fuente primaria (ya sea la combustión de combustibles fósiles, la fisión nuclear, o el calor geotérmico o solar concentrado) en la energía mecánica necesaria para accionar el generador eléctrico. Dada su posición fundamental en la cadena de conversión energética, cualquier mejora, por pequeña que ésta sea, en la eficiencia de la turbina de vapor tiene un impacto significativo en la economía de operación de la planta, en la reducción del consumo de recursos del entorno y en la disminución de las emisiones asociadas a la generación de electricidad. Por lo tanto, la optimización del diseño y el rendimiento de las turbinas de vapor sigue siendo un área de investigación vigente y desarrollo de vital importancia en el campo de la ingeniería energética.

1.3.1 Uso de la Dinámica de Fluidos Computacional DFC

La Dinámica de Fluidos Computacional (DFC) se erige como una herramienta analítica de vanguardia dentro del estudio de la mecánica de fluidos, empleando la potencia del cálculo numérico para la investigación de los fenómenos relacionados con el movimiento de fluidos. Su aplicación ha demostrado ser de gran valor para la comunidad de ingenieros involucrados en el diseño, análisis y optimización de turbinas de vapor. Mediante la simulación computacional, la DFC posibilita la visualización y la cuantificación detallada de los patrones de flujo que se desarrollan en el comportamiento interior de estos equipos termodinámicos esenciales. Esta capacidad de análisis profundo del comportamiento del fluido permite a los ingenieros comprender con mayor precisión las complejas interacciones que tienen lugar dentro de la turbina, facilitando así la identificación de áreas susceptibles de mejora en sus diversos componentes, como los álabes del estator y del rotor, las cámaras de expansión y los conductos de admisión y descarga. Al ofrecer predicciones del flujo con un nivel de incertidumbre razonable, la DFC se constituye como un aliado crucial en el esfuerzo por alcanzar diseños de turbinas de vapor con un rendimiento y una eficiencia superiores.[\(Fernández Oro 2012\)](#)

Sin embargo, es fundamental subrayar que la implementación de la DFC, por sí sola, no faculta la generación automática de soluciones de diseño novedosas ni la proposición de modificaciones específicas destinadas a la mejora del funcionamiento de los sistemas bajo estudio. La labor de interpretar los resultados complejos que emanan de las simulaciones computacionales y la formulación de estrategias de optimización recaen, de manera inherente, en la capacidad analítica, la experiencia y la creatividad del ingeniero o del equipo de diseño responsable del proyecto. El bagaje de conocimientos técnicos especializados, la intuición ingenieril desarrollada a lo largo de la práctica profesional y una comprensión profunda de los principios físicos que rigen la operación de la turbina de vapor son elementos irremplazables en este proceso de innovación. En este sentido, el factor humano emerge como un componente crítico que influye directamente en la calidad del diseño final, así como en la gestión eficiente del tiempo y los recursos económicos asociados al proceso de desarrollo y optimización. En esencia, la DFC ha otorgado a los diseñadores herramientas de análisis con el fin de examinar y manipular los parámetros que impactan de manera inmediata la eficiencia en la turbina de vapor, permitiendo una toma de decisiones más fundamentada y, en última instancia, la creación de diseños más adecuados, confiables y con un rendimiento optimizado. No obstante, la habilidad para traducir el conocimiento generado por la simulación en innovaciones tangibles y soluciones de ingeniería efectivas sigue siendo un dominio exclusivo de la inteligencia y la creatividad humana.

1.3.2. Optimización basada en Dinámica de Fluidos Computacional

El avance sostenido en la capacidad de procesamiento computacional ha propiciado el desarrollo de metodologías automatizadas que integran de manera sinérgica algoritmos de optimización y la Dinámica de Fluidos Computacional (DFC), junto con otras herramientas informáticas especializadas en este rubro. Esta convergencia tecnológica ha revolucionado significativamente los trabajos de diseño en los componentes esenciales de las máquinas térmicas. Gracias a estas sofisticadas herramientas numéricas, los profesionales de la ingeniería ahora tienen la capacidad de explorar un espectro mucho más amplio de alternativas de diseño en lapsos de tiempo considerablemente reducidos y con una disminución sustancial en los costos asociados. La utilización de estas plataformas de simulación permite modelar y analizar procesos físicos complejos de manera virtual, evitando la necesidad de la construcción de prototipos físicos, que suelen ser muy caros y consumen mucho tiempo, así como la ardua labor de diseñar y ejecutar experimentos físicos para la validación del rendimiento. Esta capacidad de experimentación virtual acelera el diseño y reduce algunos riesgos asociados a la fabricación de prototipos que podrían no cumplir con las especificaciones.

La combinación de Algoritmos Genéticos (AG) con solucionadores de DFC ha demostrado ser una estrategia muy valiosa para la optimización del diseño. Los AG, inspirados en los principios de la evolución biológica, proporcionan un mecanismo de búsqueda automática y eficiente dentro del espacio de diseño definido por los parámetros geométricos de los componentes de la turbomáquina, para nuestro caso en la turbina de vapor. Su objetivo es identificar aquellos conjuntos de parámetros que mejor describen una función objetivo predefinida, la cual representa la característica específica que se desea optimizar (por ejemplo, eficiencia, potencia, o reducción de pérdidas). Este proceso de búsqueda se realiza de forma iterativa y automática, partiendo de una configuración inicial de parámetros clave y evolucionando hacia soluciones óptimas a través de la aplicación de operadores genéticos como la selección, el cruce y la mutación.

El flujo de trabajo en esta metodología implica que el código de DFC realiza las simulaciones fluidodinámicas definidas después de recibir los conjuntos de parámetros de entrada propuestos por el algoritmo genético adaptativo. Una vez completados y terminados los cálculos, el solucionador de DFC evalúa el rendimiento del diseño propuesto en términos de la función objetivo definida. Esta información se retroalimenta al algoritmo genético, que utiliza estos resultados para guiar la búsqueda hacia configuraciones de parámetros que mejoren progresivamente la función objetivo definida. De esta manera, la optimización basada en DFC se convierte en un proceso iterativo y automatizado capaz de modificar la geometría de los componentes de la turbomáquina con el fin de alcanzar diseños mejorados dentro de las restricciones de diseño especificadas.

Esta capacidad de adaptación geométrica inteligente, impulsada por la combinación de la simulación precisa del flujo y la búsqueda eficiente de soluciones óptimas, representa un avance significativo en la ingeniería de desarrollo de turbomáquinas, permitiendo el mejoramiento de equipos con un rendimiento más adecuado y una mayor eficiencia operativa en la práctica.

1.3.3 Optimización aplicada a turbinas de vapor

La búsqueda de diseños optimizados para los elementos mecánicos internos de las turbinas de vapor constituye un área de investigación de mucha importancia dentro de la ingeniería energética, dada la función esencial de estas máquinas en la producción de electricidad. Tradicionalmente, el proceso de diseño se fundamentaba en ciclos iterativos manuales y la realización de pruebas experimentales, metodologías que implicaban una considerable inversión de tiempo y recursos. No obstante, la aparición y el desarrollo del poder computacional han transformado radicalmente este panorama, posibilitando la integración de técnicas de optimización con herramientas de simulación avanzada, tales como la Dinámica de Fluidos Computacional (DFC) y el Análisis de Elementos Finitos (FEA).

La implementación de algoritmos de optimización, entre los que destacan son los Algoritmos Genéticos (AG), los métodos basados en el gradiente y los enfoques inspirados en la inteligencia colectiva, ha brindado a los ingenieros la capacidad de explorar dominios de diseño de manera eficiente y especializada. Estos métodos, al combinarse con la DFC, facilitan la identificación automática de configuraciones geométricas ideales para componentes principales en la turbina de vapor como álabes, rotores y estatores, con el propósito de maximizar parámetros de rendimiento como la eficiencia y la potencia, aumentar la vida útil de las turbinas en operación y visualizar fenómenos indeseables como las pérdidas energéticas o las emisiones contaminantes. La simulación numérica de alta fidelidad del comportamiento de los fluidos y de las tensiones estructurales, proporcionada por la DFC y el FEA respectivamente, permite la evaluación comparativa de múltiples diseños virtuales, limitando la necesidad de la fabricación de prototipos físicos, que suelen ser costosos y requieren de largos periodos de desarrollo y fabricación.

Esta perspectiva ha demostrado una notable efectividad en la mejora del desempeño de las turbinas de vapor en diseños recientes. El proceso de optimización puede centrarse en aspectos aerodinámicos, como la configuración de los álabes para reducir la fricción y la formación de vórtices perjudiciales, o en aspectos estructurales, como la distribución estratégica de los materiales para minimizar el peso, la forma y las tensiones ante condiciones operativas extremas. Adicionalmente, la optimización multiobjetivo permite la consideración simultánea de múltiples criterios de diseño, como la eficiencia y el costo de fabricación, generando un conjunto de soluciones enfocadas al funcionamiento óptimo de los equipos.

En el contexto actual, caracterizado por una creciente demanda energética y la imperiosa necesidad de mitigar el impacto ambiental de la generación de electricidad, la aplicación de métodos de optimización a los componentes de las turbinas de vapor adquiere una relevancia aún mayor. Facilita el desarrollo de turbinas más eficientes, que necesitan menor consumo en combustible y producen una controlada cantidad en emisiones por unidad de energía generada. La investigación continua en este campo se concentra en el desarrollo con algoritmos de optimización más robustos y con mayor capacidad de convergencia, en el perfeccionamiento de la precisión de las simulaciones numéricas y en la exploración de estrategias de diseño innovadoras que permitan alcanzar límites de rendimiento aún superiores en las turbinas de vapor del futuro.

1.4 Definición del problema

La creación de componentes internos de turbinas de vapor con un rendimiento optimizado implica un reto de ingeniería complicado y de gran relevancia. La naturaleza interna del flujo de vapor tridimensional, con cambios de densidad y frecuentemente turbulento al atravesar los álabes del rotor y de la parte fija, genera una serie de interacciones aerodinámicas. Reducir al mínimo las pérdidas de energía derivadas de la viscosidad del vapor, la aparición de vórtices o remolinos secundarios y las ondas de choque (cuando las velocidades superan la del sonido) requiere un conocimiento profundo de la mecánica de fluidos y la habilidad para anticipar con exactitud cómo se comportará el flujo en diversas condiciones en su principio de funcionamiento.

Aunado a los aspectos aerodinámicos mencionados, el diseño debe cumplir con exigentes criterios estructurales. Los álabes móviles, expuestos a fuerzas centrífugas debido a las elevadas velocidades de giro (3600 rpm) y a las fuerzas ejercidas por el flujo de vapor al interior de la turbina, deben poseer una integridad mecánica comprobada para asegurar la operación continua de hasta 70 mil horas de operación y evitar posibles fallos graves. La elección de materiales avanzados y adecuados que resistan altas temperaturas y entornos demandantes, junto con una configuración geométrica que distribuya los esfuerzos de manera eficiente, plantea un problema de optimización muy específico.

La interdependencia entre el diseño aerodinámico y el estructural introduce una dificultad adicional a la posible mejora en el diseño. Las modificaciones en la forma de los álabes destinadas a optimizar la eficiencia aerodinámica pueden comprometer su resistencia estructural en ellos, por consiguiente, el proceso de diseño demanda una estrategia pensada desde varias vertientes que considere simultáneamente las posibles perspectivas, buscando un punto de equilibrio que satisfaga tanto las demandas de rendimiento, como los requisitos de seguridad de operación.

Finalmente, la concepción del diseño a través de pruebas prácticas en entornos reales o simulados a gran escala sigue siendo un obstáculo considerable, debido a la dificultad de reproducir

fielmente las condiciones de operación de esta turbomáquinaria y a los costos asociados a la construcción, control y funcionamiento de instalaciones de prueba. La creciente utilización de herramientas de simulación computacional y laboratorios virtuales, aunque valiosa, requiere una verificación y validación para asegurar la exactitud de los resultados y la fiabilidad de las predicciones de rendimiento y comportamiento. La superación de estos retos es esencial para avanzar en el desarrollo de turbinas de vapor más eficientes, confiables y con una vida útil más extendida, contribuyendo a una producción de energía más sostenible, mejorada y económica.

1.5 Propuesta

Como una estrategia para aumentar turbinas de vapor la eficiencia, complementaria o alternativa a las modificaciones mecánicas comunes, el presente trabajo de investigación propone explorar la optimización de la geometría de los sistemas de sellos rectos internos de la turbina. Para llevar a cabo un análisis y evaluación de esta opción, se plantea el desarrollo de un ciclo de diseño automático y automatizado. Este ciclo tendría como objetivo principal maximizar la relación de diferencia de presión que una sola etapa de la turbina podría alcanzar. La relevancia de esta aproximación radica en la observación de que, en muchas configuraciones de turbinas, la geometría de los sellos en múltiples etapas (en el caso específico mencionado, cinco etapas) suele ser idéntica en configuración geométrica.

Esta uniformidad geométrica abre una oportunidad significativa para la posible optimización al desarrollar un proceso de diseño automatizado, que permita identificar la configuración óptima de los sellos rectos para maximizar la relación de presión en una única etapa, este mismo proceso podría ser replicado y adecuado de manera sistemática a cada una de las etapas de la turbina. La implicación directa de esta estrategia es el potencial de lograr incrementos sustanciales en la relación de presiones en cada etapa individual de la turbina de vapor, con la ventaja de que la modificación geométrica se realizaría de manera iterativa y optimizada para una etapa representativa, y luego se aplicaría consistentemente a las demás etapas.

Este enfoque presenta varias ventajas potenciales. En primer lugar, la optimización geométrica de los sellos podría minimizar las fugas de vapor entre las etapas, un factor crucial que impacta directamente en la eficiencia general de la turbina. Al reducir estas pérdidas de fluido de trabajo, se podría lograr una mayor extracción de energía en cada etapa. En segundo lugar, la automatización del proceso de diseño mediante un ciclo computacional permitiría explorar un amplio espacio de posibles geometrías de sellos de manera más eficiente, identificando configuraciones que serían difíciles de concebir mediante métodos de diseño tradicionales basados en la intuición o en pruebas manuales.

Finalmente, la aplicación consistente de la geometría optimizada a múltiples etapas podría generar un incremento acumulativo en la relación de presiones total de la turbina, lo que se traduciría en una mejora significativa en su rendimiento y comportamiento termodinámico y, por ende, en su eficiencia global. Esta estrategia, por lo tanto, representa una vía prometedora para la optimización del rendimiento de las turbinas de vapor a través de la innovación en el diseño de sus sistemas de sellado.

1.6 Motivación

En la práctica de la ingeniería, la solución de problemas de diversas vertientes es una constante. La identificación de soluciones viables se aborda mediante diferentes estrategias, adaptadas a las particularidades y la naturaleza de cada problema. No obstante, en el contexto industrial mexicano, una proporción significativa de los equipos utilizados en los procesos productivos son importados de empresas globales, lo que implica que la ingeniería de diseño y manufactura reside en el fabricante extranjero. Esta situación genera una dependencia tecnológica considerable en diversos sectores industriales de México, obligando a menudo a aceptar las propuestas de solución ofrecidas por el proveedor original, independientemente de las implicaciones económicas que esto pueda acarrear y que van directamente a ser pagadas a particulares.

A partir del conocimiento adquirido durante la revisión bibliográfica sobre los desafíos inherentes al diseño de componentes para turbinas de vapor, surgió la presente investigación como una respuesta a diversas interrogantes identificadas en el campo. Una de las principales motivaciones fue la necesidad de proponer una metodología para generar diseños de sellos de vapor que pudieran implementarse en turbinas ya en operación durante sus periodos programados de mantenimiento mayor. Estos componentes de reemplazo estarían concebidos para ofrecer una mayor eficiencia en comparación con los diseños originales. Asimismo, para proyectos de diseño de turbinas de nueva creación, estos sellos optimizados podrían incorporarse como parte integral del diseño inicial, maximizando el rendimiento desde la concepción de diseño de la turbina.

La trascendencia de esta investigación radica en su potencial para disminuir la dependencia tecnológica en un sector estratégico como la generación de energía. Al desarrollar la capacidad de diseñar, optimizar y potencialmente fabricar componentes clave como los sellos de vapor a nivel nacional, se podría ofrecer a las industrias mexicanas alternativas para hacer que las turbinas en operación sean más eficientes y, posiblemente, más económicas a las soluciones ofrecidas por los fabricantes extranjeros. La implementación de sellos de vapor con un diseño optimizado no solo mejoraría la eficiencia de las turbinas existentes, reduciendo el gasto de combustible y las emisiones al medio ambiente, sino que también fortalecería la base tecnológica del país en un área de alta especialización de la ingeniería.

De esta manera, la investigación se plantea como una contribución significativa hacia la autonomía tecnológica y la mejora del rendimiento de los activos industriales en México.

1.7 Hipótesis

El acoplamiento automático de herramientas numéricas de varios tipos, permitirán el encontrar el nuevo diseño más adecuado de la geometría del sello de vapor al interior de la turbina, con lo cual se podrá incrementar la diferencia de presión estática en la zona del sistema de sellos en una sola etapa de la turbina de vapor, y mejorar la eficiencia del sistema de sellos.

1.8 Objetivo

El objetivo central de la presente investigación radica en el incremento de la relación de presiones que se establece entre la entrada y la salida de una etapa de una turbina de vapor de origen geotérmico, actualmente en operación en México. La importancia de optimizar esta relación de presiones reside en su impacto directo sobre la eficiencia termodinámica de la turbina y, por ende, en la maximización de la energía eléctrica generada a partir del recurso geotérmico disponible.

La estrategia metodológica propuesta para alcanzar este objetivo se centra en manipular controladamente los parámetros de diseño que definen la geometría de los sellos de vapor ubicados en la primera etapa de la turbina. Esta manipulación se realizará en respuesta a una evaluación exhaustiva del comportamiento del flujo a través del sistema de sellos, utilizando la Dinámica de Fluidos Computacional (DFC) como herramienta de análisis primario. Para llevar a cabo esta optimización de manera sistemática y eficiente, se implementará una metodología numérico-computacional que integrará la capacidad de simulación de la DFC con la potencia de búsqueda y optimización de los algoritmos genéticos. Estos algoritmos serán los encargados de explorar el espacio de diseño definido por los parámetros geométricos del sello, buscando aquellas configuraciones que permitan maximizar la relación de presiones a través de la etapa.

Para lograr alcanzar del objetivo principal, se han definido una serie de objetivos específicos que guiarán el desarrollo de la investigación:

En primer lugar, se llevará a cabo la obtención precisa de la geometría del sello original de la turbina en estudio, utilizando los planos técnicos y la documentación técnica disponible. Esta etapa es fundamental para establecer la base de referencia sobre la cual se realizarán las modificaciones y comparaciones.

En segundo lugar, se procederá a la parametrización detallada del perfil del sello. Esto implica la identificación de los parámetros geométricos clave que definen su forma y la creación de un modelo matemático que permita variar estos parámetros de manera controlada. Con base en esta

parametrización, se generará el dominio computacional necesario para que se realicen las simulaciones de DFC.

En tercer lugar, se abordará la definición del modelo computacional, su solución y verificación de este. Esto incluye la selección de los modelos de turbulencia y las condiciones de frontera adecuadas para representar con precisión el flujo de vapor a través del sistema de sellos, la realización de las simulaciones numéricas y la verificación de la validez de los resultados obtenidos mediante pruebas de convergencia y, de ser posible, comparación con datos experimentales o simulaciones previas.

En cuarto lugar, se realizará el acoplamiento efectivo de los diferentes programas computacionales (software de DFC y el entorno de implementación del algoritmo) para permitir la manipulación automatizada de los diferentes parámetros del diseño para el sello. Este acoplamiento permitirá que el algoritmo genético proponga iterativamente diferentes geometrías de sello, que serán evaluadas por el software de DFC en términos de la relación de presiones alcanzada.

Finalmente, se llevará a cabo el pos-procesamiento y análisis detallado de los resultados que se obtengan de las correspondientes simulaciones de DFC para las diferentes geometrías de sello generadas por el algoritmo genético. Este análisis permitirá identificar la configuración óptima del sello que maximiza la relación de diferencia de presión en la primera stage o etapa para la turbina geotérmica, cumpliendo así con el objetivo principal de la investigación.

1.9. Contribución

Los resultados derivados de la presente investigación ofrecerán una base cuantificable para justificar la propuesta de un nuevo diseño de sellos de vapor, caracterizado por una eficiencia fluidodinámica mayor a las configuraciones convencionales. Esta mejora representaría una alternativa viable para la sustitución de los sellos originales en turbinas de vapor existentes que se encuentren próximas a sus periodos programados de mantenimiento mayor.

La implementación de estos sellos de diseño optimizado durante las intervenciones de mantenimiento permitiría una mejora directa en el rendimiento y la eficiencia operativa de las turbinas en funcionamiento.

Adicionalmente, los hallazgos de este trabajo de investigación sentarían bases para la incorporación de este nuevo tipo de sellos de vapor en los diseños de turbinas de nueva creación. Al integrar desde la etapa conceptual componentes con una eficiencia fluidodinámica intrínsecamente mayor, se podría lograr un rendimiento global superior en los equipos de generación de energía de próxima generación.

Esta anticipación en la adopción de tecnologías optimizadas desde la fase de diseño inicial evitaría la necesidad de modificaciones posteriores y maximizaría la eficiencia operativa a lo largo de la vida productiva de la turbina.

La trascendencia de esta propuesta reside en su potencial para impactar en positivo la eficiencia de la generación de energía a partir de vapor, un proceso fundamental en diversas industrias, incluyendo la geotérmica, la termoeléctrica convencional y la nuclear. La mejora en la eficiencia de los sellos de vapor se traduce directamente en una reducción de las pérdidas energéticas por fugas, lo que a su vez conlleva un menor consumo de recursos primarios (combustible o vapor geotérmico) para la producción de una misma cantidad de energía eléctrica. Esto no solo implica beneficios económicos significativos para los operadores de las plantas de energía, sino que también contribuye a la reducción de las emisiones contaminantes asociadas a la generación eléctrica, favoreciendo prácticas más sostenibles y respetuosas con el entorno y el medio ambiente.

En el contexto específico de México, donde la energía geotérmica juega un papel importante en la matriz energética, la implementación de sellos de vapor optimizados en turbinas geotérmicas podría potenciar aún más el aprovechamiento de este recurso renovable. Al aumentar la eficiencia de las turbinas existentes y al incorporar diseños superiores en las nuevas instalaciones, se podría maximizar la extracción de energía del vapor geotérmico disponible, contribuyendo a una mayor seguridad energética y a la reducción de la dependencia de fuentes de energía no renovables. Por lo tanto, los resultados de esta investigación tienen el potencial de generar un impacto significativo tanto a nivel técnico como económico y ambiental en el sector energético mexicano.

1.10. Estructura del documento

La presente tesis se articula en una estructura de cinco capítulos, cada uno dedicado al desarrollo de conceptos fundamentales para la comprensión y el logro de los objetivos definidos.

El capítulo inicial introduce las características esenciales del proyecto de investigación, abarcando desde la identificación de la problemática hasta la justificación de su relevancia y la motivación para determinar la configuración geométrica óptima del sistema de sellos de una turbina de vapor. El propósito primordial de esta optimización es alcanzar condiciones de flujo que conduzcan a un incremento significativo en la relación de diferencia de presión a través de una sola etapa de la turbina. Dada la naturaleza del problema abordado, el capítulo segundo sienta las bases teóricas necesarias, exponiendo los principios o normas fundamentales de las diversas disciplinas del conocimiento que sustentan la investigación. En este sentido, la resolución del problema se abordó mediante la integración de disciplinas de la ingeniería mecánica como la dinámica de

fluidos, las técnicas numéricas para optimización, el cómputo de especializado y la ingeniería de diseño para las turbomáquinas de fluido compresible.

El capítulo tercero detalla la metodología exhaustiva implementada para establecer el que definimos como proceso automático para la optimización de la geometría del sello.

Esta metodología se fundamenta en el acoplar estratégicamente de diversos paquetes de software de varias diciplinas computacionales a un entorno de optimización basado en algoritmos genéticos multi-isla. La arquitectura de este proceso automatizado se diseñó específicamente para maximizar la relación de presión en la etapa de vapor de la turbina bajo estudio. El capítulo cuarto presenta los hallazgos y resultados concretos obtenidos de la aplicación del proceso de optimización al diseño o ajuste al diseño para los sellos de vapor, incluyendo un análisis y una discusión de lo que implican estos resultados presentados en el contexto de la problemática planteada. Finalmente, la tesis concluye con la presentación de las conclusiones derivadas de la investigación, resaltando los logros alcanzados y las posibles líneas de trabajo futuro que podrían expandir la aplicación del clúster de cálculo de alto rendimiento utilizado y la metodología de optimización desarrollada a otros problemas de ingeniería.

Capítulo 2

Marco Teórico

En el capítulo anterior se definió a la turbina de vapor como el principal objeto para estudio en este proyecto, el capítulo dos describirá los principales componentes de la turbina, así como sus principios de operación básicos y su clasificación.

2.1 Definición de turbina de vapor

Según la definición propuesta por Dixon y Hall en su obra de 2010, el término "turbomáquina" abarca una amplia categoría de equipos mecánicos rotativos que se caracterizan por la transferencia o intercambio de la energía entre un flujo de fluido y el propio equipo, mediante la acción de movimiento de una o varias hileras o ruedas móviles de álabes. (Dixon and Hall 2010). En esencia, ya sea aplicando trabajo mecánico al rotor (como en el caso de los equipos de compresión y bombas) o recibéndolo a través de él (como en el caso de turbinas hidráulicas, a gas o a vapor), este elemento rotatorio, provisto de una o más filas de álabes, induce una modificación en la entalpía de estancamiento del flujo que lo atraviesa, tal como lo señalan Mataix y Arenas en su publicación del año 2000. (Mataix C. 2000).

Esta definición fundamental subraya el principio de interacción dinámica entre un componente móvil con una geometría específica (los álabes) y un fluido en movimiento como el mecanismo primario de transferencia energética en las turbomáquinas. La presencia de estas hileras de álabes, dispuestas estratégicamente sobre un rotor, es lo que distingue a esta clase de máquinas de otros tipos de equipos rotativos. La forma y disposición de estos álabes son cruciales para determinar la eficiencia y el tipo de transferencia de energía que se lleva a cabo.

En las turbomáquinas motrices, como las turbinas, el fluido cede energía al rotor, provocando su movimiento y generando trabajo mecánico. Este proceso se manifiesta en una disminución de la entalpía de estancamiento del fluido a medida que atraviesa las etapas de expansión de la turbina. Por otro lado, en las turbomáquinas operativas, como los compresores y las bombas, se aplica trabajo mecánico al rotor, lo que aumenta la entalpía del estancamiento en el fluido, elevando su presión y/o velocidad.

La versatilidad de las turbomáquinas las convierte en componentes esenciales en una vasta gama de aplicaciones para la industria y energéticas. Desde la generar la energía eléctrica en centrales termoeléctricas, hidroeléctricas, nucleares y geotérmicas, hasta la propulsión de aeronaves y embarcaciones, pasando por el bombeo de fluidos en sistemas de irrigación y procesos industriales, las turbomáquinas desempeñan un papel crítico en la infraestructura tecnológica moderna.

La comprensión de los bases que rigen su funcionamiento, tal como lo definen Dixon y Hall y lo explican Mataix y Arenas, es fundamental para abordar los desafíos de diseño, optimización y mantenimiento en este importante campo de la ingeniería.

2.2 Invención y desarrollo de la turbina de vapor

Gustav De Laval; Figura 2.1, en el año de 1882, investigando el movimiento de giro de velocidad para aplicarlo a una desnatadora, encontró la primera aplicación comercial de la turbina, dándose cuenta de las grandes posibilidades de tal equipo mecánico, estudió la forma del diseño de la tobera y fue el primero en acoplarla a un inyector.



Figura 2.1 Carl Gustaf Patrik De Laval (1845 –1913) [Camacho et al. 2022].

De Laval fabricó pequeñas turbinas equipadas con toberas y un solo escalón de impulso, fabricándolas desde 1 HP a 100,000 r.p.m. hasta 100 Kw a 6000 r.p.m. Esta máquina era considerada como una turbina de acción.

C.A. Parsons, Figura 2.2, Inglés el desarrollo las turbinas de reacción, la turbina más parecida a la que existe en la actualidad, por otro lado, la turbina de Parsons poseía escalonamientos consecutivos que reducían la velocidad haciendo de esta una turbina de reacción, y patentó todos los tipos de turbina de reacción.



Figura 2.2 Sir Charles Algernon Parsons (1854 –1931) [Horseman G. 2019].

C. G. Curtis, Figura 2.3 americano, desarrollo las turbinas de impulso o acción y vendió los proyectos y planos a General Electric Company.



Figura 2.3 Charles Gordon Curtis (1860-1953) [Horseman G. 2019].

Aunque como vemos la turbina de vapor ha sido desarrollada por diversas personas a través de varios siglos, se puede marcar como referencia de su aparición el trabajo elaborado por Laval y Charles Parsons a finales del siglo XIX, que se define la existencia de la turbina más parecida a la que existe en la actualidad, posteriormente con el paso del tiempo y el avance de los estudios se fueron mejorando las condiciones de operación de las turbinas, esto gracias al cambio de materiales, manejo de temperaturas, presiones y calidad del vapor, además de los cambios en su ciclo de operación.

La necesidad de la turbina de vapor para la producción de energía eléctrica surge de la creciente demanda de energía, que, en paralelo con los aspectos de costos, productividad, eficiencia, potencia y ecología, hacen de esta una de las mejores operaciones, la turbina de vapor actual es una de las máquinas con mayor versatilidad en cuanto a sus diversas aplicaciones.

2.3 Principio de funcionamiento de la turbina de vapor

Las turbinas de vapor convierten la energía térmica en energía mecánica. La cantidad de energía térmica disponible para ser convertida es la diferencia entre la entalpía del vapor al entrar a la turbina y su entalpía al salir. A esta diferencia se le llama salto entálpico o salto térmico.

Por lo tanto, la energía mecánica generada por el eje de la máquina proviene de dos fuentes: la energía mecánica inicial del flujo del fluido y la energía térmica que se convierte en mecánica. Esta conversión se logra a través de la expansión del fluido, que es posible gracias a un cambio en su volumen específico.

El principio de funcionamiento de la turbina desde la dirección de entrada del vapor y la incidencia sobre las ruedas de álabes la vemos ilustrada en la Figura 2.4:

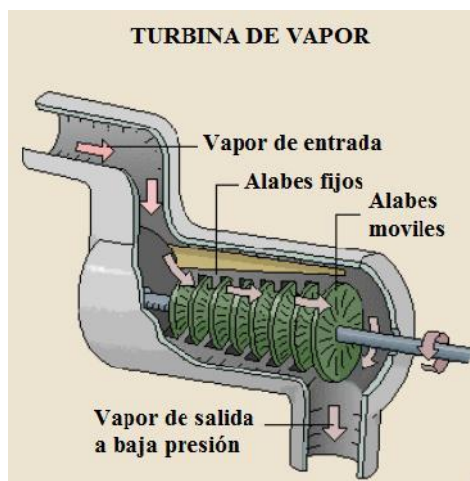


Figura 2.4 Principio de funcionamiento de la turbina (Alstom Data base n.d.)

De esta manera el trabajo que puede producir una turbina es igual a la diferencia de entalpía entre el vapor que entra y el que sale.

El hecho de que se utiliza vapor como fluido de trabajo porque contiene una gran cantidad de energía por kilogramo. Para aprovechar esta energía, se necesita una gran diferencia de presión entre la entrada y la salida de la turbina. Por eso, el proceso de expansión del vapor se divide en varias etapas, lo que ayuda a mejorar el rendimiento general.

Si la expansión se hiciera en una sola etapa, la desviación extrema del fluido causaría una pérdida de energía no costeable. Aunque una turbina con varias etapas pierde menos energía en total que varias turbinas separadas, ya que los escalones pueden recuperar energía degradada,

aumentar el número de etapas también eleva el costo. Por eso, es fundamental encontrar un equilibrio entre el rendimiento y el costo.

De acuerdo con lo correspondiente a la ciencia de estas turbomáquinas, se puede afirmar que la base de su funcionamiento se encuentra en la ecuación de Euler, la cual dice que “El momento de impulso, con relación a eje de la máquina, de las fuerzas exteriores que actúan sobre el fluido, es igual a la variación del momento cinético del fluido con relación al mismo eje” principio expresado en la Figura 2.5 y Figura 2.6, y definiendo el momento total la Ecuación 2.1.

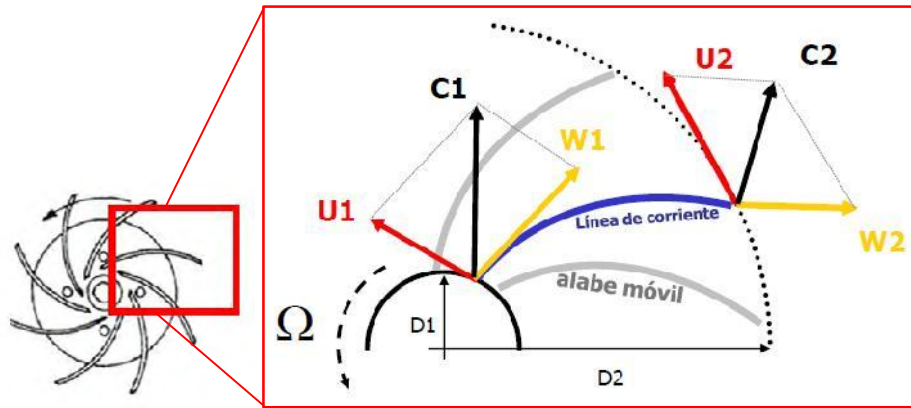


Figura 2.5 Diagrama de fuerzas para la ecuación de Euler. (Mataix C. 2000).

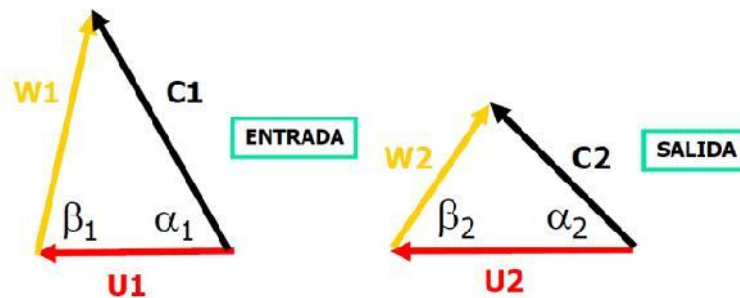


Figura 2.6 Triángulos de velocidades para la ecuación de Euler. (Mataix C. 2000).

Donde:

$C1$ = Velocidad absoluta de una partícula de fluido

$U1$ = Velocidad periférica tangencial, $u = D1n/60$

$W1$ = Velocidad relativa (tangente al alabe)

$C1 = U1 + W1$

M = Momento total comunicado al fluido o momento hidráulico.

Q = Caudal total

$$M = Q\rho (r_2C_2 \cos \alpha_2 - r_1C_1 \cos \alpha_1) \quad (2.1)$$

Ese momento multiplicado por ω será igual a la potencia que el rodete comunica al fluido, esto lo muestra la Ecuación 2.2.

$$P = M\omega = Q\rho\omega (r_2C_2 \cos \alpha_2 - r_1C_1 \cos \alpha_1) \quad (2.2)$$

Donde:

$\omega = 2\pi n/60$ = velocidad angular del rodete, rad/s

P_u = energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido

Y_u = altura equivalente a la energía intercambiada en el fluido

Tenemos las Ecuaciones 2.3, 2.4 y 2.5:

$$Q\rho Y_u = Q\rho\omega (r_2C_2 \cos \alpha_2 - r_1C_1 \cos \alpha_1) \quad (2.3)$$

$$r_1\omega = U_1 ; r_2\omega = U_2 \quad (2.4)$$

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{1u} ; C_2 \cos \alpha_2 = C_{2u} \quad (2.5)$$

C_{1u} y C_{2u} – componentes sobre u_1 y u_2 o componentes periféricas de las velocidades absolutas a la entrada y a la salida de los alabes.

Sustituyendo:

Ecuación de Euler que expresa la energía intercambiada en el rodete de las turbinas hidráulicas, de vapor y de gas, de acuerdo con la Ecuación 2.6.

$$Y = U_1C_{1u} - U_2C_{2u} \quad (2.6)$$

La ecuación de Euler expresa la energía intercambiada en el rodete de todas las máquinas.

De esta manera es posible aclarar que el funcionamiento de la turbina de vapor se basa en un principio termodinámico que indica que; cuando el vapor se expande, su temperatura y energía interna bajan. Esta energía interna que se pierde se convierte en energía mecánica al acelerar las partículas de vapor, lo que genera una gran cantidad de energía.

En resumen, el vapor una vez que entra a la turbina es direccionado hacia los alabes móviles, ejerciendo sobre estos una presión que genera la fuerza necesaria para mover el rotor, mientras el fluido sigue su trayectoria se va expandiendo y ganando energía cinética, pero también sufre cambios en su velocidad, dirección y temperatura, esto a través de varias etapas o escalonamientos.

2.4 Clasificación de las turbinas de vapor

Existen diversas vertientes que clasifican las turbinas de vapor, que, por el hecho de ser turbomáquinas son susceptibles de los criterios de clasificación de las mismas, razón por la cual la clasificación será dividida de la siguiente manera:

2.4.1 Según la dirección del flujo del vapor en el interior de la turbina

En una primera clasificación de las turbinas de vapor puede desarrollarse el hecho de su referencia al movimiento de la corriente del vapor dentro del cuerpo de la turbina, según este criterio existen dos tipos de turbinas:

2.4.1.1 Turbinas de vapor radiales

La circulación inicial del vapor sucede en un plano que es perpendicular al eje/rotor de la turbina, las turbinas de vapor de flujo radial representan una configuración distintiva dentro del espectro de las turbomáquinas térmicas, caracterizadas fundamentalmente por la trayectoria del fluido de trabajo. A diferencia de las turbinas axiales, donde el vapor fluye de manera paralela al eje/rotor, para las turbinas radiales la corriente de vapor incide de forma perpendicular a dicho eje. Esta disposición implica que el vapor ingresa a la turbina siguiendo una dirección radial y ejerce su fuerza dinámica sobre los álabes que se encuentran estratégicamente distribuidos alrededor de un disco o rotor central. Esta particularidad en el diseño confiere a las turbinas radiales la capacidad de gestionar flujos de vapor con velocidades relativamente menores en comparación con sus contrapartes axiales, lo que las hace adecuadas para ciertas aplicaciones específicas.

Dentro de la categoría de turbinas de vapor radiales, se identifican principalmente dos tipologías en función de la dirección del vapor que fluye a través del rotor. En las turbinas con flujo centrípeto, el vapor ingresa desde la periferia del rotor y se desplaza hacia el centro, donde se lleva a cabo la extracción de la energía mecánica. Por otro lado, para las turbinas que son de flujo centrífugo, el vapor accede a la turbina cerca del centro del rotor y es impulsado radialmente hacia afuera, hacia la periferia, a medida que cede su energía a los álabes. En ambos casos, la transferencia de energía cinética y térmica del vapor al rotor se manifiesta en el movimiento de los álabes, generando el trabajo mecánico necesario para accionar un generador eléctrico u otra maquinaria, en un principio análogo a la forma en que el agua impulsa una rueda hidráulica.

Si bien la configuración axial predomina ampliamente en la mayoría de las aplicaciones de turbinas de vapor, especialmente en grandes centrales de generación eléctrica, las turbinas radiales encuentran nichos específicos donde sus particulares características de flujo resultan ventajosas. Estas ventajas pueden estar relacionadas con la eficiencia en ciertos rangos de flujo y presión, la compacidad del diseño para aplicaciones de menor escala, o la optimización para condiciones de

operación particulares que no se adaptan de manera óptima a la geometría de las turbinas axiales. Por lo tanto, aunque representan una minoría en el panorama general de las turbinas de vapor, las radiales constituyen una solución de ingeniería valiosa para escenarios específicos donde sus propiedades de flujo perpendicular al eje ofrecen beneficios distintivos.

2.4.1.2 Turbinas de vapor axiales

La circulación de vapor transcurre paralelamente al eje de la turbina, las turbinas de vapor de flujo axial representan una tipología de turbomáquina en la cual la trayectoria predominante del vapor se desarrolla de manera paralela al eje de rotación. Esta configuración de flujo axial constituye el diseño más ampliamente adoptado en la mayoría de las aplicaciones de generación de energía eléctrica a gran escala. En este tipo de turbinas, el vapor, caracterizado por condiciones de alta presión y temperatura, ingresa al sistema y experimenta un proceso de expansión controlado a través de una secuencia de etapas dispuestas en serie. Cada una de estas etapas se compone fundamentalmente de dos conjuntos de álabes: álabes estacionarios, denominados estatores o toberas, y álabes rotatorios, conocidos como rotores. (Polo E.M. 1984)

La función primordial de los álabes fijos es actuar como toberas convergentes-divergentes, donde la energía térmica y de presión del vapor se convierte eficientemente en energía cinética, acelerando el flujo y orientándolo de manera precisa hacia los álabes móviles de la siguiente etapa. Al incidir sobre estos últimos, el vapor transfiere una porción significativa de su energía cinética, generando una fuerza tangencial que provoca la rotación del rotor.

Desde el punto de vista de su funcionamiento las turbinas axiales pueden dividirse en tres clases según el grado de reacción que presentan.

Se define el grado de reacción de una turbomáquina en la relación (Ecuación 2.7)

$$R = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_{te} + \Delta h_r} \quad (2.7)$$

Donde:

R = Grado de reacción de una turbomáquina.

Δh_r = Disminución de entalpía en el rotor.

$\Delta h_{te} + \Delta h_r$ = Disminución de entalpía en el escalonamiento.

Es decir, el grado de reacción es una medida que compara la disminución de entalpía en el rotor con la disminución total de entalpía y energía cinética en una etapa de la turbina. Con base en esta relación, se pueden distinguir tres tipos de diseños.:

2.4.1.2.1 Turbina axial de acción compresión constante en el rotor

En este tipo de turbina, la presión baja por completo en el estator y se mantiene constante en el rotor. La velocidad del fluido tampoco cambia en el rotor, excepto por una pequeña reducción debida a la fricción. La disminución de entalpía en el rotor, causada por la fricción, resulta en un valor ligeramente negativo.

2.4.1.2.2 Turbina axial de acción con entalpía constante en el rotor

En este caso, la entalpía se mantiene constante en el rotor, mientras que en el estator hay una expansión que aumenta la velocidad del vapor. En el rotor, la velocidad relativa también se mantiene constante. Aunque se produce una pequeña caída de presión, esta no aumenta la velocidad porque es causada por la fricción.

$$R = 0$$

2.4.1.2.3 Turbina axial de reacción

La expansión del fluido ocurre tanto en el estator como en el rotor. En el estator, la expansión provoca una disminución de la entalpía y un aumento en la velocidad. De manera similar, en el rotor, la expansión hace que la velocidad relativa del fluido aumente.

$$R > 0 \text{ (aproximadamente a 0.5)}$$

De manera más general, esta clasificación es mejor conocida simplemente como acción y reacción.

2.4.2 Según la presión del vapor y la manera en que ingresa a la turbina

La categorización de las turbinas de vapor se enfoca fundamentalmente en función de la presión del vapor en su etapa de admisión. Esta clasificación refleja directamente las condiciones termodinámicas del vapor generado por la fuente de calor, ya sea una caldera convencional o un sistema de recuperación de calor, y se orienta a optimizar el diseño de la turbina para la extracción máxima de trabajo mecánico posible.

Esta diferenciación por rangos de presión resulta esencial para la selección y el diseño apropiado de la turbina en función de la aplicación específica. A continuación, se detallan las categorías principales:

2.4.2.1 Turbinas de baja presión

Estas operan con vapor a niveles de presión relativamente bajos, situándose típicamente entre 1.2 y 2.0 MPa (equivalente a 174-290 psi aproximadamente). En estos sistemas, el vapor utilizado suele encontrarse en estado saturado o con un ligero grado de sobrecalentamiento. Su aplicación es común en instalaciones de menor escala o como etapas finales en configuraciones de turbinas multi-etapa, donde el vapor ya ha experimentado una expansión significativa en las etapas previas.

2.4.2.2 Turbinas de presión media

El rango de presión para el vapor al ingresar al equipo para estas turbinas se sitúa entre 2.1 y 4.3 MPa (aproximadamente 305-624 psi). En estas condiciones, el vapor generalmente presenta un estado de sobrecalentamiento, lo que conlleva una mayor eficiencia en comparación con las turbinas de baja presión. Su uso se extiende a diversas aplicaciones industriales y en centrales eléctricas de capacidad intermedia.

2.4.2.3 Turbinas de alta presión

Estas turbinas funcionan con vapor a presiones considerablemente elevadas, abarcando usualmente el rango de 6.0 a 12.0 MPa (aproximadamente 870-1740 psi). El vapor de admisión para estos sistemas se encuentra significativamente sobrecalentado, lo que permite alcanzar un alto rendimiento termodinámico. Con frecuencia, constituyen las primeras etapas en turbinas multi-etapa empleadas en grandes centrales eléctricas, donde la prioridad es maximizar la eficiencia del ciclo Rankine.

2.4.2.4 Turbinas de presión ultra alta

Estas emplean vapor a presiones aún superiores, típicamente entre 12.6 y 15.3 MPa (aproximadamente 1827-2219 psi). El vapor en estas condiciones presenta temperaturas de sobrecalentamiento elevadas. Su aplicación se restringe a centrales eléctricas de alta eficiencia, con el objetivo de optimizar el ciclo termodinámico y reducir el consumo de combustible.

2.4.2.5 Turbinas de presión subcrítica

Operan en un rango de presión de entrada de 15.1 a 22.5 MPa (aproximadamente 2190-3263 psi), cercano al punto crítico del agua (22.1 MPa). El vapor utilizado suele estar altamente sobrecalentado. Estas turbinas son comunes en centrales eléctricas modernas de gran capacidad, buscando un equilibrio entre la eficiencia alcanzable y la complejidad del sistema.

2.4.2.6 Turbinas de presión supercrítica y ultrasupercrítica

Estos sistemas operan a presiones que exceden el punto crítico del agua (22.1 MPa para supercríticas y > 27 MPa para ultrasupercríticas) y a temperaturas extremadamente elevadas (hasta 600°C o más en el caso de las ultrasupercríticas). Estas tecnologías representan la frontera en la búsqueda de la máxima eficiencia térmica en centrales eléctricas, posibilitando reducciones significativas en el consumo de combustible y las emisiones contaminantes.

La selección de la categoría de presión para una turbina de vapor está condicionada por diversos factores, incluyendo la naturaleza de la fuente de calor disponible, el nivel de eficiencia requerido, la escala de la instalación y las consideraciones económicas. En configuraciones de turbinas multi-etapa, es una práctica común encontrar secciones de alta, media y baja presión dispuestas secuencialmente para extraer la mayor cantidad de energía posible del vapor a medida que este se expande a través del sistema.

2.4.2.7 Turbina de contrapresión

Este tipo de turbinas se usan cuando el vapor de salida tiene una presión mayor a la atmosférica. Su función es reducir la presión del vapor mientras generan energía. El vapor que sale puede ser aprovechado para otros procesos industriales. La figura 2.10 muestra una turbina de este tipo.



Figura 2.7 Turbina de contrapresión.(Alstom Data base n.d.)

2.4.2.8 Turbina de descarga atmosférica

La turbina de vapor de descarga atmosférica es un tipo de turbina que libera el vapor residual directamente a la atmósfera. A diferencia de otros diseños, no se conecta a un condensador, lo que simplifica su construcción y reduce los costos de instalación y mantenimiento. Esto la hace ideal para plantas de generación de energía más pequeñas. Sin embargo, su eficiencia es considerablemente menor, ya que el vapor solo puede expandirse hasta alcanzar la presión atmosférica, lo que limita la cantidad de energía que se puede extraer. Por esta razón, su uso es más común en aplicaciones donde el costo inicial y la simplicidad son más importantes que la eficiencia energética.

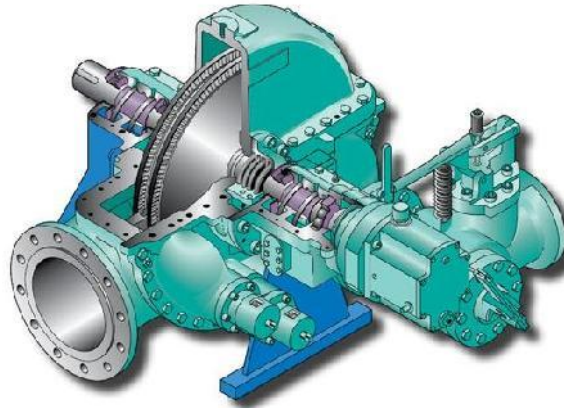


Figura 2.8 Turbina de descarga atmosférica.(Fernández 2008).

2.4.2.9 Turbina de condensación

Cuando la presión de salida es apenas superior a la atmosférica, el vapor se envía directamente al condensador. Son las de mayor tamaño y son utilizadas en centrales térmicas.

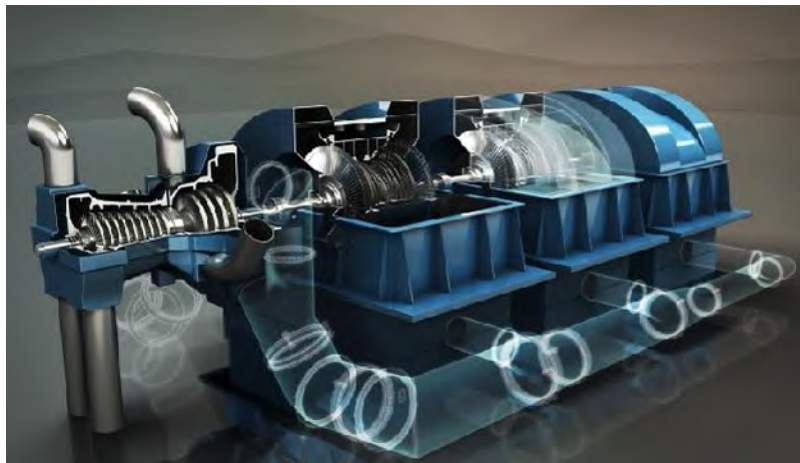


Figura 2.9 Turbina de condensación con alta, media y baja presión.(Alstom Data base n.d.)

De manera más general, esta clasificación es mejor conocida simplemente como acción y reacción, resumiéndose de la siguiente manera:

2.4.2.10 Turbina de acción

También conocida como de impulso, en la que los chorros de la turbina están sujetos a un punto dentro de la carcasa de la turbina, y los álabes están dispuestos en los bordes de las ruedas que giran alrededor de un eje central.

El vapor fluye a través de los álabes fijos y llega a los álabes móviles, estos álabes capturan parte de la energía del vapor en expansión, lo que hace girar la rueda y el eje al que está conectada.

La turbina está diseñada para que el vapor, al entrar por un lado, se expanda a través de una serie de pasos hasta que consume la mayor parte de su energía interna.

Es decir, en este tipo de turbinas el vapor se expande a través de las toberas alcanzando altas velocidades, de esta manera, el cambio o salto entálpico, o expansión, es realizada en los alabes directores o las toberas de inyección si se trata de la primera etapa de un conjunto de turbinas, estos elementos están sujetos al estator. En el paso del vapor por el rotor la presión se mantendrá constante y habrá una reducción de velocidad.

La turbina de impulso más sencilla para fluidos compresibles es la de Laval. Este diseño tiene un único rotor con álabes simétricos (como se ve en la Figura 2.10) y una serie de toberas convergente-divergentes. Estas toberas transforman la energía de presión del vapor en energía de velocidad, creando chorros de vapor de gran potencia que chocan directamente con los álabes del rotor para hacerlo girar.

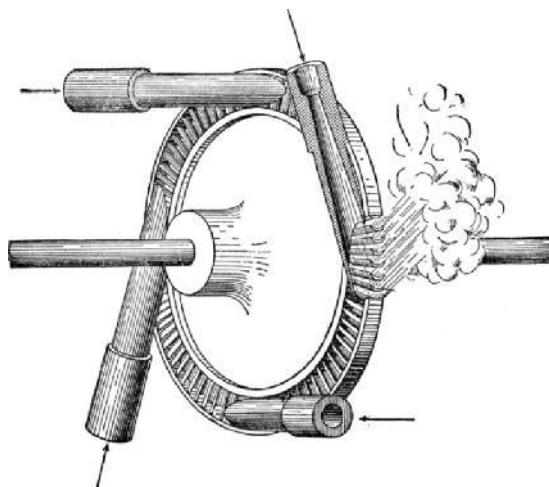


Figura 2.10 Turbina de vapor de Laval. (Dixon and Hall 2010).

En la Figura 2.11 se han dibujado varios diagramas. En la parte superior de la figura 2.11a se señala la caída de presión en la tobera de P_0 a P_1 y la ganancia de velocidad en la misma de V_0 a V_1 . En el rotor se mantiene la presión constante $P_2=P_1$ y cae la velocidad de V_1 a V_2 .

El vapor prácticamente no pierde energía en la tobera, donde se cambia su energía de presión en energía cinética. Es en el rotor donde cede esa energía cinética a la máquina. También se ha dibujado, en dicha Figura 2.11a y 2.11b, los diagramas de velocidad a la entrada y a la salida del rotor, que sirven para calcular la transferencia de energía entre fluido y máquina.

La energía transferida de fluido a máquina, por unidad de masa de fluido, viene dada por la Ecuación 2.8 de Euler. (Polo E.M. 1984).

$$w = U_1 V u_1 - U_2 V u_2 \quad (2.8)$$

Si se trata de la condición de máquina axial, $U_1 = U_2 = U$

Sustituyendo esta afirmación en la Ecuación 2.9.

$$w = U(V u_1 - V u_2) \quad (2.9)$$

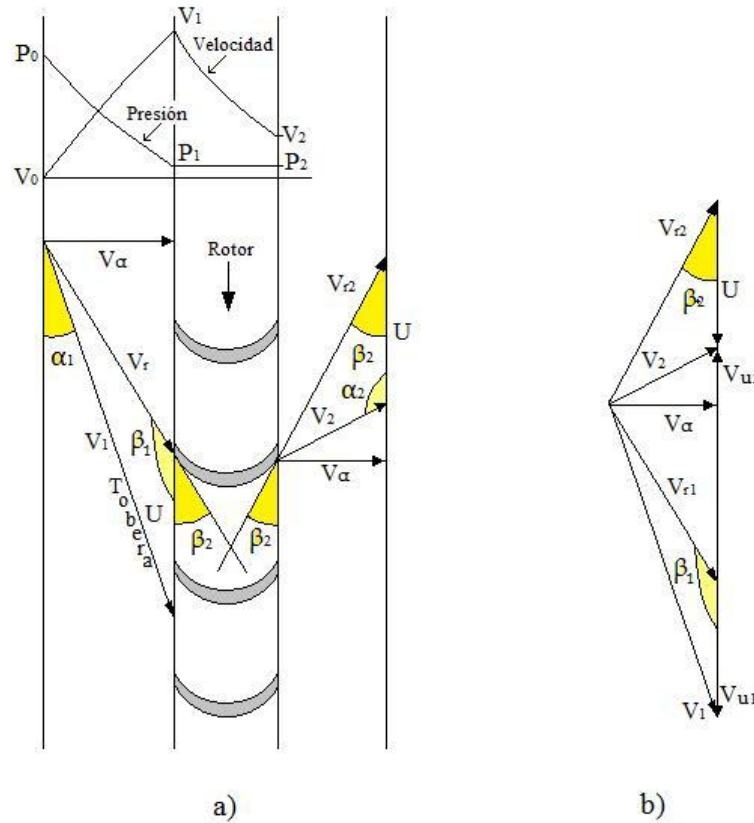


Figura 2.11 a) Diagramas de velocidades a la entrada y a la salida del rotor de una turbina simple, de impulso o acción. b) Diagrama de fuerzas con vértice común (sin fricción). (Encinas 1984)

Dónde:

P = Presión

V = Velocidad

w = Trabajo o energía por unidad de masa

U = Velocidad periférica

V_u = Velocidad tangencial

V_r = Velocidad relativa

α = Angulo de ataque

β = Angulo del

En la figura 1.7b se señalan los valores de U , V_{u1} y V_{u2} . Bajo la forma de componentes energéticas y tratándose de la máquina de impulso, donde no hay carga estática, la energía transferida por unidad de masa es solamente lo indicado en 1.3.

$$W = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \quad (2.10)$$

La cual sale de 1.4 de Euler, eliminando los términos de carga estática, solo nos queda la carga dinámica, que es el cambio en la energía dinámica entre la entrada y la salida del rotor.

$$W = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \quad (2.11)$$

Es difícil usar de forma eficiente la energía del vapor en una sola etapa debido a las altísimas velocidades de salida de las toberas (siempre supersónicas). Esto forzaría al rotor a girar a 20,000 o 30,000 revoluciones por minuto (rpm), lo que causaría vibraciones y tensiones centrífugas muy grandes. Para obtener una buena transferencia de energía, la velocidad tangencial del rotor tendría que ser aproximadamente la mitad de la velocidad del vapor, lo cual es muy difícil de manejar, sin embargo, para evitar estos problemas y lograr velocidades de giro más bajas, se puede dividir el proceso en varias etapas, ya sea por velocidad o por presión. Esto da lugar a dos tipos de diseños diferentes:

- a) Escalonamientos de velocidad (tipo Curtis).
- b) Escalonamientos de presión (tipo Rateau).

A continuación, se explican estas dos tecnologías, las cuales son los principios teóricos que rigen el diseño de las turbinas actuales.

2.4.2.10.1 Turbina de impulso o acción con escalonamiento de velocidad tipo Curtis.

En las turbinas de impulso con escalonamiento de velocidad, se busca aprovechar la energía cinética inicial del vapor en varias etapas. Con este método, la acción dinámica del vapor disminuye gradualmente, lo que permite que el rotor gire a velocidades más bajas y, a su vez, mejora la transferencia de energía, el arreglo de álabes se muestra en la Figura 2.12.

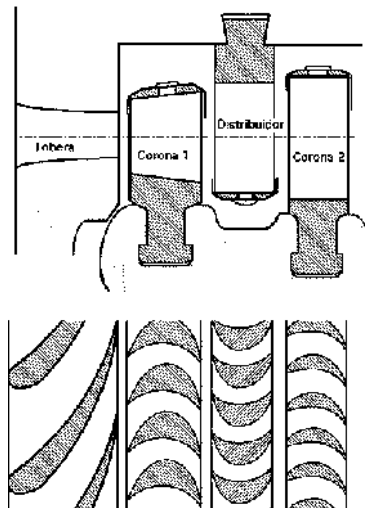


Figura 2.12 Turbina Curtis con dos escalonamientos de velocidad. (Encinas 1984).

El esquema de la Figura 2.13 muestra una etapa de velocidad donde los álabes del rotor son simétricos, como es típico en una turbina de impulso. Los álabes del estator también son simétricos, pero están invertidos en comparación con los del rotor. Esto hace que, en el estator, la velocidad y la presión del vapor se mantengan constantes; su única función es redirigir el flujo hacia el siguiente rotor, en este diseño, el fluido solo transfiere su energía cinética a los álabes del rotor, manteniendo la presión constante. Esto es lo que sucedería bajo condiciones ideales de transferencia de energía.

Como la velocidad del vapor se reduce en varias etapas, la fuerza que actúa sobre los álabes es más moderada, lo que permite que el rotor gire a velocidades más bajas. Dependiendo de cuántas etapas se usen, la velocidad tangencial del rotor puede ser hasta cuatro veces menor que la del vapor. Es importante destacar que todos los rotores de una turbina están montados de forma rígida en el mismo rotor.

La energía que se transfiere por cada etapa y por unidad de masa en este tipo de turbina es la misma que se describe en la ecuación 1.3 (para una turbina de impulso) o en la ecuación 1.2 (para una turbina axial). Todos los escalonamientos tienen la misma potencia, lo que asegura que los rotores generen el mismo par, ya que giran a la misma velocidad angular.

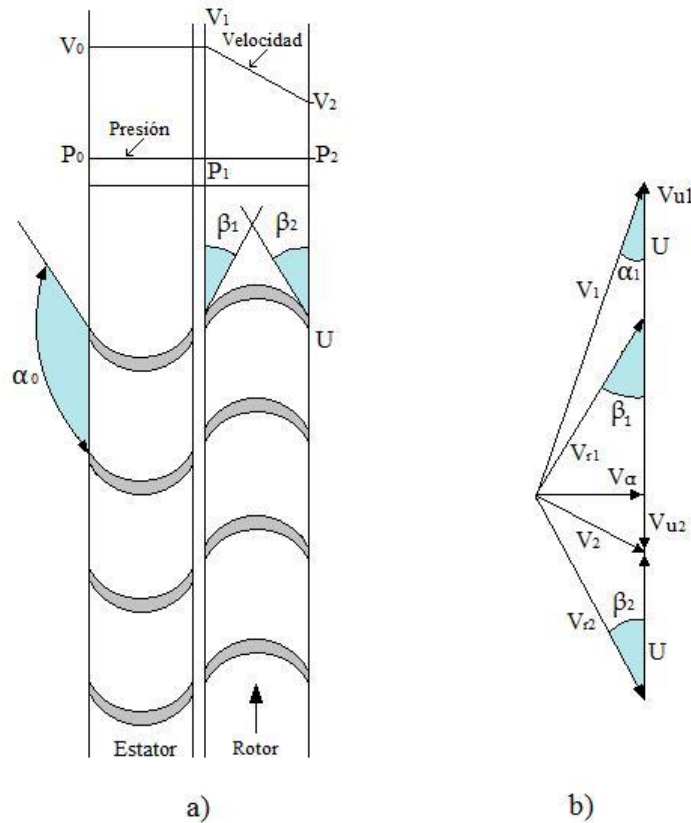


Figura 2.13 a) Desarrollo cilíndrico de un escalonamiento de velocidad en una turbina de impulso. b) Diagramas de vértice común a la entrada y a la salida del rotor. (sin fricción). (Encinas 1984).

2.4.2.10.2 Turbina de impulso o acción con escalonamiento de presión tipo Rateau

La Figura 2.14 muestra un esquema de una etapa de presión en una turbina de impulso. En esta configuración, los álabes del rotor son simétricos, al igual que en otras turbinas de impulso, y en ellos

se produce una acción dinámica con una caída de la velocidad del vapor, por otro lado, los álabes del estator funcionan como toberas, lo que provoca que el vapor gane velocidad a costa de su presión. De esta manera, la presión disminuye de forma escalonada a lo largo de los diferentes estatores, mientras que en los rotores la presión se mantiene constante.

Las turbinas con escalonamientos de velocidad son más eficientes al convertir la energía del fluido en el rotor. Esto significa que necesitan menos etapas, lo que simplifica su fabricación, en cambio, las turbinas con escalonamientos de presión requieren más etapas para la misma potencia, lo que complica su diseño. Sin embargo, logran un mejor rendimiento general y velocidades de giro más bajas. Por esta razón, las turbinas de vapor de alta potencia suelen combinar ambas técnicas: inician con escalonamientos de velocidad, seguidos de escalonamientos de presión, y terminan con escalonamientos de reacción.

En una etapa tipo Rateau, la energía se transfiere a la máquina solo en los rotores. Estos rotores, que tienen álabes de impulso, únicamente absorben la energía cinética del fluido, la cual se puede calcular con las ecuaciones 2.9 y 2.10.

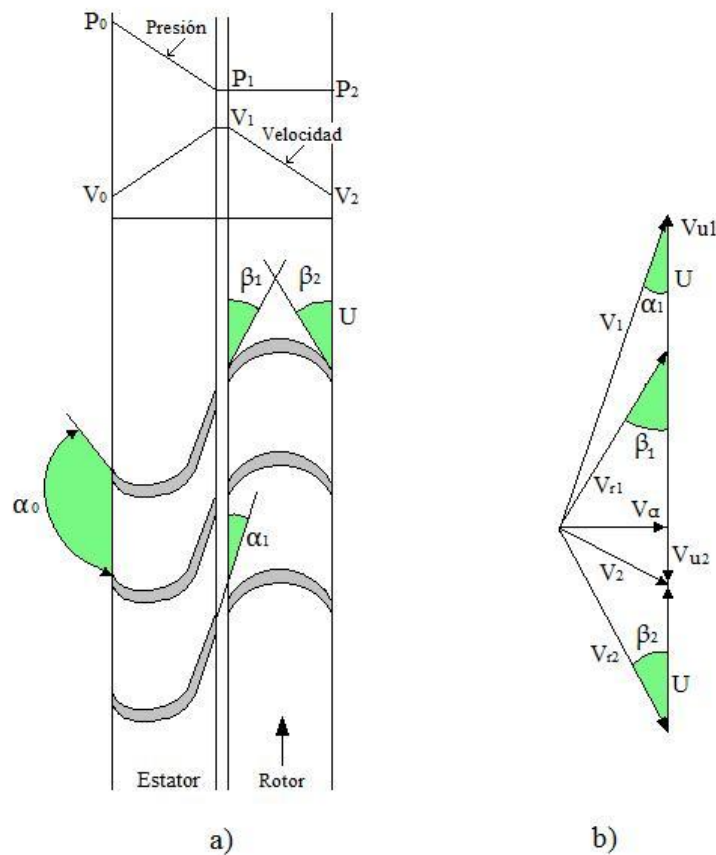


Figura 2.14 a) Desarrollo cilíndrico de un escalonamiento de presión para una turbina de impulso.
b) Diagramas de vértice común a la entrada y a la salida del rotor. La velocidad absoluta V_2 de salida del rotor/flecha sería la de entrada del estator siguiente, coincidiendo con la relativa en el álabe fijo del estator, ya que en este la $U = 0$. (Sin fricción). (Encinas 1984).

De esta manera es posible aclarar que el funcionamiento de una turbina se basa en el principio termodinámico de que, al expandirse, el vapor disminuye su temperatura y energía interna. Esta

pérdida de energía interna se convierte en energía mecánica al acelerar las partículas del vapor, lo que genera una gran cantidad de energía disponible.

En resumen, el vapor una vez que entra a la turbina es direccionado hacia los álabes móviles, ejerciendo sobre ellos una presión que genera la fuerza necesaria para mover el rotor, mientras el fluido sigue su trayectoria se va expandiendo y ganando energía cinética, pero también sufre cambios en su velocidad, dirección y temperatura, esto debido a que hace la expansión a través de varias etapas o escalonamientos, cabe mencionar, que este tipo de turbina de interés para el presente proyecto es mostrado en la siguiente Figura 2.15.

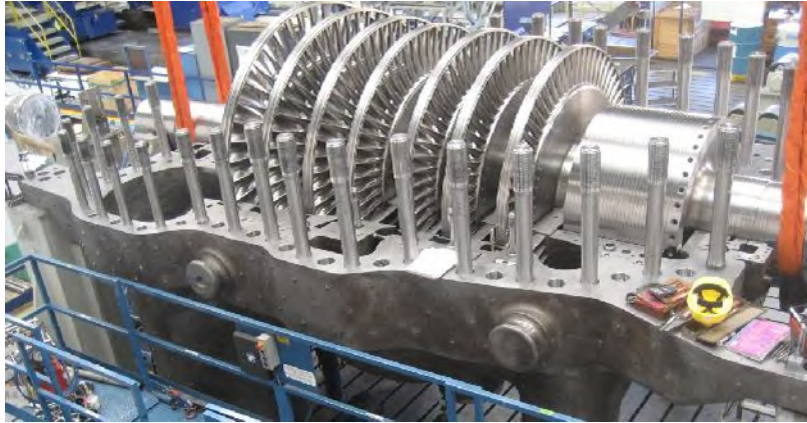


Figura 2.15 Turbina de alta presión tecnología de acción o impulso. (Alstom Data base n.d.)

2.4.2.11 Turbina de reacción

En la turbina de reacción, la energía mecánica se genera al acelerar el vapor en expansión. Estas turbinas tienen dos tipos de álabes: móviles y fijos. Cada par de álabes funciona como una boquilla, permitiendo que el vapor se expanda a medida que pasa, en lugar de estar montados en una rueda, los álabes de estas turbinas se fijan a un cilindro interno o cuerpo interno, que actúa como el eje de la turbina. La Figura 2.16 ilustra una turbina de vapor con esta tecnología.



Figura 2.16 Turbina de alta presión tecnología de reacción. (Alstom Data base n.d.)

En este tipo de turbina, el vapor se expande tanto en las toberas fijas como en los álabes móviles de forma alternada. Por lo tanto, el salto entálpico ocurre en el rotor y en el estator. Debido a esto, se les conoce mejor como turbinas de acción-reacción. Si la expansión solo ocurre en el rotor, se les llama turbinas de reacción pura.

La principal diferencia entre la turbina de reacción y la de acción o impulso al momento de su fabricación, es que la primera, los álabes van unidos directamente a la carcasa en los llamados porta álabes, abarcando todas las etapas de la turbina, mientras que la turbina de impulso contiene diafragmas que son portadores de los álabes estáticos, necesitándose un diafragma por cada etapa de la turbina.

En la siguiente Figura 2.17 se muestra una comparación de las turbinas de acción o impulso y las turbinas de reacción en donde observamos la diferencia de la incidencia del vapor.

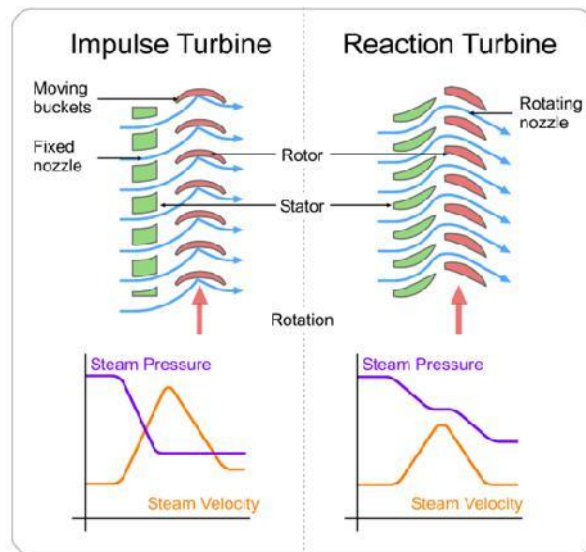


Figura 2.17 Incidencia del vapor en las turbinas de impulso y reacción. (Alstom Data base n.d.)

2.4.2.12 Turbinas centrípetas

Las turbinas radiales o mixtas presentan la siguiente evolución:

-) En el estator se produce una expansión aumentando la velocidad y disminuyendo la entalpía.
-) En el rotor se produce un aumento de la velocidad relativa debido a la expansión, donde además se produce una caída de presión.

Se cumple también $R > 0$ (próximo a 0.5) al igual que en la turbina axial de reacción.

2.5 Componentes de la turbina de vapor

Para llevar a cabo un análisis de los sistemas de sellos en turbinas de vapor, resulta imprescindible poseer un conocimiento profundo de la estructura interna de estas máquinas. Los sistemas de sellado no funcionan de manera independiente; su diseño y su eficacia están

directamente condicionados por las propiedades y el cómo se comportan los demás componentes internos de la turbina de vapor.

La identificación de la posición, la función y las condiciones de operación de elementos como el rotor, el estator, los álabes de alta, media y baja presión, las cámaras de expansión, los cojinetes y los sistemas de entrada y salida del vapor proporciona el marco de referencia esencial para comprender el funcionamiento particular que deben tener los sellos en esta máquina.

Las fluctuaciones de presión y temperatura entre las etapas de una turbina, junto con la velocidad a la que gira el rotor, determinan las exigencias que deben soportar los sellos. Un sello situado entre una etapa de alta y otra de baja presión debe ser concebido para minimizar las pérdidas de vapor que deterioran la eficiencia termodinámica general del equipo.

De forma similar, la expansión del vapor a medida que avanza a través de la turbina y el incremento en su volumen específico exigen configuraciones de sellos distintas en las etapas de presión para controlar las fugas en presencia de mayores caudales volumétricos.

La comprensión de la configuración general de la turbina, incluyendo el número y la disposición de sus etapas, determina directamente la cantidad y la ubicación de los sistemas de sellado. El conocimiento de los materiales con los que están contruidos los componentes cercanos a los sellos y las tolerancias de fabricación resulta crucial para diseñar sellos que conserven su integridad y eficiencia a lo largo de su vida útil, considerando la dilatación térmica y las posibles deformaciones, en general la Figura 2.18 muestra algunas de las partes principales para una turbina de vapor de alta presión.

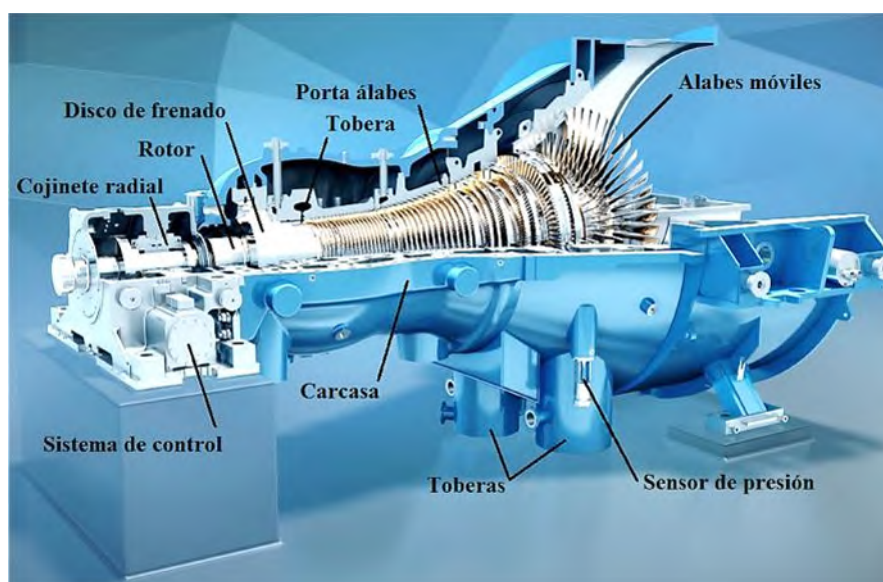


Figura 2.18 Partes en una turbina de vapor. (Alstom Data base n.d.).

2.5.1 Rotor

Es considerado el órgano principal de la turbina, es también el elemento móvil del sistema y es aquí donde la energía interna del vapor de la turbina es convertida en otro tipo de energía.

Debido a que la turbina contiene un número de escalones el rotor está constituido por una serie de anillos que contienen alabes, un anillo o corona por cada escalón de la turbina, los alabes móviles se encuentran anclados al rotor moviéndose junto con él.

El rotor de la turbina de impulso o acción es de acero fundido con ciertas cantidades de Níquel y Cromo para darle tenacidad a su estructura y es de un diámetro regularmente uniforme, a las ruedas donde se acoplan los alabes se les maquinan ranuras con ciertas tolerancias para ensamblar los discos compuestos de alabes. El rotor se muestra en la Figura 2.19.

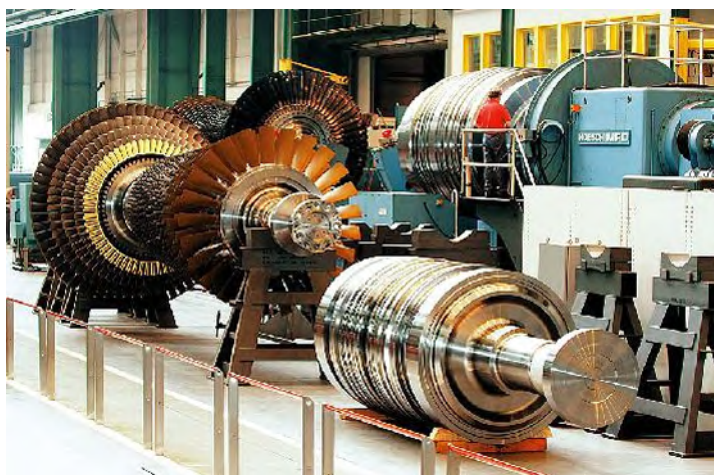


Figura 2.19 Rotores para turbina de vapor. (Alstom Data base n.d.).

Dependiendo de la etapa donde se aloje el rotor, es llamado también rotor de alta, media o baja presión, finalmente los rotores se unen mediante tornillería en bridas, y con juntas de expansión especiales para trabajar en una sola flecha que acopla al rotor del generador eléctrico.

2.5.2 Carcasa

Considerada como la parte del estator de la turbina, la carcasa o cuerpo interno se divide en dos partes, la mitad superior que es desmontable para acceder al rotor y la mitad inferior que va fija a la bancada, ambas mitades contienen los componentes fijos como las coronas que contienen los alabes fijos o las toberas de entrada y salida de vapor, la Figura 2.20 muestra una carcasa de turbina de vapor en la etapa de montaje en taller para comprobar el ensamble final que se realizará en sitio.

La carcasa es una fundición de hierro con aleaciones, que dependen de las condiciones de operación, las partes de la carcasa en la sección de alta presión están fabricadas con materiales más resistentes que las de la sección de baja presión, la condensación máxima debe ser de alrededor del 10% para las etapas finales del vapor.

Generalmente, las turbinas en funcionamiento están cubiertas con una manta de material aislante, esta manta reduce la pérdida de calor por radiación, lo que ayuda a que el vapor no se enfríe, evitando así la pérdida de energía y mejorando el rendimiento de la turbina. Además, esta manta suele tener un recubrimiento impermeable que la protege del deterioro y facilita su desmontaje.



Figura 2.20 Carcasa para turbina de vapor. (Alstom Data base n.d.).

2.5.3 Alabes

Es cada una de las paletas curvas de la rueda de la turbina, siendo perfiles aerodinámicos que reciben la incidencia del vapor y lo hacen ceder parte de su energía reduciendo su velocidad y cambiando su dirección.

Se clasifican el alabes estacionarios o estáticos y alabes rotativos.

2.5.3.1 Alabes estáticos

También conocidos como alabes fijos se encuentran ensamblados en los diafragmas que a su vez van montados a la carcasa, o sobre los porta-alabes en el caso de las turbinas de tecnología de

reacción, son álabes cuya función es guiar el vapor para que incida eficientemente en el siguiente arreglo de álabes móviles.

Cada corona de álabes corresponde a una etapa o escalonamiento de la turbina, en la Figura 2.21 se muestra la configuración de un diafragma y los álabes estáticos entre las dos coronas.



Figura 2.21 Partes s en un diafragma de turbina de vapor. (Alstom Data base n.d.).

2.5.3.2 Álabes rotativos

También conocidos como álabes móviles se encuentran fijos al rotor por medio de pernos y formando discos completos llamadas “ruedas de álabes”, una rueda por cada etapa de la turbina, tienen como función principal la de recibir el flujo del vapor y transmitirlo en forma de torque al rotor, así como redireccionarlo a la siguiente etapa de la turbina, el vapor se irá expandiendo al pasar por cada etapa.

Los álabes móviles se colocan sobre discos premaquinados en el rotor, y para la carcasa sobre ranuras en la misma, esta sujeción por medio de pernos permite que se consideren como piezas de desgaste que se pueden reemplazar en mantenimientos mayores. Los extremos libres de los álabes se maquinan para que su superficie tenga uniformidad y evitar algún escalonamiento en las partes superiores de los álabes llamadas crestas, la Figura 2.22 muestra diferentes tipos y tamaños de álabes para una turbina de vapor.



Figura 2.22 Alabes para turbina de vapor. (Alstom Data base n.d.).

2.5.4 Toberas

Tubería con configuración especial por donde ingresa el chorro de vapor que convierte la energía de presión disponible en el vapor en energía cinética, en la Figura 2.23 se muestra sobre la parte superior una tobera de entrada a una turbina de vapor de tecnología de alta presión.

Este componente mecánico situado en la parte superior de la carcasa es por donde el vapor entra a la turbina. Su función principal es distribuir de manera uniforme el vapor que entra, o en algunos casos, el que sale.



Figura 2.23 Carcasa para turbina de vapor donde se resalta en la parte superior la tobera. (Alstom Data base n.d.).

Los bloques de las toberas se fabrican en segmentos y se fijan en su lugar con tornillos, o a veces, simplemente con ranuras y pernos.

2.5.5 Diafragmas

Los diafragmas de la turbina de vapor se distribuyen en el interior de la turbina en pasos o escalones, éstos portan alabes estacionarios que conforman los espacios donde es producida la expansión para el vapor.

Los diafragmas se fabrican y maquinan en mitades, acoplados entre sí por una unión de forma horizontal llamada plano de juntas.

Cada diafragma se encuentra en una ranura mecanizada en el cuerpo interno, también conocido como porta diafragmas. Se sostiene con cuñas de suspensión y cuñas laterales, además en la parte inferior una cuña radial llamada de estanqueidad evita que el diafragma se mueva durante el funcionamiento de la máquina. Estas cuñas trabajan juntas para mantener el diafragma centrado, sin importar los cambios en el flujo de vapor, el empuje o la temperatura de la turbina.

La posición de los diafragmas se asegura con pernos axiales que evitan que se salgan de su lugar. En algunas turbinas de baja potencia, no se usan estos pernos, y la posición del diafragma se define por un elemento mecánico opresor. La Figura 2.24 muestra cómo un par de diafragmas se ensamblan para formar las primeras etapas del flujo de vapor.



2.24 Diafragmas para turbina de acción. (Alstom Data base n.d.)

2.5.6 Válvula de regulación

Esta válvula es uno de los componentes más importantes de la turbina, ya que controla la cantidad de vapor que entra, se muestra una válvula de alto caudal para turbina de vapor en la Figura 2.25 es accionada hidráulicamente con la ayuda de un equipo de presión de aceite (aceite de control) o de manera neumática. Forma parte de dos lazos de control, el lazo que controla la velocidad de la turbina y el lazo que controla la carga o potencia de la turbina.



Figura 2.25 Válvula de control para turbina de vapor. (Alstom Data base n.d.).

2.5.7 Cojinetes de apoyo, de bancada o radiales

Sobre estos rodamientos gira el rotor de la turbina, suelen ser de un material blando, y recubiertos de una capa lubricante que disminuye al máximo la fricción, son elementos de desgaste, que deben ser sustituidos periódicamente, también con una frecuencia establecida si su costo es bajo respecto de su producción, o bien por observación que su superficie y cambio cuando se encuentren en un estado deficiente, la Figura 2.26 muestra un cojinete radial para turbina de vapor.



Figura 2.26 Cojinete radial para rotor de turbina.(Alstom Data base n.d.).

2.5.8 Cojinete de empuje o axial

El cojinete axial, también conocido como cojinete de empuje, evita que el rotor se desplace a lo largo del eje. Esto es crucial para contrarrestar la fuerza axial que ejerce el vapor y prevenir daños graves, a diferencia de otros cojinetes, este no toca directamente el eje, sino que se apoya en un disco que está unido al eje.

El cojinete axial está hecho de un material blando y recubierto con una capa de un material antifricción llamado babit, además, debe encontrarse convenientemente lubricado, la Figura 2.27 muestra un cojinete de empuje axial para turbina de vapor.

Para verificar el estado de este cojinete, se monitorea constantemente su desplazamiento axial, además de la temperatura y las vibraciones del eje. Si el desplazamiento excede el límite permitido, el sistema de control detiene la turbina o impide que se encienda por completo.



2.27 Cojinete de empuje para rotor de turbina. (Alstom Data base n.d.).

Finalmente se encuentran otra serie de componentes que forman parte principal en el funcionamiento de la turbina como: sistema de lubricación, sistema de extracción, sistema de sellado del vapor, de control de aceite, virador, compensador, entre otros.

2.5.9 Sellos de vapor

En la definición de este componente nos extenderemos ya que los sellos son el objeto de estudio de este trabajo, los sellos para turbina de vapor, son un conjunto de láminas ajustadas al rotor y a la carcasa, formando un laberinto, su función es la de garantizar la presión dentro de la turbina e impedir la fuga del vapor.

Para reducir las fugas del vapor al interior de la turbina, se usan distintos tipos de empaquetaduras o sellos. Uno de los más comunes es el sello de laberinto, que consiste en una serie de pestañas que forman pequeños canales. Estos canales restringen el flujo del fluido que intenta pasar hacia la zona de menor presión.

En algunos diseños, las pestañas del sello se encuentran solo en el diafragma o estator. En otros, están intercaladas entre el estator y el rotor. La figura 2.28 muestra algunos de estos tipos de sellos.

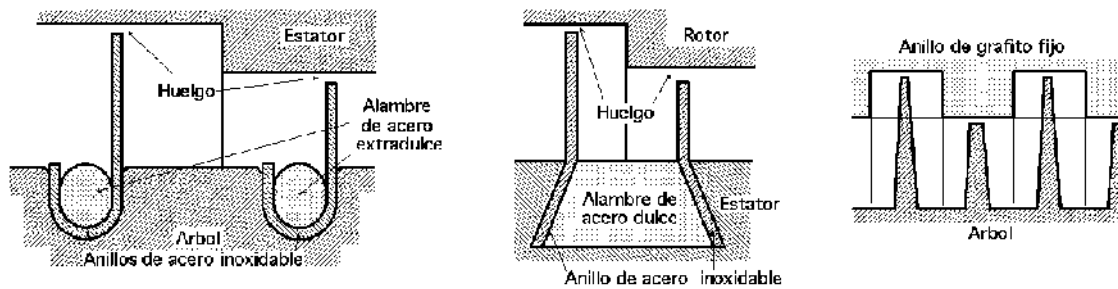


Figura 2.28 Sellos tipo laberinto. (Encinas 1984).

En las turbomáquinas requieren ser selladas las juntas de estanqueidad para que el vapor tenga fugas menores en las cavidades que tienen ciertos claros dimensionales, los sellos laberínticos son los comúnmente empleados para el fin del sellado de vapor, en la figura 2.29 se muestran las zonas de sellos en una turbina de vapor, y a continuación, se definen algunos de los conceptos relacionados con el sistema de sellado del vapor.

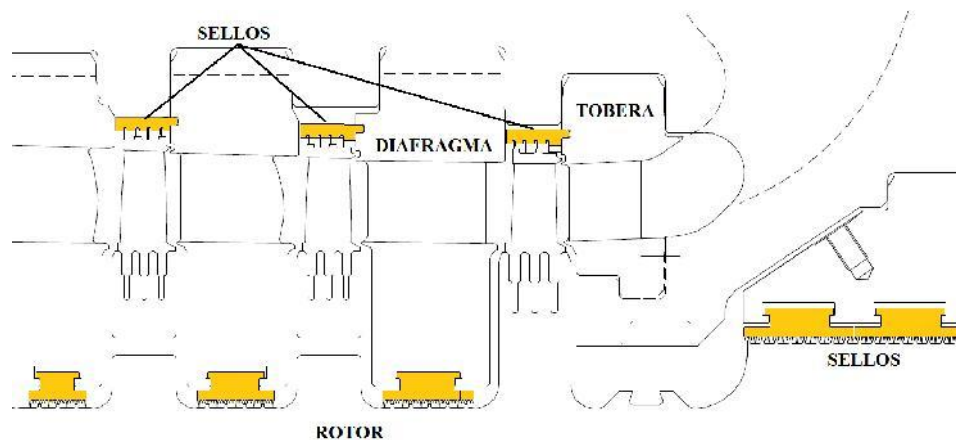


Figura 2.29 Sistema de sellado a lo largo del flujo del vapor en una turbina. (Alstom Data base n.d.).

2.5.9.1 Juntas de estanqueidad

En las turbomáquinas, se necesitan mecanismos para evitar o limitar la fuga del fluido de trabajo entre las ruedas y fuera de la carcasa.

El propósito de los sellos de estanqueidad es reducir las fugas de fluido desde áreas de alta presión a otras de baja presión. Estas fugas ocurren en las zonas donde los componentes móviles del rotor pasan cerca de las partes fijas del estator. Estas zonas mencionadas son:

-) Entre los escalonamientos de las turbinas de acción, como se ilustra en la figura 2.30.
-) En las partes externas de los álabes para las turbinas de reacción.
-) En los tambores de equilibrio que manejan el empuje axial, como se muestra en la figura 2.31.
-) Donde el eje atraviesa los cuerpos internos de la turbina.



Figura 2.30 Sellos de vapor entre discos móviles del rotor de turbina. (Alstom Data base n.d.).

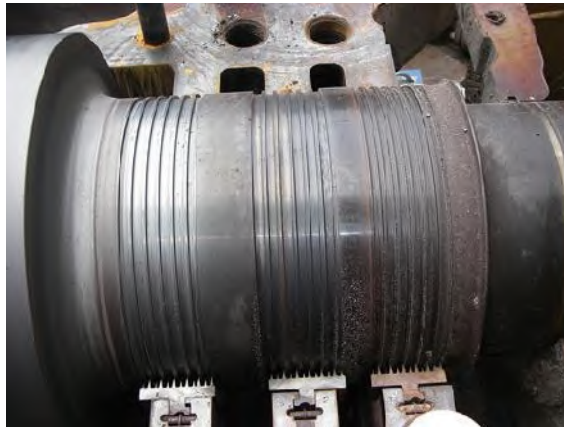


Figura 2.31 Sellos de vapor en los extremos del rotor, tambores axiales. (Alstom Data base n.d.).

El volumen de vapor que se pierde por fugas depende de la sección de paso y de la diferencia de presión entre los dos lados del sello, no del flujo total de vapor en la turbina. Por ello, estas pérdidas son más significativas en las turbinas pequeñas que en las grandes.

Los tipos de sellos de estanqueidad pueden ser de laberintos o de anillos de carbón. Para las juntas internas, como se ve en la Figura 2.32, se suelen usar sellos de laberinto, y rara vez se utilizan los de carbono.

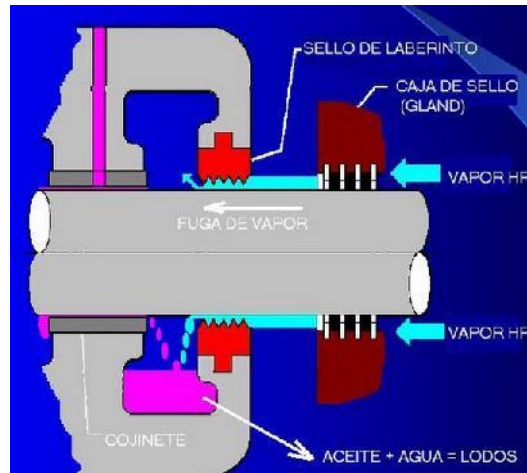


Figura 2.32 Juntas de estanqueidad interiores.(Xi and Rhode 2006).

Las llamadas juntas de estanqueidad exteriores tienen dos partes. La parte interior, que es más larga, se encarga de sellar el paso de vapor, mientras que la parte exterior, más corta, solo sella el espacio entre ambas para evitar que entre aire.

Los anillos de desgaste están hechos generalmente de metales blandos o compuestos. Se instalan tocando ligeramente las paletas móviles. Cuando la máquina empieza a operar, las paletas desgastan el aro hasta que se crea una separación mínima y permanente, lo que asegura un sellado efectivo.

2.5.9.2 Sellos mecánicos

Para realizar el sellado el espacio entre el eje y la carcasa, o para proteger un cojinete de un fluido de trabajo, se emplean sellos mecánicos. La Figura 2.33 muestra cómo están configurados.

El tipo más simple de estos sellos es el aro de goma, que solo sirve para condiciones de baja presión, baja temperatura y bajas velocidades.

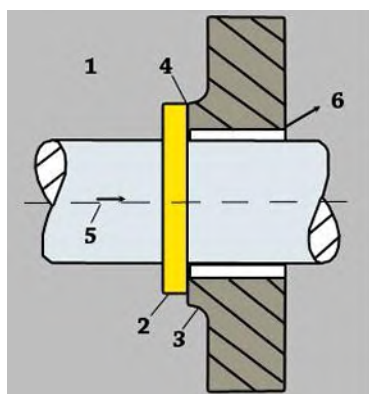


Fig. 1 - Versión simple de un sello axial

- 1.- Fluido a sellar
- 2.- Anillo
- 3.- Carcasa de la máquina
- 4.- Separación de sellado
- 5.- Fuerza axial
- 6.- Fuga

Figura 2.33 Sello mecánico con aro de goma.(Norton 2009).

El tipo de sello más común en las turbomáquinas es el de aros de carbono, de los cuales existen muchas variantes. La figura 2.34 muestra un ejemplo de un sello flotante con tres aros. Estos aros de carbono se fabrican en segmentos y se montan en un anillo de metal, que también está segmentado.

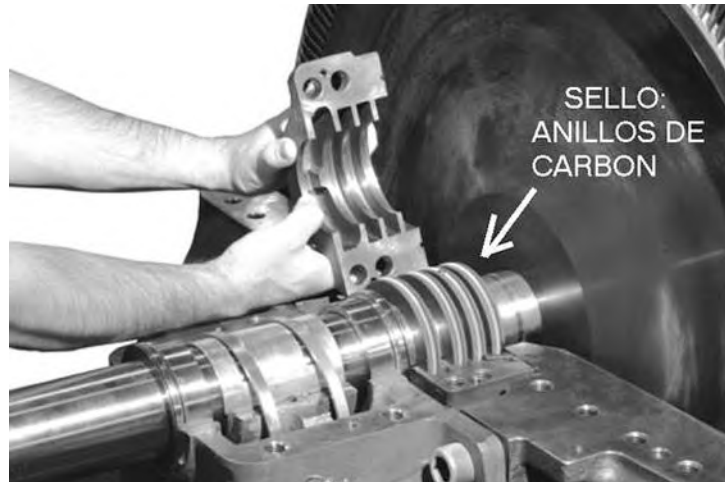


Figura 2.34 Sello con 3 aros de carbón tipo flotante.(Aslan-zada, Mammadov, and Dohnal 2013)

La función de los aros de carbón es desgastarse hasta el punto de que el huelgo sea mínimo y el sellado del fluido de trabajo sea el mínimo, la Figura 2.35 muestra el montaje de este tipo de sellos de carbón en una turbina.



Figura 2.35 Caja de sellos de carbones para turbina.(Norton 2009).

El anillo de carbono se aloja en un soporte metálico que lo sella lateralmente. Para evitar que la presión aumente en la cámara, lo que podría ejercer una fuerza excesiva sobre el anillo y el eje, el soporte cuenta con orificios y ranuras de ventilación. Estos conductos permiten liberar el exceso de presión y aseguran que el sello funcione correctamente sin dañar el eje ni otros componentes.

Para sellar el trabajar con líquidos, se puede usar el mecanismo tipo Perry's mostrado en la Figura 2.36, con sus componentes principales.

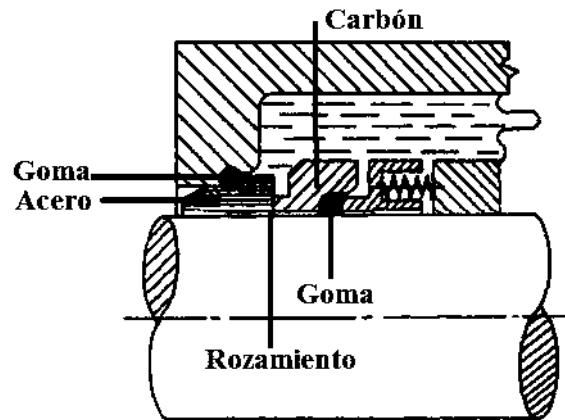


Figura 2.36 Sello mecánico interno tipo Perry's.(Norton 2009)

La presión del fluido de trabajo ayuda a mantener el anillo de carbono pegado al anillo de acero. Si la presión es demasiado alta y ejerce una fuerza excesiva, el anillo se puede diseñar en etapas para reducir el área de contacto y equilibrar las presiones. A este tipo de sello, que utiliza este principio, se le conoce como sello balanceado.

2.5.9.3 Sellos hidráulicos

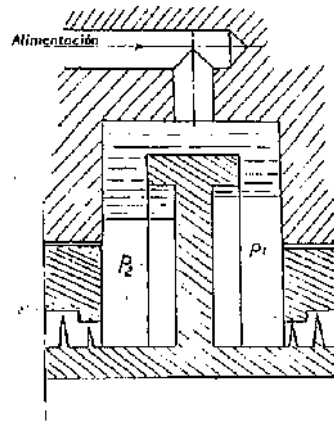


Figura 2.37 Sello hidráulico tipo Gannio. (Alstom Data base n.d.).

Este tipo de sello se usa para evitar por completo la fuga de gas de trabajo, el cual a veces puede ser tóxico, aunque solo es efectivo a bajas presiones, la figura 2.37 muestra un sello hidráulico en acción. Al girar, el disco arrastra el fluido de sellado y lo mantiene en el fondo de la ranura. La aceleración centrífuga actúa de manera similar a la gravedad, lo que hace que el sello funcione como un vaso comunicante, donde la presión P_1 es mayor que P_2 .

2.5.9.4 Sellos laberínticos

El sistema de sellos de laberinto funciona creando estrangulamientos que restringen el flujo de vapor. La mínima separación en estos sellos depende de varios factores, como la construcción de la turbina, la holgura de los cojinetes, la flexión del rotor y las dilataciones. Por lo tanto, es crucial determinar el número de secciones de expansión, tambores de equilibrado y puntas de sello necesarios.

Se asume que, al pasar por las puntas de sello, el vapor se expande de manera isentrópica, convirtiendo su energía térmica en energía cinética. Luego, entre los tambores, esta energía cinética se transforma en calor a presión constante. Este proceso de evolución isentálpica en el sello evita la condensación del vapor. Figura 2.38.

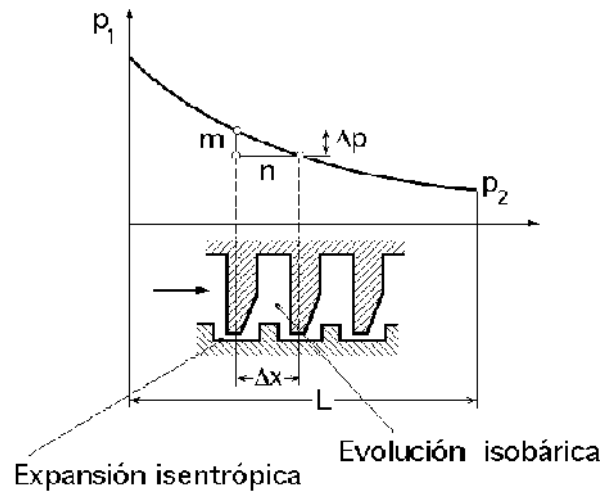


Figura 2.38 Configuración en un sello laberíntico. (Stephen and Hogg 2003)

El sello de laberinto es una evolución del sellado de un eje cuando este atraviesa una pared, como lo muestra la Figura 2.39.

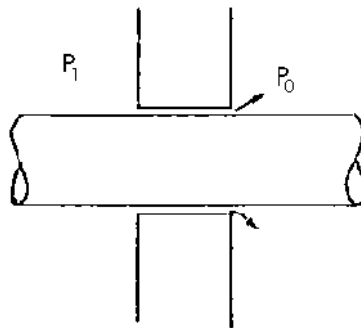


Figura 2.39 Principio de sello laberíntico. (Chuang et al. 2021)

El flujo se define por la diferencia de presión y el espacio libre. Este mecanismo causa una gran pérdida por fricción en la capa de fluido, por lo que se reduce la longitud axial para mantener la restricción de paso.

Al aumentar el número de puntas en el mecanismo se aumenta la eficiencia del sellado, pero se debe buscar la relación entre el número de elementos, la factibilidad del maquinado de los mismos y la integridad del material, se crean cámara de contra-presión en este arreglo se muestra en la figura 2.40.

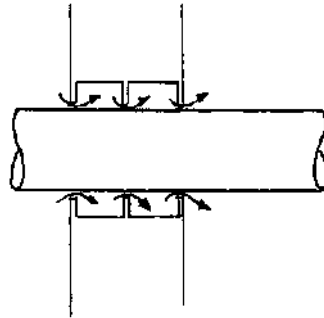


Figura 2.40 Generación del sello laberíntico. (Chuang et al. 2021).

La cantidad de espacio libre en los sellos (el huelgo) depende de varios factores, como la flexión y distorsión térmica del eje, la dilatación entre el eje y sus componentes, el número de dientes del sello, la holgura en los cojinetes, el balanceo dinámico y la flexibilidad del propio eje.

El sello se puede montar tanto en la pared como en el eje. Los dientes pueden tener diferentes alturas, lo que mejora la capacidad de sellado. Sin embargo, fabricar este tipo de peine con alturas variables es más costoso, como se muestra en la Figura 2.41.

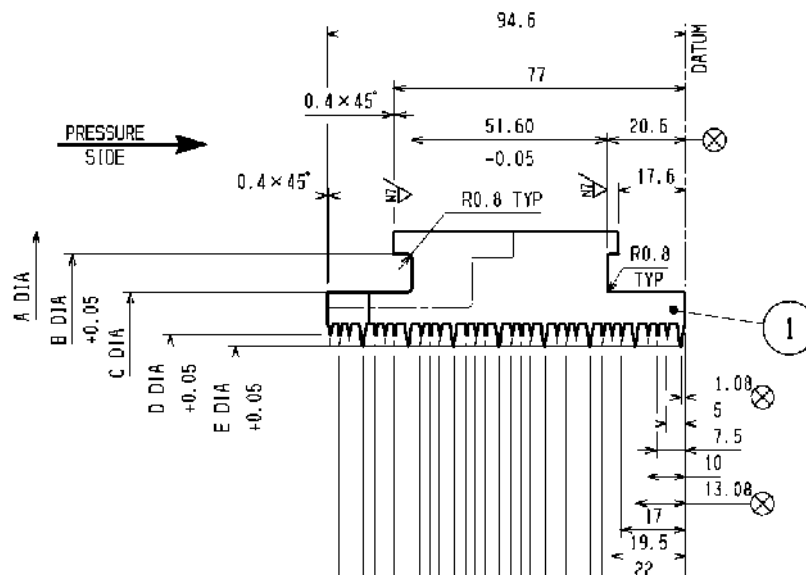


Figura 2.41 Sección rectangular de un sello con las dimensiones de manufactura.(Alstom Data base n.d.).

Para las turbinas de vapor el sistema de sellado se considera como una pieza de desgaste por lo tanto es más factible diseñar los sellos de manera que puedan ser desmontados más fácilmente, por esto se insertan laminillas de sellos sobre un anillo llamado porta sellos como se puede apreciar en la figura 2.42, estas laminillas se reemplazan cada mantenimiento mayor de la máquina.

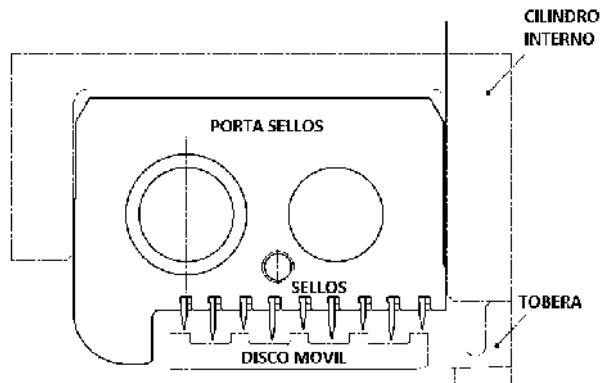


Figura 2.42 Sellado de laberintos (Perry's) en turbina de vapor.(Alstom Data base n.d.).

Los sellos pueden sujetarse con un área que se pueda desgastar para llegar el huelgo mínimo.

En los mantenimientos mayores para las turbinas de vapor, es necesario considerar los sellos como elementos de desgaste, esto se observa en la Figura 2.43 en la que los sellos se muestran dañados por las impurezas en el paso del vapor durante el tiempo de operación del equipo.



Figura 2.43 Laminillas de sello desgastadas.(Alstom Data base n.d.).

Cuando se trabaja con fluidos tóxicos o inflamables, se pueden usar fluidos de barrera o, en su lugar, limpiar el laberinto con un fluido de arrastre para garantizar la seguridad y evitar fugas.

Los sellos de laberinto también se utilizan para sellar los extremos de los álabes tanto móviles como fijos en el caso de las turbinas se insertan sobre las partes fijas en ranuras maquinadas, estos sellos contienen tolerancias dimensionales que se registran en reportes a la hora de hacer el ensamble en taller, antes de realizar el ensamble final en el sitio, el rotor balanceado no debe de contener movimientos radiales respecto a su eje, esto se muestra en la Figura 2.44.

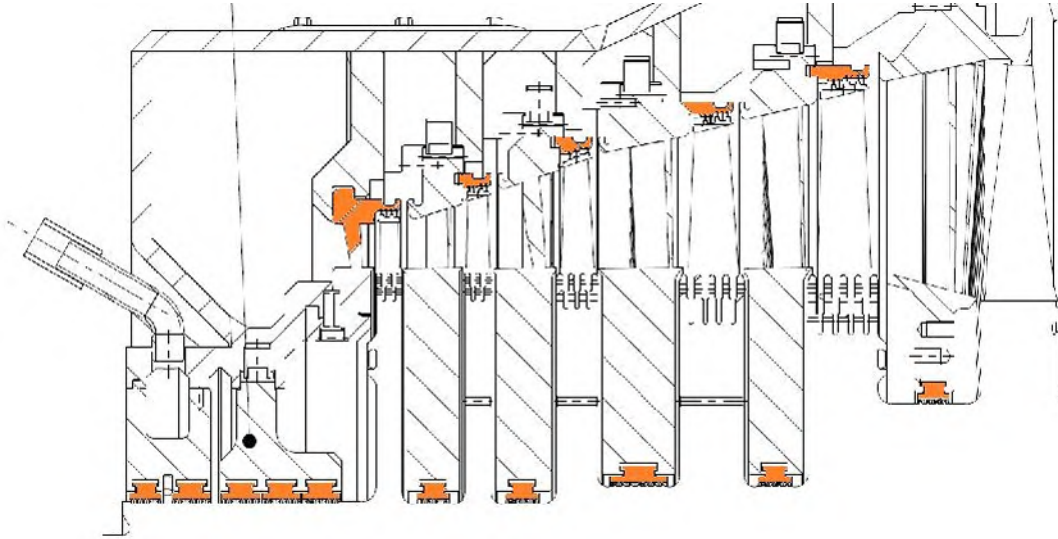


Figura 2.44 Sistema de sellado en turbinas de vapor.(Alstom Data base n.d.).

Como se mencionó anteriormente también se utilizan para realizar el sellado de cojinetes sin fricción lubricados con fluidos como aceite, con la configuración mostrada en la Figura 2.45.

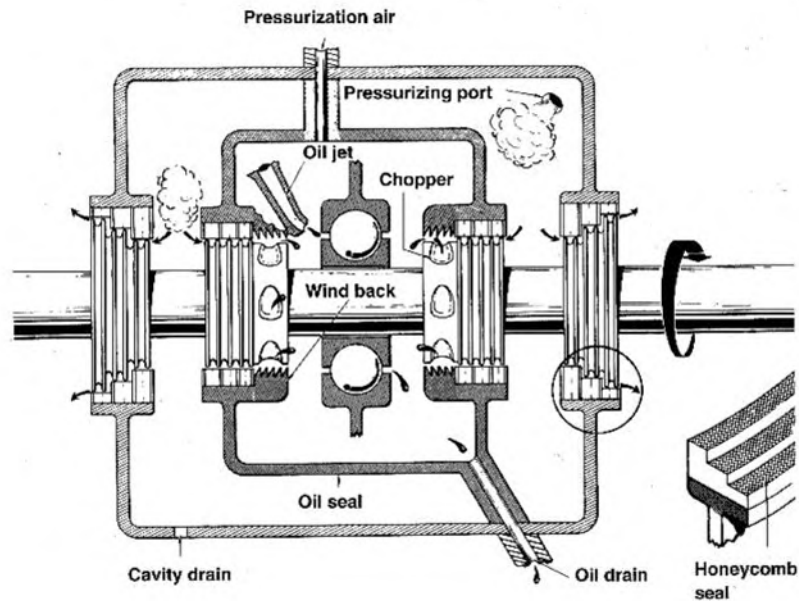


Figura 2.45 Sellado de cojinetes de turbina de gas (Hunecke). (Encinas 1984).

2.5.9.4.1 Curvas de Fanno

El proceso por el que el fluido pasa a través de un filo del sello de laberinto y luego al siguiente espacio vacío puede entenderse como dos etapas consecutivas. La primera es una expansión isentrópica, y la segunda es una difusión a presión constante, como se ilustra en la Figura 2.46.

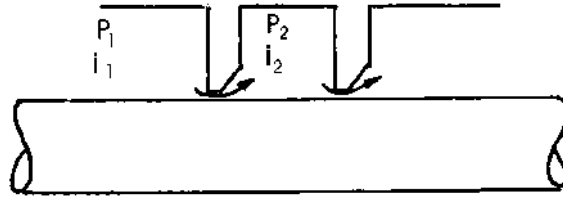


Figura 2.46 Pasaje por filos y vanos.(Chuang et al. 2021).

El cambio total a entalpía constante, la Figura 2.47 lo muestra gráficamente.

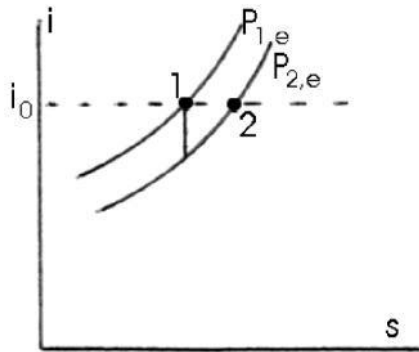


Figura 2.47 Pasaje por un peine y un vano. (Chuang et al. 2021).

2.6 Aplicaciones e importancia de las turbinas de vapor

Las turbinas de vapor tienen muchas aplicaciones, pero se pueden dividir en dos categorías principales: generación de energía y usos industriales.

Las turbinas de vapor se usan para generar electricidad en plantas nucleares y geotérmicas. También se emplean para la propulsión de buques que funcionan con energía nuclear.

En aplicaciones de cogeneración donde se necesita tanto calor para procesos industriales como electricidad, se genera vapor a alta presión en una caldera. Luego, este vapor se extrae de la turbina a la temperatura y presión exactas que el proceso industrial requiere.

Las turbinas de vapor pueden funcionar en ciclos combinados, donde un generador de vapor recupera el calor que de otro modo se desperdiciaría, en la industria, se usan para operar maquinaria, bombas, compresores y generadores eléctricos. La potencia que pueden producir llega hasta los 1,700 MW.

Las turbinas de vapor de contrapresión son empleadas para la cogeneración, la pequeña y mediana potencia para el accionamiento de bombas y compresores y las de condensación son destinadas a la producción local de energía eléctrica.

Un entendimiento profundo de la estructura y funcionamiento de cada componente de una turbina de vapor es de crucial importancia. En primer lugar, posibilita la comprensión holística de su ciclo termodinámico y la interrelación operativa entre sus partes constitutivas. En segundo término, simplifica la identificación detallada de puntos clave para la mejora tanto del diseño como del rendimiento general. En tercer lugar, se erige como un pilar fundamental para el análisis exhaustivo de los posibles mecanismos de fallo y la formulación de estrategias de mantenimiento preventivo y correctivo eficientes. En cuarto lugar, dota al investigador del vocabulario técnico especializado necesario para una comunicación clara y precisa con la comunidad científica y de ingeniería. En quinto lugar, establece el fundamento para la aplicación de avanzadas herramientas de simulación y modelado computacional.

En sexto lugar, permite ubicar la investigación dentro del contexto actual del conocimiento y discernir las áreas donde aún existen interrogantes o vacíos. En séptimo lugar, contribuye a la formulación de hipótesis sólidas y la definición de objetivos de investigación relevantes y bien definidos. En octavo lugar, se vuelve indispensable para la interpretación rigurosa y fundamentada de los resultados obtenidos, ya sean de naturaleza experimental o derivados de simulaciones. En noveno lugar, abre la puerta a la formulación de aportaciones novedosas y significativas al campo de estudio de las turbinas de vapor. Finalmente, evidencia un dominio cabal del sistema bajo análisis, un requisito académico esencial para la consecución de un trabajo de posgrado de excelencia.

Capítulo 3

Herramientas Numéricas

En el presente capítulo se describen las herramientas y metodologías empleadas para llevar a cabo la optimización del flujo dentro del sistema de sellos de vapor de una turbina. El enfoque principal consistió en realizar modificaciones sobre la geometría del sello con el objetivo de mejorar su rendimiento. Para lograr esto, se hizo uso de algoritmos genéticos, los cuales permitieron ajustar de forma eficiente una serie de parámetros de geometría que describen la configuración en un canal donde se encuentran los sellos laberínticos.

Estos algoritmos, inspirados en los principios de la evolución natural, facilitaron la exploración de múltiples configuraciones posibles al manipular variables clave que afectan directamente el comportamiento del flujo. A continuación, cada una de las configuraciones propuestas fue evaluada mediante simulaciones realizadas con instrumentos de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés). Estas simulaciones permitieron analizar detalladamente la interacción del flujo de vapor con las nuevas geometrías, proporcionando datos sobre su desempeño.

Los resultados obtenidos a través de CFD sirvieron como entrada para la función objetivo, la cual tenía como finalidad cuantificar la eficacia de cada diseño al evaluar el aumento en la relación de presión dentro del canal de vapor donde se encuentra el sello. De este modo, fue posible identificar configuraciones óptimas que mejoraran la eficiencia del sistema.

3.1. Dinámica de Fluidos Computacional (DFC)

Las propiedades de un fluido, como la velocidad, la presión, la densidad y la temperatura, pueden presentar variaciones tanto en el espacio (en sus tres dimensiones) como a lo largo del tiempo. Las variaciones de las que hablamos están regidas por las ecuaciones de Navier-Stokes, un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales que son la base de la mecánica de fluidos. Este conjunto está compuesto principalmente por tres ecuaciones fundamentales: la ecuación de

conservación de la masa o ecuación de continuidad, la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento (basada en la segunda ley de Newton) y la ecuación de conservación de la energía.

Para analizar y resolver estas ecuaciones en sistemas complejos, se recurre a la Dinámica de Fluidos Computacional (DFC), una herramienta numérica basada en métodos computacionales que permite obtener soluciones aproximadas mediante el uso de discretizaciones espaciales y temporales. Adicionalmente, se incorpora la ecuación de estado del fluido, que relaciona propiedades termodinámicas como la presión, la densidad y la temperatura, lo cual es especialmente relevante en el estudio de fluidos compresibles.

Cabe destacar que, dependiendo de las características del sistema a estudiar y de las simplificaciones admisibles según el caso específico, es posible modificar las ecuaciones eliminando ciertos términos o aplicando supuestos (como flujo estacionario, incompresible, o irrotacional). En este trabajo, se consideran las formas particulares de estas ecuaciones que se ajustan al fenómeno físico modelado;

La ecuación de conservación de la masa descrita en la ecuación 3.1

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i) = 0 \quad (3.1)$$

La ecuación de momentum descrita en la ecuación 3.2

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i v_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho \vec{f}_e \quad (3.2)$$

Y la ecuación de la energía está definida por la ecuación 3.3

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i \tau_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3.3)$$

Donde los términos v_i representan la componente de la velocidad en la dirección x_i . La componente del tensor de esfuerzos viscosos τ_{ij} se define a través de la Ecuación 3.4.

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (3.4)$$

Donde: P es la presión estática y μ es la viscosidad.

Para resolver las ecuaciones gobernantes 3.1, 3.2 y 3.3, FLUENT utiliza un método iterativo de elementos finitos. Este es el enfoque que se usa en este estudio para solucionar dichas ecuaciones, las cuales se resuelven en un sistema de referencia estacionario.

Las ecuaciones diferenciales que describen los fenómenos físicos del flujo de fluidos, como las ecuaciones de Navier-Stokes, raramente admiten soluciones analíticas exactas, especialmente cuando se trata de geometrías complejas o flujos turbulentos. En consecuencia, la resolución de estas ecuaciones se aborda predominantemente mediante la aplicación de métodos numéricos. Estos métodos no buscan la solución precisa en forma de una expresión matemática continua, sino que generan una aproximación discreta de la solución.

El núcleo de esta aproximación numérica reside en la transformación del conjunto de ecuaciones diferenciales en un sistema de ecuaciones algebraicas. Este proceso implica la discretización del dominio del problema, es decir, la división del espacio o volumen de interés en un número definido y finito de elementos o celdas. Dentro de cada uno de estos elementos, se asume que las variables del flujo (velocidad, presión, temperatura, etc.) varían de una manera predefinida. Las ecuaciones diferenciales, que originalmente describen relaciones entre las tasas de cambio de estas variables, se convierten en ecuaciones algebraicas que relacionan los valores de las variables en los puntos discretos de la retícula o malla generada por la discretización.

El sistema resultante de ecuaciones algebraicas, que puede involucrar un gran número de incógnitas, se resuelve entonces utilizando algoritmos computacionales. La potencia de las computadoras modernas permite manejar la complejidad de estos cálculos, obteniendo una solución numérica que se aproxima a la solución real del problema de flujo de fluidos. Es importante destacar que la precisión de la solución numérica está directamente relacionada con la calidad de la discretización (el tamaño y la forma de los elementos) y la robustez del método numérico empleado.

3.1.1 Esquemas de discretización

Las ecuaciones diferenciales definidas como 3.1, 3.2 y 3.3 las podemos representar en una sola ecuación general para la variable dependiente Φ .

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \Phi) + d(\rho \vec{u} \Phi) = d(\Gamma) + S_{\Phi} \quad (3.5)$$

donde:

- $\text{div}(\rho \vec{u} \Phi)$ - es el termino convectivo
- $\text{div}(\Gamma \text{grad} \Phi)$ - es el termino difusivo
- S_Φ - es el termino fuente
- Γ - coeficiente de difusión
- Φ - es la variable dependiente.

La solución numérica de una ecuación diferencial es un conjunto de números que permite construir la distribución de la variable dependiente Φ en el dominio computacional.

El primer paso fundamental en la aplicación de un método numérico para obtener la solución de ecuaciones diferenciales implica la discretización del dominio computacional. Este proceso esencial consiste en la subdivisión del dominio continuo del problema físico en un conjunto finito de subdominios o elementos. En esencia, se reemplaza la representación continua del espacio por una aproximación discreta, lo que permite transformar las ecuaciones diferenciales, válidas en cada punto del dominio, en un sistema de ecuaciones algebraicas que se aplican a estos elementos discretos.

Una vez completada la discretización, el siguiente paso crítico es la deducción de un conjunto de ecuaciones algebraicas que representen las contribuciones de los diferentes fenómenos físicos relevantes, tales como la convección, la difusión y los términos fuente, dentro de cada uno de los elementos generados. La convección describe el transporte de cantidades físicas debido al movimiento del fluido, la difusión representa la transferencia de estas cantidades a través de un gradiente, y los términos fuente incorporan la generación o el consumo de estas cantidades dentro del sistema. Para cada elemento individual, se formula una ecuación algebraica que cuantifica cómo estos procesos físicos interactúan y contribuyen al balance de la variable dependiente en ese elemento.

Finalmente, el conjunto de ecuaciones algebraicas resultantes, que representa el comportamiento del sistema en todo el dominio discretizado, se resuelve conjuntamente mediante un método de resolución de matrices. Existen dos categorías principales de métodos para abordar este sistema de ecuaciones. Los métodos iterativos comienzan con una aproximación inicial de la solución y la refinan sucesivamente hasta alcanzar un nivel de convergencia aceptable. Ejemplos comunes de métodos iterativos incluyen el Método de Jacobi, el Método de Gauss-Seidel y el método de Sobre-Relajación Sucesiva (SOR). Por otro lado, los métodos de factorización descomponen la matriz del sistema en matrices más simples que pueden resolverse más fácilmente. Algunos métodos de factorización bien conocidos son los métodos de Doolittle, Crout y Cholesky. La elección del método de resolución de matrices depende de las características específicas del problema, como el tamaño del sistema, la estructura de la matriz y los requisitos de precisión y eficiencia computacional.

La Fig. 3.1 muestra un elemento en 1D del dominio computacional. El objetivo es obtener el valor de la variable Φ en el punto P.

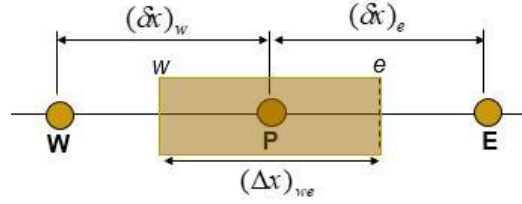


Figura 3.1. Método de discretización del dominio computacional. (Piñon 2017).

Para esto, se realiza la integración del término difusivo y el termino fuente, Ecuación 3.12, sobre todo el elemento y obtenemos la ecuación de discretización 3.13.

$$\Gamma_e A_e \left(\frac{\Phi_E - \Phi_P}{\delta x_e} \right) - \Gamma_w A_w \left(\frac{\Phi_P - \Phi_W}{\delta x_w} \right) + (S_u + S_P \Phi_P) = 0 \quad (3.6)$$

Agrupando los términos podemos obtener la forma general para la ecuación algebraica ya discretizada en la ecuación 3.14.

$$a_P \Phi_P = a_E \Phi_E + a_W \Phi_W + S_u \quad (3.7)$$

Donde los términos son de acuerdo a siguiente la Tabla 3.1, que muestra la ecuación algebraica discretizada:

a_W	a_E	a_P
$\frac{\Gamma_w A_w}{\delta x_w}$	$\frac{\Gamma_e A_e}{\delta x_e}$	$a_E + a_W - S_P$

El término convectivo está estrechamente relacionado con el término difusivo. Para resolver la parte convectiva de la Ecuación 3.5, ambos términos deben analizarse de manera conjunta.

Para determinar la ecuación algebraica general en 1D, que incluye tanto los términos convectivos como los difusivos, se sigue un procedimiento similar al anterior. Se integran ambos términos, el difusivo y el convectivo, de la Ecuación (3.8) sobre el elemento de la Figura 3.1. Al hacer esto, se obtiene la Ecuación 3.15.

$$a_P \Phi_P = a_E \Phi_E + a_W \Phi_W \quad (3.8)$$

De acuerdo con siguiente la Tabla 3.2, que muestra la ecuación algebraica discretizada:

En donde los términos son:

a_W	a_E	a_P
$D_w + \frac{F_w}{2}$	$D_e - \frac{F_e}{2}$	$a_W + a_E + (F_e - F_w)$

Donde:

$$D_w + \frac{F_w}{\delta x_W} ; D_e = \frac{F_e}{\delta x_P} ; F_w = (\rho u)_w ; F_e = (\rho u)_e \quad (3.9)$$

De esta manera, se obtiene una ecuación (como la Ecuación 3.9) para cada elemento del dominio. El objetivo es calcular el valor en el punto P de cada elemento, utilizando los valores de las fronteras E y W, que son los que comparte con los elementos vecinos.

La discretización del término difusivo se llama de primer orden, mientras que la del término convectivo se conoce como de segundo orden.

3.1.2 Turbulencia

La transición de un flujo laminar a un régimen turbulento es un fenómeno complejo caracterizado por la aparición inicial de inestabilidades dentro del flujo. Estas inestabilidades frecuentemente se originan en las regiones donde existen gradientes pronunciados en las velocidades medias del fluido. Físicamente, estas inestabilidades se manifiestan como torbellinos o vórtices que comienzan a moverse y a interactuar dentro del fluido.

Un aspecto fundamental de la turbulencia es su naturaleza inherentemente inestable. Los torbellinos iniciales no permanecen estables, sino que generan a su vez nuevas inestabilidades en el flujo, dando lugar a la formación de una cascada de torbellinos de menor escala. Este fenómeno de generación de torbellinos pequeños a partir de torbellinos más grandes continúa a través de múltiples escalas, creando una amplia gama de tamaños de vórtices dentro del flujo turbulento.

Finalmente, este proceso en cascada llega a un límite. Los torbellinos más pequeños en la escala tienen dimensiones suficientemente reducidas para que los efectos de la viscosidad del fluido se vuelvan dominantes. La viscosidad, que representa la resistencia interna del fluido al flujo, actúa para amortiguar el movimiento de estos pequeños torbellinos, disipando su energía turbulenta y transformándola en calor a través de la fricción interna.

En la década de los años setenta, una clase de modelos para turbulencia que ha ganado amplia aceptación para simular flujos con altos números de Reynolds, son modelos basados en dos ecuaciones del tipo k-epsilon ($k - \epsilon$). Estos modelos proporcionan un método para cerrar el sistema de ecuaciones conocido como RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). Las ecuaciones RANS representan un enfoque para modelar flujos turbulentos en el que se promedian las ecuaciones de Navier-Stokes en el tiempo, obteniendo ecuaciones que gobiernan el comportamiento del flujo medio.

Para tener en cuenta los efectos de la turbulencia en el flujo medio, se introduce el concepto de viscosidad turbulenta. A diferencia de la viscosidad molecular, que es una propiedad física del fluido, la viscosidad turbulenta no es una propiedad del fluido, sino una medida de la intensidad del mezclado inducido por los torbellinos turbulentos. Varía a lo largo del flujo, tanto en posición como en el tiempo, y su magnitud está determinada por dos cantidades características del flujo turbulento: la energía cinética turbulenta (k) y la tasa de disipación de la energía turbulenta (ϵ).

El transporte para estas dos cantidades, k y ϵ , se modela utilizando dos ecuaciones-modelo semi-empíricas. Estas ecuaciones contienen varios coeficientes de cierre que no pueden derivarse teóricamente y, por lo tanto, se determinan empíricamente ajustando los modelos para minimizar los errores en la predicción de una amplia variedad de flujos turbulentos experimentales. El trabajo de López et al. (n.d.) proporciona un ejemplo de la metodología utilizada para determinar estos coeficientes.

Dentro de la familia de modelos de turbulencia $k - \epsilon$, se encuentran distintas variantes, tales como la versión Estándar, la RNG y la Realizable, las cuales comparten estructuras matemáticas similares en sus ecuaciones de transporte. Específicamente, el modelo Estándar (STD) representa un enfoque semi-empírico, fundamentado en el modelo de ecuaciones de transporte que describen la energía cinética turbulenta (k) y su tasa de disipación (ϵ). La formulación de este modelo se basa en la premisa de que el flujo es predominantemente turbulento, relegando a un segundo plano los efectos derivados de la viscosidad. Este modelo ha demostrado ser una herramienta computacionalmente eficiente, robusta y con un nivel de precisión razonablemente aceptable (Galván et al. 2011). Según lo expuesto por López et al. (n.d.) y Fluent (n.d.), las magnitudes características del fenómeno de turbulencia se determinan mediante las Ecuaciones 3.10 y 3.11.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon + S_k \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (3.11)$$

En donde la viscosidad turbulenta es dada por la Ecuación 3.12 .

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.12)$$

Y los término de las Ecuaciones. 3.10 y 3.11 son:

u_i - Velocidad media en la dirección X_i

k - Energía cinética turbulenta

δ_{ij} - Delta de Kronecker

ρ - Densidad

S_k, S_ϵ - Términos fuente

$C_\mu = 0.09, C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92$ - son constantes

$\sigma_k = 1.0; \sigma_\epsilon = 1.3$ - son los números de Prandtl.

Y la producción de energía cinética de turbulencia es dada por la Ecuación 3.13.

$$G_k = -\rho \bar{u'_j u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (3.13)$$

Donde también: $-\rho \bar{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\rho \delta_{ij}$

3.1.3 Capa límite

La presencia de paredes ejerce una influencia significativa en el comportamiento de los flujos turbulentos. Específicamente, el perfil de la velocidad media del fluido se ve directamente afectado por la condición de no deslizamiento, que establece que la velocidad del fluido en la interfaz con la pared debe ser igual a la velocidad de la pared. Además, las características de la propia turbulencia se modifican sustancialmente en la vecindad de las paredes.

En la región cercana a la pared, los efectos de la viscosidad del fluido juegan un papel crucial. El amortiguamiento de viscosidad reduce la intensidad de las fluctuaciones tangenciales de la velocidad, es decir, las variaciones en la velocidad del fluido paralelas a la pared. Simultáneamente, el fenómeno conocido como bloqueo cinemático disminuye la magnitud de las fluctuaciones normales de la velocidad, o sea, las variaciones en la velocidad del fluido perpendiculares a la pared.

Sin embargo, a medida que nos alejamos de la pared y nos adentramos en la región exterior del flujo, el comportamiento de la turbulencia cambia drásticamente. En esta zona, la turbulencia experimenta un rápido incremento, impulsado por la producción significativa de energía cinética de turbulenta debido a la presencia de considerables gradientes en la velocidad promedio del fluido.

El enfoque utilizado para modelar el flujo en la región que está cercana a la pared tiene un impacto considerable en la fidelidad o precisión de las soluciones numéricas obtenidas mediante simulaciones de flujo. Existen dos metodologías principales para abordar el modelado de esta región.

La primera metodología implica simplificar el tratamiento de la región interna del flujo, que se ve fuertemente influenciada por los efectos de la viscosidad. Esta región, que comprende la subcapa viscosa y la capa externa, no se resuelve explícitamente en la simulación. En su lugar, se emplean fórmulas semi-empíricas, conocidas comúnmente como “funciones de pared”, para modelar el comportamiento del flujo en esta zona. Estas funciones de pared actúan como un puente, conectando la región dominada por el efecto de la viscosidad cerca de la pared con la región donde el flujo es completamente turbulento más alejado de la pared.

La segunda metodología adopta un enfoque más detallado. En este caso, los modelos de turbulencia utilizados en la simulación se modifican para permitir que la región influenciada por la viscosidad se resuelva directamente. Esto requiere que la malla o retícula computacional se extienda completamente hasta la pared, incluyendo la subcapa viscosa, lo que aumenta la complejidad computacional de la simulación.

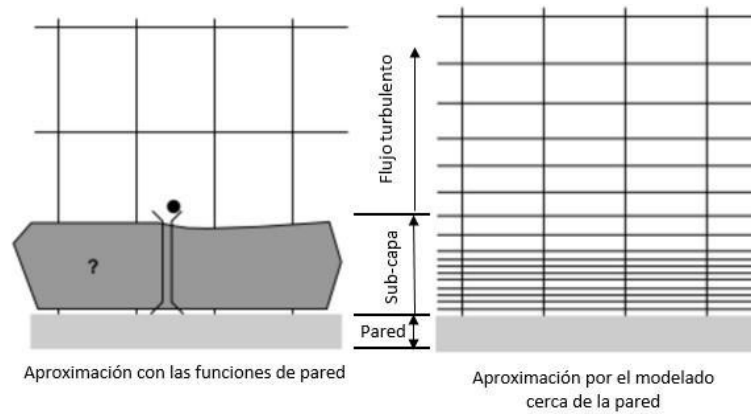


Figura 3.2. Tratamiento de la capa límite. (Fluent n.d.)

3.2 Algoritmos de Optimización

El proceso de optimización puede conceptualizarse como un procedimiento sistemático para identificar el conjunto específico de condiciones o parámetros que producen el valor máximo o mínimo de una función determinada. Esta función, comúnmente designada como "función objetivo" o "función de aptitud", actúa como una medida cuantitativa del resultado deseado, ya sea la maximización de la eficiencia, la minimización de costos o la optimización de cualquier otro criterio de rendimiento relevante (Herrera et al., 2017). La búsqueda de la optimización constituye un esfuerzo fundamental en diversas disciplinas, abarcando la ingeniería, las ciencias y la economía.

El desarrollo de los Algoritmos Genéticos (AG) como una técnica de optimización poderosa se atribuye al trabajo pionero de John Holland y su grupo de investigación en la Universidad de Michigan. Su enfoque innovador se inspiró en los intrincados mecanismos de la evolución biológica, particularmente en los principios de la genética. Holland y sus colaboradores demostraron que era viable de implementarse eficazmente estos procesos considerados adaptativos dentro de los sistemas computacionales, aprovechando así el poder de los principios evolutivos para abordar problemas complejos (Ch, P, and G 2008).

En consecuencia, los Algoritmos Genéticos representan una clase de métodos de búsqueda adaptativos que emplean los principios de la selección natural y la genética para explorar espacios de búsqueda complejos y resolver problemas de optimización. Estos algoritmos se basan en el proceso genético que rige a los organismos vivos. A lo largo de las generaciones, las poblaciones evolucionan en la naturaleza, guiadas por los principios de la selección natural y la "supervivencia del más apto", conceptos fundamentales postulados por Charles Darwin (1859). Mediante la imitación de este proceso evolutivo, los AG pueden generar soluciones para problemas prácticos.

La eficacia de la evolución de estas soluciones hacia valores óptimos del problema depende en gran medida de una codificación apropiada de las mismas.

Los Algoritmos Genéticos operan sobre una población de soluciones potenciales, donde cada "individuo" representa una solución factible al problema planteado. A cada individuo se le asigna un "valor de aptitud" que cuantifica la calidad o bondad de dicha solución. En términos biológicos, esto equivale a la capacidad de un organismo para competir por recursos limitados dentro de su entorno. Los individuos con mayor aptitud, lo que indica una mejor adaptación a los requisitos del problema, tienen una mayor probabilidad de ser seleccionados para la "reproducción", un proceso que implica el "cruzamiento" de sus genes con el de otro individuo de la población de manera similar. El cruzamiento genera individuos descendientes nuevos que heredan y combinan características de sus progenitores. Por el contrario, los individuos con menor aptitud tienen una menor probabilidad de ser elegidos para la reproducción, lo que reduce la probabilidad de que su material genético se transmita a las generaciones sucesivas.

El proceso iterativo de selección y reproducción en los Algoritmos Genéticos (AG) da como resultado la creación de una nueva población de potenciales soluciones que reemplazan a la población que fue anterior a ella. Esta transición de una generación a la siguiente exhibe la notable característica de que la nueva población tiende a contener una proporción aumentada de atributos o características consideradas "buenas" en comparación con la población precedente. De esta manera, en las sucesivas generaciones del algoritmo, sus características ventajosas son propagadas y se distribuyen cada vez más dentro de la población. Al favorecer el cruzamiento de los individuos que demuestran una mejor adaptación al problema en cuestión, el AG explora de manera efectiva las regiones más prometedoras del espacio de búsqueda de soluciones. Este enfoque selectivo guía gradualmente a la población hacia la convergencia en una solución que se aproxima, o idealmente alcanza, una solución óptima para el problema planteado.

La eficacia de los AG reside en su naturaleza robusta y su capacidad para abordar con éxito una amplia gama de problemas que surgen en diversos campos y disciplinas. Si bien los AG no garantizan la identificación de la solución óptima global, la evidencia empírica acumulada a través de numerosas aplicaciones respalda su habilidad para encontrar soluciones de un nivel de calidad aceptable, a menudo superando el rendimiento de los métodos de optimización tradicionales.

Dentro del marco de los Algoritmos Genéticos, existen diversas variantes y modelos diseñados para adaptarse a diferentes tipos de problemas y entornos computacionales. Entre estos, se encuentra el modelo llamado paralelo de multi-Islands (ilustrado en la Figura 3.3 del documento adjunto), que representa una arquitectura paralela. Para este modelo, la población total de individuos es dividida en múltiples subpoblaciones, cada una de las cuales evoluciona de forma paralela e independiente de las demás. De forma ocasional, se producen "migraciones" de individuos entre estas subpoblaciones, lo que permite el intercambio y la mezcla de material genético entre ellas.

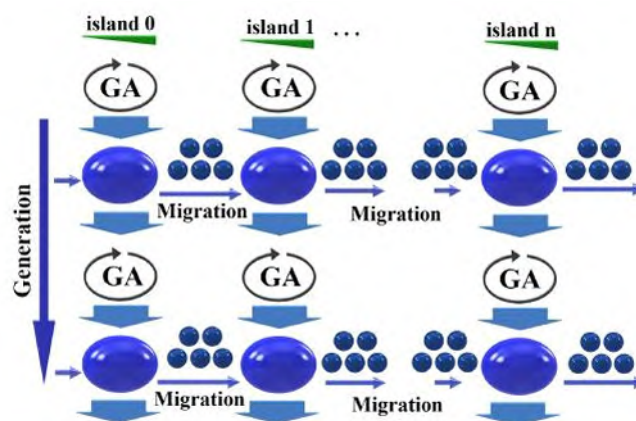


Figura 3.3 Intercambio de información del Algoritmo Evolutivo entre islas. (Galván et al. 2015)

El modelo multi-islas representa una arquitectura particularmente adecuada para la implementación paralela de Algoritmos Genéticos (AG) en sistemas de cómputo distribuido. Esta idoneidad se fundamenta en dos razones principales. En primer lugar, permite una gestión eficiente de los recursos computacionales al distribuir la carga de trabajo entre los diversos nodos de procesamiento, lo que se traduce en una reducción del tiempo total de cálculo. En segundo lugar, este modelo refleja el comportamiento inherente de paralelismo observado en las poblaciones biológicas que se encuentran distribuidas espacialmente, donde diferentes grupos evolucionan de manera semi-independiente, pero con cierto grado de intercambio genético.

En la estructura del modelo multi-islas, la población total de individuos se subdivide en un conjunto de subpoblaciones, cada una de las cuales es designada como una "isla". El proceso evolutivo se desarrolla de manera paralela dentro de cada una de estas islas, lo que implica que cada subpoblación explora su propio subespacio de soluciones de forma concurrente con las demás. En esencia, el modelo multi-islas puede considerarse como un AG secuencial básico al que se le añade un mecanismo de intercambio periódico de individuos entre las distintas subpoblaciones, donde la frecuencia de estos intercambios está determinada por un número preestablecido de generaciones y otros parámetros de control (Ch et al., 2008).

Una característica muy importante de este tipo de algoritmos es su capacidad para preservar al considerado mejor individuo en la anterior generación sin ninguna alteración, esta estrategia, conocida como "elitismo", desempeña un papel crucial al garantizar que el material genético de mayor calidad se transmita de manera efectiva a través de las sucesivas generaciones del algoritmo, evitando así su pérdida y contribuyendo a una convergencia más rápida y robusta.

En el contexto del presente trabajo, se ha seleccionado el AG multi-islas como la metodología de optimización principal. Esta elección se justifica por la capacidad inherente del modelo para operar en paralelo, lo que permite una exploración más eficiente del espacio de diseño y, en consecuencia, la identificación más rápida de una geometría óptima para el nuevo sello laberíntico de la turbina de vapor bajo estudio.

Capítulo 4

Metodología

En este capítulo, se presenta una descripción detallada de la metodología implementada con el propósito de llevar a cabo la modificación geométrica del perfil del sello de vapor para turbina de vapor. El objetivo fundamental de esta modificación es maximizar la diferencia de presión que se genera a lo largo del canal de flujo dentro del sello. La metodología adoptada integra un enfoque de optimización basado en algoritmos genéticos con simulaciones de flujo realizadas mediante Dinámica de Fluidos Computacional (DFC).

Los algoritmos genéticos se encargan de explorar sistemáticamente diversas configuraciones geométricas del sello, generando variaciones en su diseño. Simultáneamente, la DFC se emplea para evaluar el impacto de cada una de estas configuraciones en el comportamiento del flujo, proporcionando datos precisos sobre la distribución de presiones y velocidades. Los resultados obtenidos de las simulaciones de DFC sirven como entrada para una función objetivo, la cual cuantifica la efectividad de cada geometría del sello en términos de la maximización de la diferencia de presión. Este proceso iterativo permite refinar progresivamente el diseño del sello, convergiendo hacia una configuración óptima que cumpla con los requisitos de rendimiento establecidos.

4.1 Descripción General

La metodología central empleada para este estudio de optimización se basa fundamentalmente en la integración y coordinación de diversos paquetes de software, a saber, Isight, MATLAB, Fluent y GAMBIT. Estos programas, cada uno especializado en diferentes disciplinas de la ingeniería y la simulación, se ejecutan de manera secuencial y automatizada a través de lo que se define como una rutina programada en el entorno de Power Shell. Esta arquitectura de software acoplado permite un flujo de trabajo eficiente y la automatización del proceso de optimización. Isight actúa como la plataforma principal de integración, coordinando la ejecución de los otros programas y gestionando el flujo de datos entre ellos.

MATLAB se utiliza para realizar cálculos específicos y análisis de datos, mientras que Fluent se encarga de las simulaciones de Dinámica de Fluidos Computacional (DFC) para evaluar el rendimiento del diseño. GAMBIT se emplea para la generación de la geometría y el mallado del modelo. La secuencia precisa en la que se ejecutan estos programas y el flujo de información entre ellos se detalla gráficamente en la Figura 4.1.

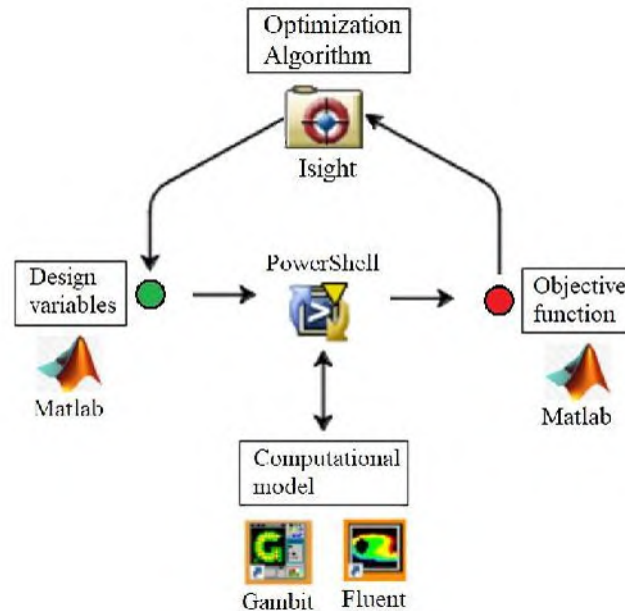


Figura 4.1. Secuencia de la ejecución de los distintos programas utilizados para el proceso de optimización.(Piñón 2017).

Para asegurar un proceso de optimización automatizado que sea confiable, flexible y eficiente en términos computacionales, es esencial adherirse a una serie de estrategias clave. Estas estrategias se centran en simplificar el problema de optimización y hacerlo más manejable desde el punto de vista computacional.

En primer lugar, se busca minimizar el número de parámetros geométricos de entrada. Esto reduce la dimensionalidad del espacio de búsqueda, lo que a su vez disminuye el tiempo de cálculo y facilita la identificación de la solución óptima. Al reducir la cantidad de variables que el algoritmo de optimización debe manipular, se simplifica el problema y se mejora la eficiencia del proceso.

En segundo lugar, se prioriza la utilización de un modelo de CFD de baja fidelidad y respuesta rápida. Los modelos de CFD de alta fidelidad, aunque más precisos, son significativamente más costosos desde el punto de vista computacional. Para explorar un gran número de diseños en un tiempo razonable, es crucial emplear modelos simplificados que puedan proporcionar una estimación razonable del comportamiento del sistema en un tiempo de cálculo reducido.

Este enfoque permite realizar un barrido eficiente del espacio de diseño y preseleccionar las soluciones más prometedoras para un análisis más detallado posterior, si es necesario.

En tercer lugar, la implementación de un algoritmo de optimización distribuido es fundamental para abordar problemas de optimización complejos. Los algoritmos distribuidos dividen el problema en subproblemas más pequeños que se resuelven simultáneamente en múltiples procesadores o computadoras. Esto reduce drásticamente el tiempo de cálculo y permite explorar el espacio de búsqueda de manera más exhaustiva.

Finalmente, la adopción de una función objetivo de valor único simplifica el proceso de evaluación y comparación de diferentes diseños. Una función objetivo de valor único combina múltiples criterios de rendimiento en un único valor escalar, lo que facilita la clasificación y selección de las mejores soluciones. Esto evita la necesidad de realizar análisis multicriterio complejos y agiliza el proceso de optimización.

El llamado canal de vapor para la turbina de referencia consta de siete etapas de álabes, tal como se ilustra en la Figura 4.2, sin embargo, solo las primeras cinco etapas emplean sellos rectos. Las dos últimas etapas de esta turbina operan bajo condiciones de baja presión en la salida del vapor, lo que hace innecesario el uso de sellos. En consecuencia, este estudio se centrará en el análisis detallado de la primera etapa, donde se resaltan el Dominio de Interés (DI) y las características clave del canal de flujo. La elección de la primera etapa como foco de investigación se justifica por su exposición a las condiciones más exigentes de alta presión y temperatura, lo que la convierte en un punto crítico para la eficiencia y la integridad del sistema de sellado.

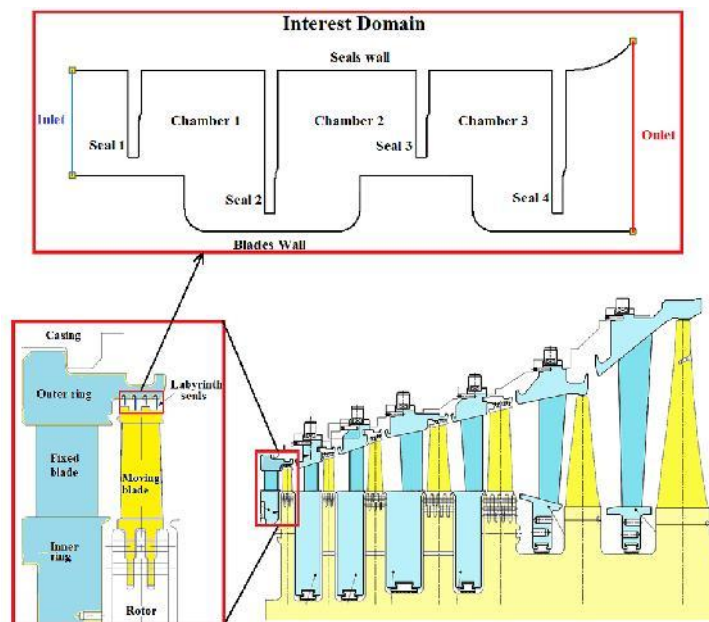


Figura 4.2. Dominio de Interés del sistema de sello laberíntico escalonado en la etapa uno de la turbina de referencia.

El proceso de optimización automático diseñado en PowerShell se describe en la Figura 4.3. Mediante el diagrama de flujo, utilizando los siguientes pasos:

1. El algoritmo de optimización asigna un valor inicial a cada variable de diseño utilizando un archivo de datos.
2. Se leen los parámetros de diseño del perfil del sello.
3. Se construye la geometría del sello.
4. Se crea el dominio computacional, incluyendo la topología, la malla y las fronteras.
5. Se ejecuta la simulación de CFD.
6. Se define la presión estática a la salida.
7. Se evalúan las cantidades de rendimiento.
8. Se evalúa la minimización de la función objetivo.
9. Si se cumple la condición, se obtienen los parámetros geométricos optimizados. De lo contrario, el proceso se devuelve al paso 1.

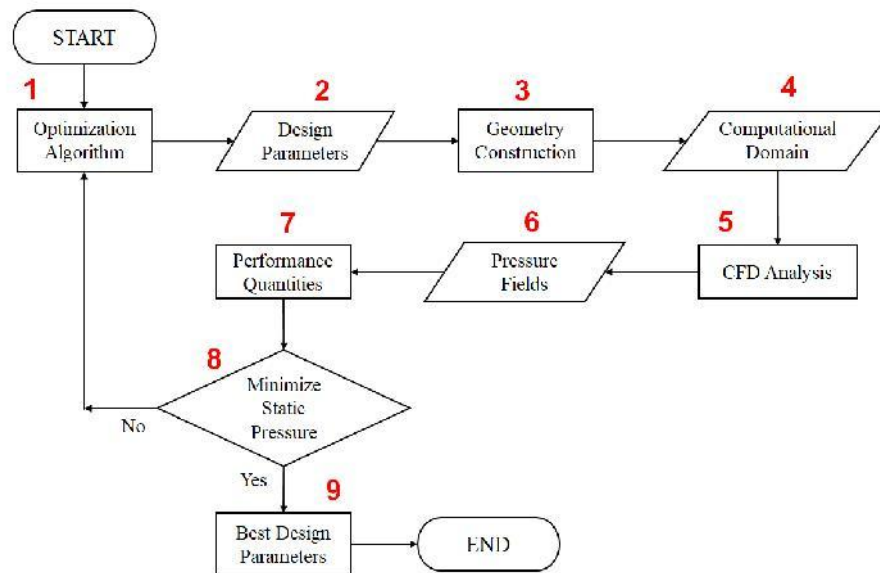


Figura 4.3 Diagrama de flujo ejecutado por PowerShell para la optimización de la geometría del sello.

La parametrización geométrica es un aspecto crucial en el diseño de sellos de turbinas. Las tolerancias de holgura, que representan el espacio permitido entre las partes móviles y estacionarias, varían según el tipo de turbina. En las turbinas de alta presión (HP), donde las tolerancias son más estrictas para minimizar las fugas, los valores típicos son de 1.0 mm o menos. En cambio, en las turbinas de baja presión (LP), las tolerancias pueden ser mayores, superando los 2.0 mm.

Para generar la geometría del borde de ataque del sello de forma automática, se utilizan coordenadas para definir dos círculos. La posición y la curvatura de un elemento clave del sello, denominado "stamp", se consideran variables de diseño que pueden ser modificadas por el algoritmo de optimización. La pendiente, calculada mediante la Ecuación (4.1) se utiliza para determinar la ubicación de un punto que, junto con otro, define la trayectoria de los círculos concéntricos que forman el borde de ataque del sello laberíntico.

$$y_2 - y_1 = m(x_2 - x_1) \quad (4.1)$$

El diseño original de la turbina de vapor impone restricciones geométricas que deben ser respetadas durante el proceso de optimización. En este caso, se especifican la holgura (g) entre el disco del rotor y el sello, con un valor fijo de 1 mm, y el espesor (t) del sello, también con un valor fijo de 2 mm.

En consecuencia, se emplean coordenadas x-y para definir y dibujar los círculos concéntricos que conforman la geometría del sello, tal como se ilustra en la Figura 4.4, donde el área sombreada representa la nueva geometría del sello que se está optimizando.

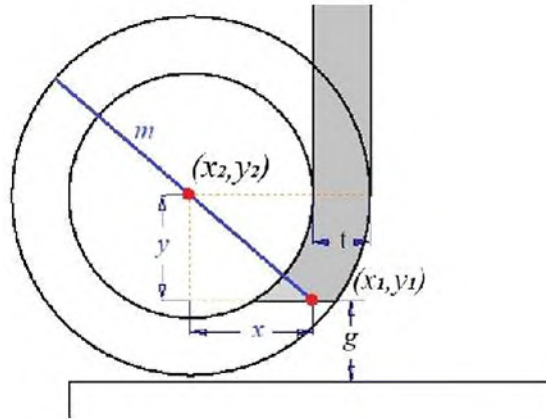


Figura 4.4. Coordenadas x-y del borde de ataque del formado sello nuevo.

La Tabla 1 muestra el valor de diseño de la pendiente m y la coordenada x que define la posición del borde de ataque. El rango de diseño de las variables debe mantener una configuración geométrica realista.

Tabla 4.1.- Rango de parámetros de diseño para la construcción automática del sello de vapor en su geometría.

Parámetro	Mínimo (mm)	Máximo (mm)
x	-0.001	-4.5
m	-0.8	-0.89

La Figura 4.5 muestra la evolución de la geometría del borde de ataque de los sellos al utilizar diferentes valores del parámetro geométrico en la dirección x . El ajuste de la geometría del sello debe realizarse automáticamente modificando la variable x ."

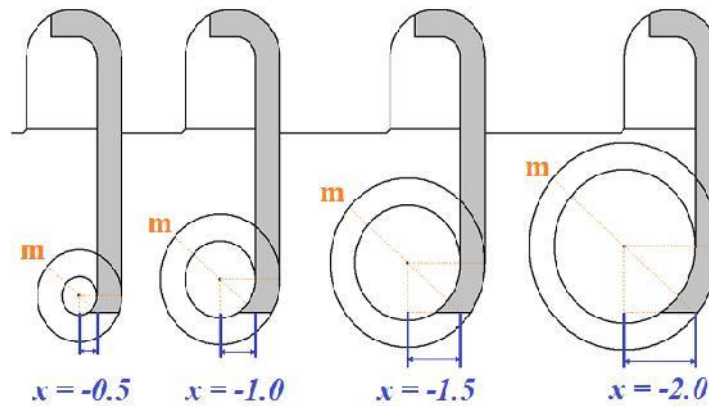


Figura 4.5 Evolución geométrica de la inclinación para el sello basada en la coordenada x .

4.2 Modelo computacional y experimental

El software Gambit se empleó para crear la geometría del dominio representada en la Figura 4.6 y 4.7 para generar la malla estructurada, permitiendo un control preciso sobre el número de elementos, sus dimensiones y su calidad. De esta manera, se estableció una malla Multiblock, ilustrada en la Figura 4.6, compuesta por 8332 elementos. Esta malla de referencia proporcionó las condiciones óptimas para su adaptación al proceso de optimización automática, caracterizadas por una construcción rápida, un número reducido de elementos y una fácil manipulación. La elección de una malla estructurada de tipo Multiblock permitió una mayor eficiencia en la simulación, al tiempo que garantizaba la calidad y precisión necesarias para capturar adecuadamente las características del flujo

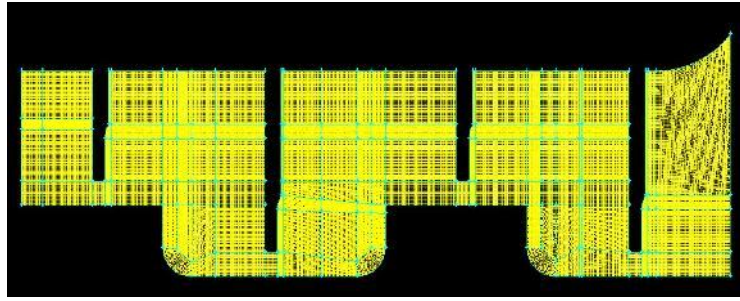


Figura 4.6 Malla Multiblock para un sistema de sellado con sellos rectos.

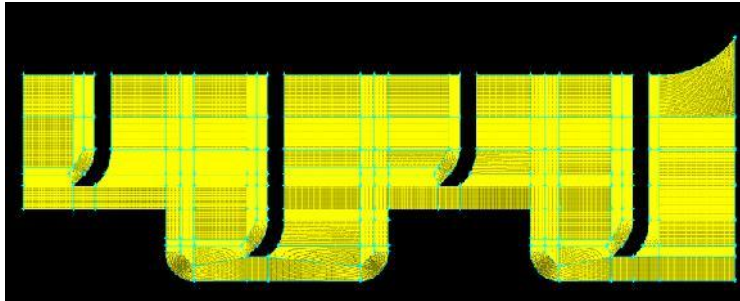


Figura 4.7 Malla Multiblock para un sistema de sellado con sellos inclinados.

Para validar cualitativamente el modelo de CFD, el modelo físico del paso de vapor se imprimió a una escala de 10:1 para permitir la visualización de la trayectoria del flujo a lo largo de él. El modelo se imprimió en 3D en PLA. Se inyectó humo con un trazador para observar el comportamiento del flujo, Figura 4.8.

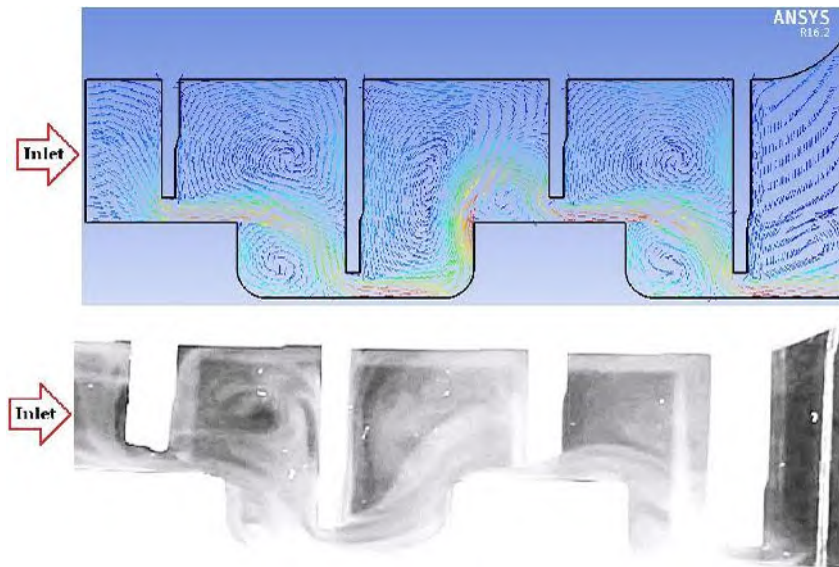


Figura 4.8 Comparación de la simulación de la trayectoria del flujo en un modelo físico a escala de sistemas de sellos rectos.

La experimentación física constituye un elemento fundamental y versátil en la investigación científica, al complementar y enriquecer el proceso investigativo desde múltiples perspectivas. En primer lugar, los experimentos físicos aportan validación empírica a las teorías y modelos formulados. Si bien las simulaciones computacionales y los análisis teóricos ofrecen predicciones y explicaciones teóricas, la confirmación experimental se vuelve indispensable para establecer la credibilidad y la aplicabilidad de estos constructos en el contexto del mundo real.

Los datos derivados de los experimentos físicos proporcionan una base sólida para respaldar o refutar las hipótesis planteadas, permitiendo a los investigadores perfeccionar y profundizar su entendimiento de los fenómenos bajo estudio.

Adicionalmente, la experimentación física facilita la exploración de fenómenos que pueden resultar difíciles o imposibles de simular con la precisión requerida. Ciertos sistemas físicos exhiben comportamientos complejos, no lineales o caóticos, que representan un desafío para la capacidad de los modelos computacionales para capturarlos en su totalidad. Los experimentos pueden revelar aspectos inesperados o contraintuitivos de estos sistemas, proporcionando información valiosa que puede conducir al desarrollo de nuevas teorías o a la mejora de los modelos existentes.

Un aspecto crucial es el control de las variables. En el marco de un experimento físico, los investigadores tienen la capacidad de manipular y controlar meticulosamente las variables independientes, lo que les permite aislar y examinar el efecto de factores específicos dentro del sistema. Este grado de control suele ser difícil de alcanzar en simulaciones computacionales o en observaciones de campo, donde múltiples variables pueden interactuar de manera compleja, dificultando la identificación de relaciones causa-efecto claras.

Finalmente, la experimentación física impulsa la innovación y el descubrimiento. El proceso de diseñar, construir y llevar a cabo experimentos puede estimular a los investigadores a desarrollar nuevas técnicas, instrumentos y metodologías. Los resultados experimentales pueden abrir nuevas avenidas de investigación, plantear interrogantes inesperadas y fomentar la creatividad científica.

Para la construcción del modelo se enfocó en el tipo de experimentación “cualitativa” que muestre visualmente la dinámica del fluido en el interior de la turbina, para simular el vapor se usa una máquina de humos, con el líquido a evaporar en las siguientes proporciones:

-) 1/3 Alcohol etílico
-) 1/3 Glicerina
-) 1/3 Agua destilada

El modelo 3D mostrado en la Figura 4.9 se construyó en el software inventor, cuidando las dimensiones de la escala de los sellos y del canal de vapor en general.

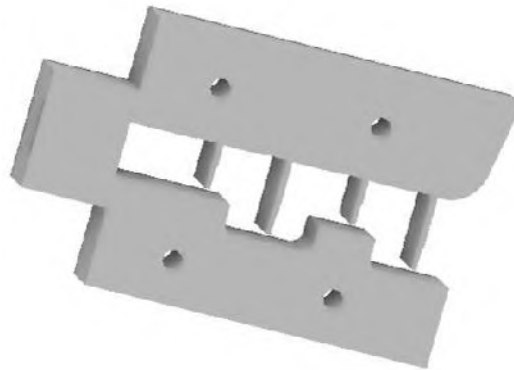


Figura 4.9 Modelo 3D del canal de vapor para representar el canal de flujo con los sellos de vapor.

La impresión 3D ha revolucionado la metodología experimental en la investigación científica, al introducir nuevas posibilidades en el diseño y la fabricación de herramientas y prototipos. Esta tecnología facilita la creación rápida y eficiente de geometrías complejas y personalizadas, adaptadas a los requerimientos específicos de cada experimento.

En el ámbito de la ingeniería, la impresión 3D agiliza la construcción de modelos a escala para la realización de pruebas de flujo, así como la producción de componentes para dispositivos experimentales. En las disciplinas de biología y medicina, se emplea para la fabricación de estructuras que simulan tejidos biológicos o para el desarrollo de dispositivos médicos individualizados.

Además, la impresión 3D promueve un proceso iterativo ágil en el diseño experimental, permitiendo a los investigadores modificar y perfeccionar sus herramientas con mayor facilidad. Esto acelera el avance de la investigación y reduce los costos asociados con los métodos de fabricación tradicionales, en nuestro trabajo se optó por la impresión 3D como lo muestra la Figura 4.10. para el modelo experimental.

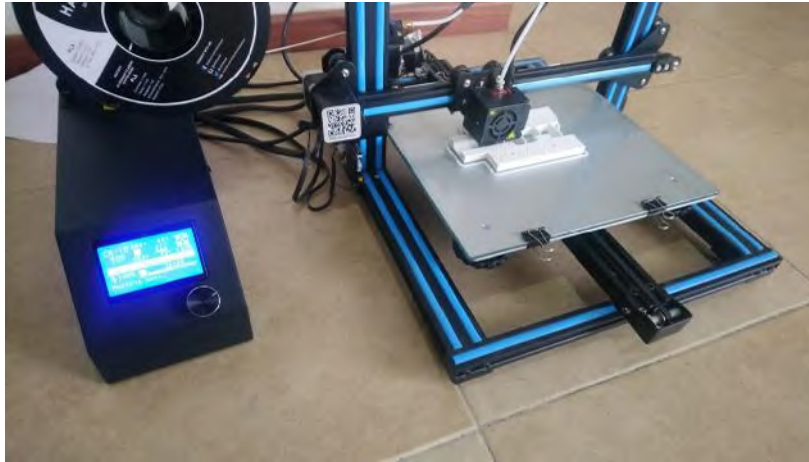


Figura 4.10 Impresión del modelo 3D del canal de vapor con el sistema de sellos.

La figura 4.11 muestra el resultado de la pieza de impresión 3D con la que se trabajó para representar a escala el canal de flujo de vapor.



Figura 4.11 Pieza de impresión 3D del canal de flujo de vapor.

En la Figura 4.12 se muestra que se colocaron sobre la pieza de impresión 3D dos acrílicos que contendrían mostrarían el comportamiento del paso del vapor sobre el canal, esta pieza para la experimentación resultó muy sencilla pero eficiente para representar de manera general un modelo que sirve para validar lo que en el interior del sistema de sellos sucede al pasar el vapor.



Figura 4.12 Modelo de impresión 3D con piezas de acrílico montadas para observar el flujo del humo trazador.

En la Figura 4.13 es mostrado el montaje del banco de pruebas experimental, con el fin de controlar algunos parámetros que permitan visualizar el objetivo general del experimento, se nota que se colocó iluminación, una base metálica y un fondo negro para que el humo trazador contrastara con el paso del vapor en el modelo.



Figura 4.13 Montaje del banco de pruebas experimental.

Las imágenes que se obtuvieron durante el experimento se estuvieron ajustando par que pudiéramos observar más claramente el comportamiento interno del humo trazador, finalmente se lograron obtener algunas imágenes relevantes como la mostrada en la Figura 4.14 en la que el contraste del humo con el fondo nos muestra la manera en la que el humo trazador pasa a través de los sellos en el canal de flujo, este comportamiento se podrá comparar con las simulaciones en DFC con los casos de Fluent, para validar que la representación del flujo del fluido se está resolviendo de manera correcta.

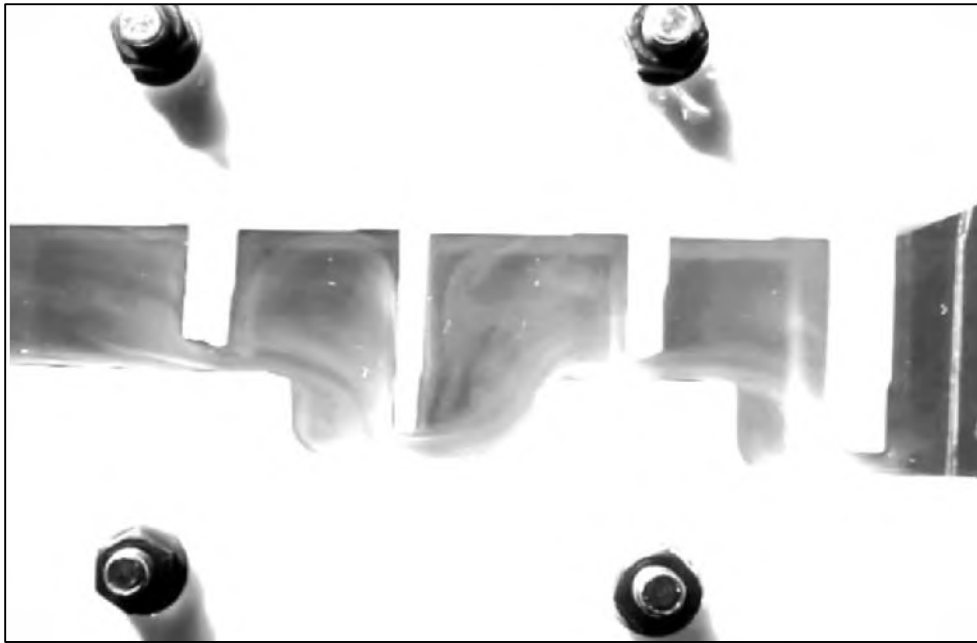


Figura 4.14 Comportamiento del humo trazador en su paso a través del sistema de sellos en el canal de flujo.

La eficiencia en el diseño y optimización de sellos, especialmente en turbomaquinaria, depende en gran medida de la capacidad de evaluar rápidamente una gran cantidad de configuraciones diferentes. En este contexto, la utilización de modelos de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) juega un papel crucial. Sin embargo, el costo computacional asociado con las simulaciones CFD, particularmente en 3D, puede ser prohibitivo, limitando el número de diseños que se pueden analizar dentro de un plazo razonable.

Por lo tanto, la adopción de un modelo CFD 2D bien definido y computacionalmente económico se presenta como una estrategia efectiva para abordar este desafío. Este enfoque permite realizar un análisis comparativo de múltiples configuraciones de diseño en un tiempo

considerablemente menor, facilitando la identificación de las soluciones más prometedoras para una investigación más exhaustiva.

La justificación para emplear modelos 2D axilsimétricos se basa en la naturaleza geométrica y las características del flujo en ciertos sistemas de sellado. Investigaciones previas, como las de Kim T.S (Kim and Cha 2009) y Xi J (Xi and Rhode 2006), han demostrado que estos modelos 2D pueden predecir con precisión el caudal de fuga del sello, un parámetro de rendimiento crítico, utilizando incluso una malla relativamente gruesa (Kulkarni and Mare 2021). Esta capacidad de obtener resultados precisos con una malla menos refinada contribuye significativamente a la reducción del costo computacional.

El modelo computacional reducido empleado en este tipo de análisis típicamente incorpora ciertas simplificaciones para mejorar la eficiencia. Entre estas simplificaciones se encuentra la consideración del flujo compresible, lo que permite capturar los efectos de la variación de la densidad del fluido, un fenómeno importante en flujos de alta velocidad. Además, se utilizan las ecuaciones de Navier-Stokes en su forma conservativa, que garantizan la conservación de las propiedades físicas como la masa, el momento y la energía.

La modelización de la turbulencia es otro aspecto crucial en las simulaciones de CFD. Si bien el modelo $k-\epsilon$ y el enfoque de alto número de Reynolds han sido empleados con éxito en estudios similares como Kim T. (Kim and Cha 2009), Mohammadi B. (Mohammadi and Pironneau 2000) y Zhao, Y. (Zhao and Wang 2021), es importante reconocer que otros modelos de turbulencia pueden presentar discrepancias al compararse con datos experimentales (Darshan 2016a). La elección del modelo de turbulencia adecuado debe basarse en una cuidadosa consideración de las características específicas del flujo y la precisión requerida para el análisis.

Para el tipo de análisis de sellos, donde el enfoque principal está en la caracterización del flujo a través de una geometría relativamente simple, un modelo computacional 3D no es una opción práctica. El aumento significativo en el costo computacional asociado con los modelos 3D no se justifica por la mejora marginal en la precisión. De hecho, estudios comparativos han verificado que la diferencia en los resultados entre el uso de modelos 2D y 3D es solo del orden del 0.03% (Chuang et al. 2021), lo que confirma la validez del enfoque 2D para este tipo de aplicaciones.

Las condiciones de contorno de entrada son esenciales para definir adecuadamente el flujo en la simulación de CFD. En el contexto de los sellos de turbomaquinaria donde el fluido de trabajo es vapor, la ecuación de estado juega un papel fundamental. La Ecuación (4.2), que se presenta como una forma de la ley del gas ideal, puede ser utilizada bajo ciertas condiciones para relacionar la presión (P), la densidad (ρ), la temperatura (T) y otras propiedades del fluido. Es importante señalar que la validez de la ley del gas ideal para el vapor depende de condiciones como la temperatura y la presión, y se deben considerar desviaciones del comportamiento ideal en condiciones extremas.

La Ecuación (4.2) se define de la siguiente manera:

$$P = \gamma \quad (4.2)$$

Donde:

P - representa la presión del fluido.

γ - es el factor de compresibilidad, que cuantifica la desviación del comportamiento del gas real con respecto al gas ideal ($\gamma = 1$ para un gas ideal).

ρ - es la densidad del fluido.

R - es la constante universal de los gases.

T - es la temperatura del fluido.

La Tabla 3 proporciona los parámetros de operación de referencia de la turbina geotérmica bajo estudio, así como las condiciones del vapor que se aplican como condición de contorno de entrada en las simulaciones de CFD. Estos parámetros son cruciales para representar con precisión el entorno operativo real del sello.

Tabla 4.2.- Condiciones del vapor de entrada de la turbina.

Parametro	Condición	Valor
Steam quality	Saturated steam	1
Temperature (°C)	Maximum 172.45	170.42
Absolute pressure (Bar)	Maximum 8.4	8.4

La distribución uniforme de la inyección de presión de vapor a lo largo de la superficie de entrada y la salida del sistema proporciona una justificación para la condición axilsimétrica empleada en el análisis, tal como se menciona en el trabajo de Chakravarthy L.K. (Chakravarthy and Srikanth 2015). La axilsimetría implica que el flujo y las propiedades del fluido son simétricas con respecto al eje de rotación, lo que permite reducir el problema tridimensional a un problema bidimensional, simplificando significativamente los cálculos y reduciendo el tiempo de simulación. Esta simplificación es válida siempre que las condiciones de contorno y la geometría del sistema exhiban simetría axial. En este caso, la uniformidad en la presión a la entrada y la salida respalda la validez de esta suposición.

En resumen, la combinación de modelos CFD 2D computacionalmente eficientes, la cuidadosa consideración de las condiciones del caso y las simplificaciones basadas en las características del flujo y la geometría del sistema permiten realizar un análisis paramétrico exhaustivo de los sellos en turbomaquinaria, proporcionando información valiosa para la optimización del diseño.

4.3 Función objetivo

La función primordial de un sello, en el contexto de turbomaquinaria y otros sistemas fluidodinámicos, es la de controlar y, en muchos casos, maximizar la pérdida de presión a lo largo de su extensión (Soemarwoto et al. 2007). Esta capacidad de manipular la caída de presión es esencial para minimizar las fugas de fluido, mantener la eficiencia del sistema y garantizar su correcto funcionamiento. En este sentido, la geometría del sello, y particularmente la inclinación de su borde de ataque, juega un papel fundamental en la determinación de las características del flujo dentro de las cámaras que lo componen.

Se postula que la inclinación geométrica del borde de ataque del sello tiene la capacidad de alterar significativamente la trayectoria del flujo dentro de cada cámara del sello. Esta modificación en la trayectoria del flujo puede tener un impacto profundo en la formación, el tamaño y la intensidad de los vórtices que se desarrollan dentro de las cámaras. Los vórtices, que son regiones de flujo rotativo, disipan energía y contribuyen a la pérdida de presión.

Por lo tanto, se plantea la hipótesis de que un aumento en el número de vórtices presentes en las cámaras de presión del sello conducirá a un incremento en el gradiente de la presión estática total entre la entrada del dominio y la salida del flujo. En otras palabras, al diseñar el sello para promover la formación de más vórtices, se puede lograr una mayor resistencia al flujo y, en consecuencia, una mayor efectividad en la reducción de las fugas.

Esta línea de razonamiento sugiere que la pérdida de presión total en forma normalizada puede ser apropiadamente establecida como la función objetivo en un proceso de optimización del diseño del sello. La normalización de la pérdida de presión permite una comparación más equitativa entre diferentes diseños y condiciones de operación. Al utilizar la pérdida de presión normalizada como función objetivo, el algoritmo de optimización buscará iterativamente las modificaciones geométricas del sello que maximicen esta pérdida, logrando así el objetivo de minimizar las fugas y mejorar la eficiencia del sistema.

La elección de la pérdida de presión como función objetivo se alinea con el objetivo principal del diseño del sello, que es restringir el flujo. Al centrarse en la manipulación de los vórtices a través de la geometría para el llamado “borde de ataque”, se abre una vía para optimizar el sello para un rendimiento mejorado.

Esto sugiere que la pérdida de presión total en forma normalizada (Ecuación 4.3) puede establecerse como la función objetivo.

$$p_{\text{t}} = 1 - \frac{p}{p_r}, \quad (4.3)$$

Donde la presión total de referencia p_r corresponde a la condición de presión de entrada, y la presión total p , a la salida del sello se define en la Ecuación (4.4).

$$p = p \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.4)$$

Donde γ es la relación de calores específicos $\gamma = 1.4$, y M es el Número de Mach, en este estudio, el software FLUENT calcula los campos de presión en la frontera de salida del dominio, y MATLAB procesa esta información para obtener la función objetivo y su valor final, puntos 5, 6 y 7, Figura 4.3.

Capítulo 5

Resultados y análisis

En este capítulo, se presentan inicialmente los resultados cuantitativos obtenidos del proceso de optimización, los cuales describen las mejoras en el diseño y el rendimiento del sistema de sellos de vapor. Posteriormente, se ofrece una comparación cualitativa entre el diseño del sello original y el diseño optimizado. Esta comparación se realiza mediante la visualización de los contornos de velocidad, presión, líneas de corriente y energía cinética, lo que permite una comprensión profunda de los cambios en el comportamiento del flujo. Finalmente, los resultados obtenidos en este estudio se contrastan con los hallazgos reportados en la literatura científica y técnica existente. Esta comparación tiene como objetivo validar la relevancia y la contribución del presente trabajo al estado del arte en el diseño de sellos de vapor.

Inicialmente el proceso parte del optimizador, la figura 5.1 muestra el proceso de optimización en software Isight, con el marco de referencia y las variables de control, así como la función objetivo.

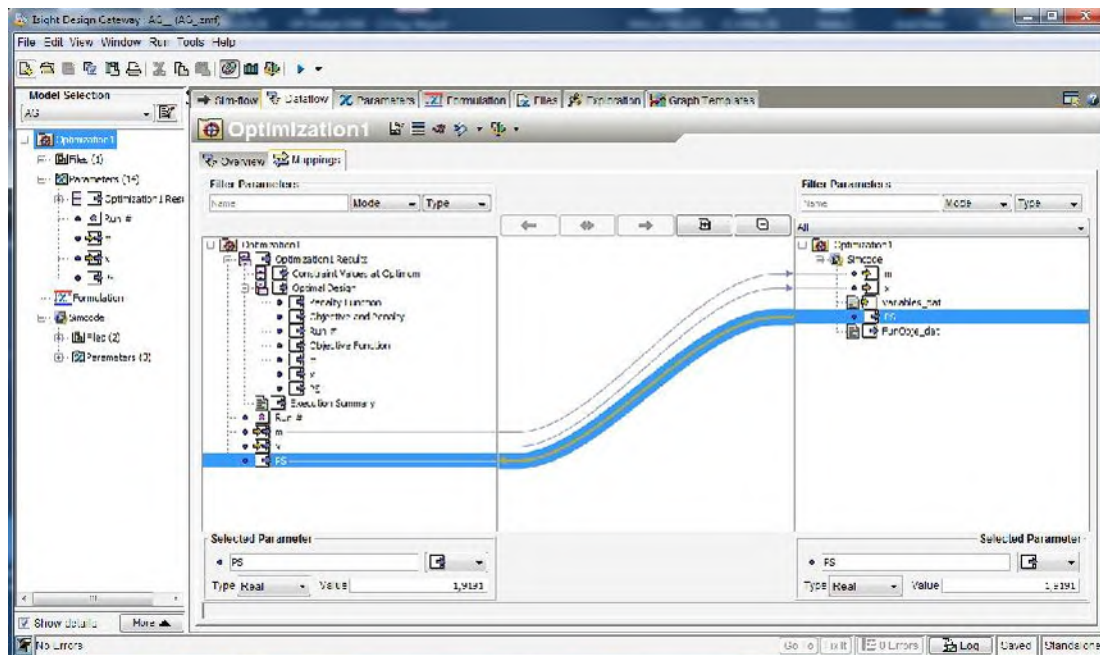


Figura 5.1. Proceso de optimización en el software Isight.

En la figura 5.2 se muestra la inclinación del sello a partir de la modificación de la coordenada x , desde sus valores iniciales hasta el valor máximo para esta variable.

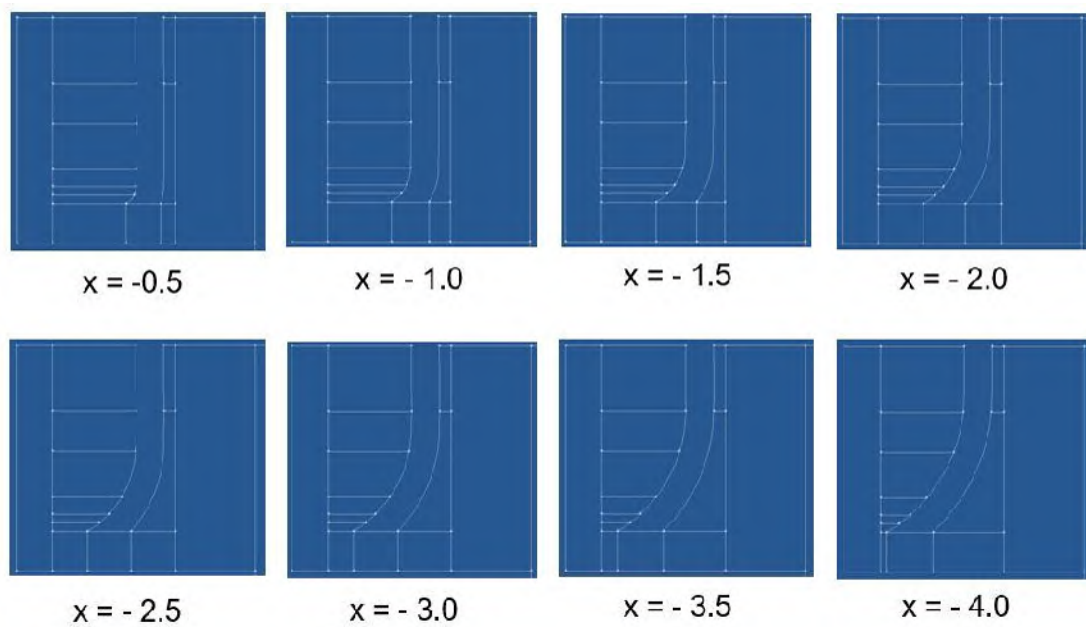


Figura 5.2 Inclinación del sello a partir de la modificación de la coordenada x .

Tras una primera optimización, los resultados indican que si la forma del sello se acerca a un ángulo de 45° en su borde de ataque, la presión de salida disminuye. y con $x = -2.5$, la figura 5.3 muestra la tendencia dimensional.

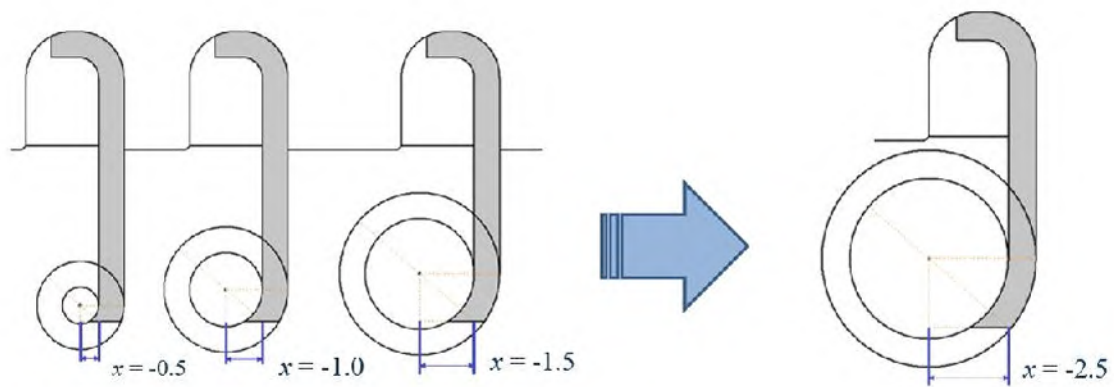


Figura 5.3 Tendencia geométrica del sello optimizado.

El proceso de optimización alcanzó la mejor forma de sello, Figura 5.4, para el borde de ataque, el cual alcanza una inclinación de 45° y una magnitud de -2.5 mm para la variable x como se muestra.

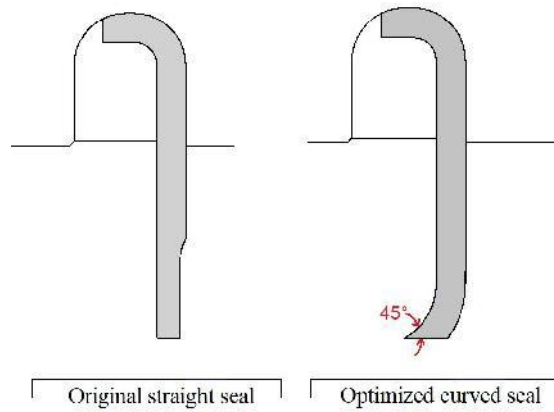


Figura 5.4 Comparación geométrica entre el sello original y el nuevo diseño obtenido mediante el proceso de optimización

La Figura 5.5 presenta el modelo CAD 3D ideal de la mejor geometría generada en el proceso de optimización. En una vista en sección se muestra la forma que define el filo de ataque y los aspectos geométricos de la que resulta como nueva geometría de sellos inclinados.

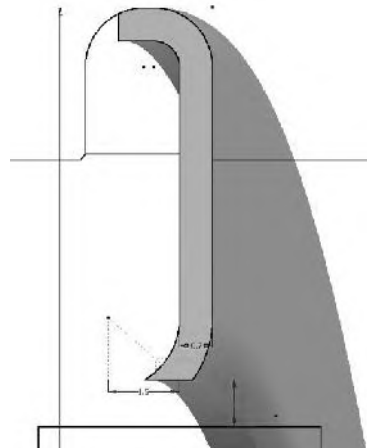


Figura 5.5. Corte transversal del sello curvo optimizado mostrado en 3D

La minimización de la función objetivo para cada configuración del sello fue ejecutada por el proceso de optimización y las ejecuciones se muestran en la Figura 5.6. Esta presenta la variación de la presión de salida a lo largo de todo el proceso. La representación esquemática de los procesos de optimización ilustra cómo el algoritmo robusto fue capaz de alcanzar una solución práctica sin encontrar ningún mínimo local.

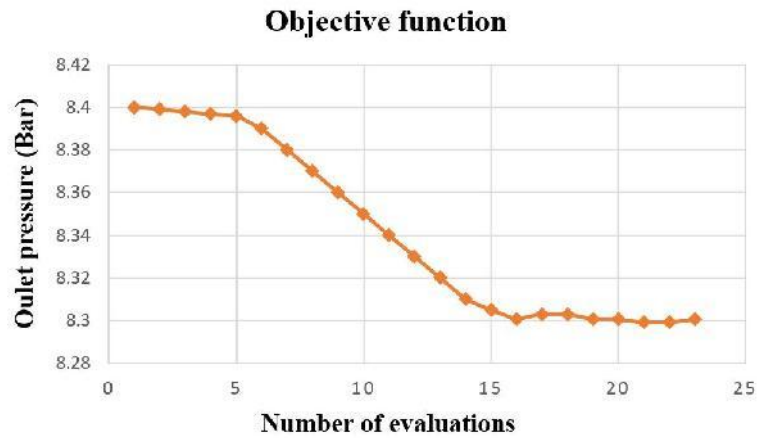


Figura 5.6. Comportamiento de la presión de salida

La Figura 5.7 muestra el comportamiento de las variables de diseño x y m a lo largo del proceso de optimización. Mientras que la pendiente del sello m se mantuvo constante durante el proceso, x tuvo una variación extrema, comenzando desde un sello recto con coordenada $x = -0.001$ pero alcanzando el valor final de $x = -2.5$. Un valor extremo de este parámetro podría causar que el sello golpee la pared superior.

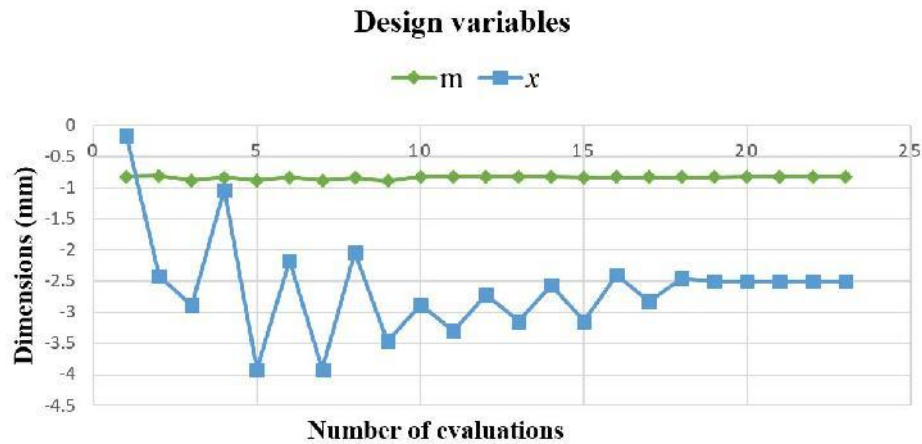
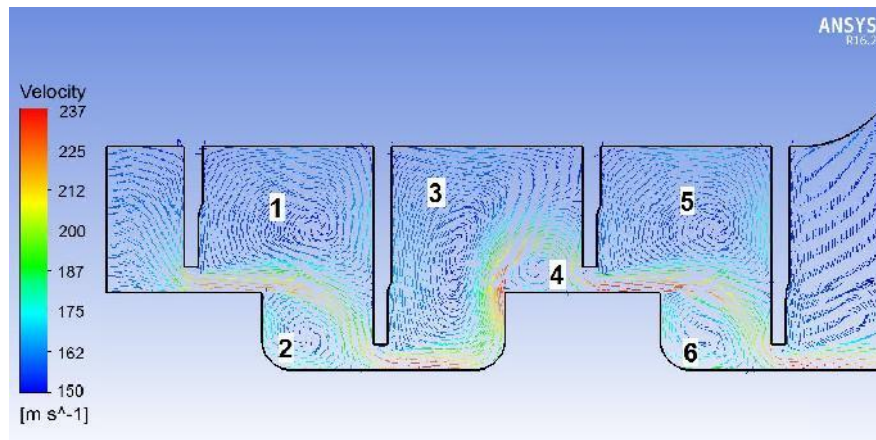


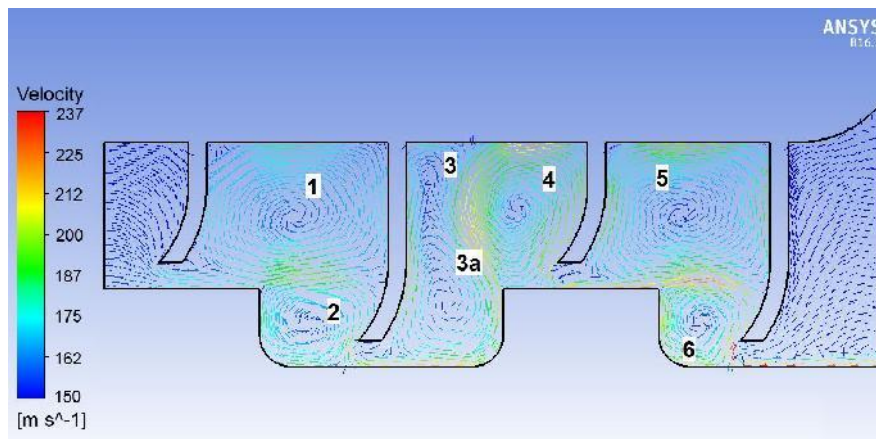
Figura 5.7 Comportamiento de las variables de diseño en relación con la disminución de la presión de salida.

5.1 Campo de velocidades

La Figura 5.8 muestra la comparativa del llamado campo de velocidad entre ambas geometrías de diferente forma. Para el sello original (a), la simulación produce seis vórtices. Sin embargo, en la cámara dos, el sello curvo optimizado, (b), muestra la bipartición del vórtice y el crecimiento del cuarto vórtice, lo que permite al vapor una trayectoria de flujo más larga desde el espacio. Además, el sello optimizado redujo la magnitud de la velocidad del flujo a través de los espacios de la primera y segunda cámara. La velocidad del vapor que sale de esta cámara aumenta la intensidad de la turbulencia, vórtice 3a. El chorro de vapor tiene una trayectoria más larga y, en consecuencia, una reducción de la velocidad debido a la fricción de la pared, lo que ayuda a aumentar el gradiente de presión.



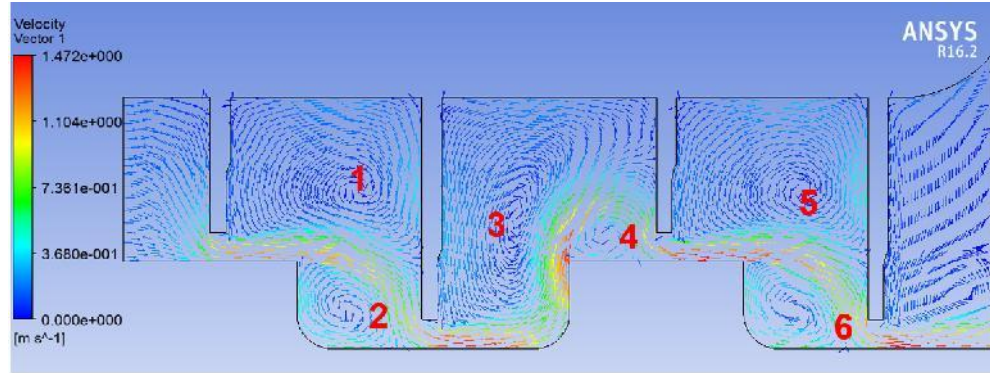
(a) Sellos rectos originales



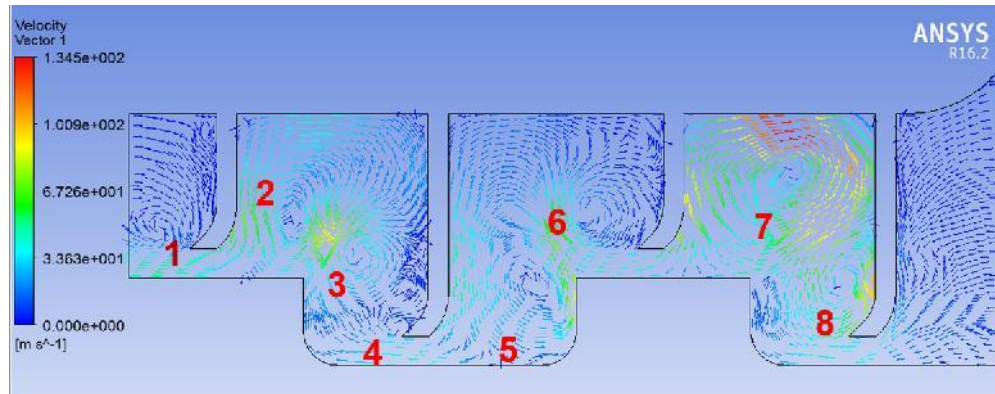
(b) Sellos inclinados optimizados

Figura 5.8 Comparación de la trayectoria del fluido dentro de las cavidades de la cámara del sello laberíntico.

En las primeras pruebas con Fluent, el campo de velocidades arrojaba con el modelo $K-\epsilon$ un comportamiento del campo de velocidades no tan definido para el sello curvo, sin embargo el ajuste de la visualización en los resultados era el que tenía que ser ajustado solamente, la Figura 5.9 muestra las primeras comparativas del caso.



(a) Sellos rectos originales



(b) Sellos inclinados optimizados

Figura 5.9 Primeros resultados de Fluent donde se observa no tan claro el comportamiento interno del campo de velocidades para el sistema de sellos inclinados.

La visualización del flujo mediante humo en el modelo del sello demostró un patrón de comportamiento análogo a las observaciones previas realizadas por Darshan P. (Darshan 2016).

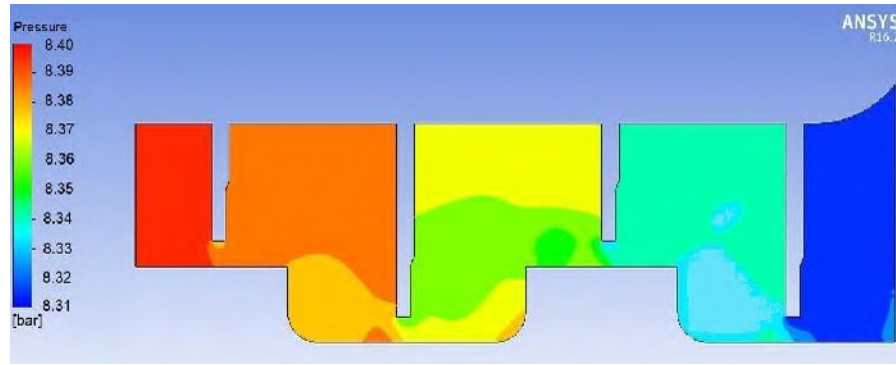
En su investigación, Darshan P identificó la formación de dos vórtices distintos dentro de cada una de las cámaras que componen el sello laberíntico. Este fenómeno de la creación de múltiples vórtices por cámara es un mecanismo clave en la función del sello, ya que estos vórtices disipan la energía del fluido que intenta atravesarlo, contribuyendo a la pérdida de presión deseada y, por ende, a la reducción de las fugas. La similitud entre el comportamiento del flujo visualizado en el presente estudio y las conclusiones de Darshan P. refuerza la validez cualitativa del modelo CFD utilizado para simular el flujo a través del sello.(Darshan 2016).

5.2 Presión estática

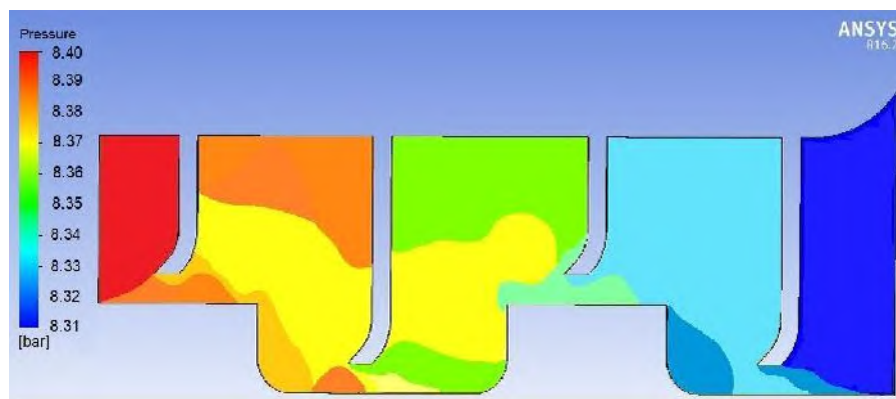
La Figura 5.10 revela un cambio significativo en la distribución de la presión estática al comparar el diseño del sello original con la configuración optimizada. Específicamente, se aprecia una disminución general de la intensidad de la presión estática en cada una de las cámaras que componen el sello optimizado. Este hallazgo indica que el sello es más eficiente para disipar la energía del fluido a medida que este lo atraviesa.

El efecto más notable que se manifiesta en las cámaras del sello con la geometría optimizada es la expansión de las regiones caracterizadas por una presión más baja. Este incremento en las áreas de baja presión es un indicador clave de un aumento en la resistencia al flujo. Al forzar al fluido a pasar a través de zonas de menor presión, el sello optimizado induce una mayor pérdida de energía y, por lo tanto, una reducción más efectiva de las fugas.

Este comportamiento puede atribuirse a las modificaciones geométricas introducidas en el diseño optimizado, las cuales, como se discutió previamente, favorecen la formación y el fortalecimiento de estructuras vorticiales. Estas estructuras rotatorias disipan la energía cinética del vapor a través de la fricción viscosa, lo que se traduce en una disminución de la presión estática y un aumento en la eficiencia del sellado. La expansión de las zonas de baja presión dentro de las cámaras optimizadas es, por lo tanto, una manifestación directa de la intensificación de estos mecanismos de disipación de energía.



(a) Sellos rectos originales



(b) Sellos inclinados optimizados

Figure 5.10 Comparación entre el sello original y el optimizado de la disminución de la relación de presión a lo largo de las cavidades de la cámara.

La implementación del algoritmo de optimización demostró ser efectivo en la reducción de la presión de salida en el sistema de sellado en un 1.2%. Este resultado se alcanzó empleando un número relativamente bajo de evaluaciones, específicamente 23 iteraciones dentro del proceso de optimización. Extrapolando este beneficio a un escenario de cinco etapas en la turbina, cada una equipada con sistemas de sellado similares, se podría anticipar una reducción acumulada de la presión de hasta un 6%.

A pesar de la disminución observada en la relación de presión, es importante destacar que la geometría final del sello, si bien presenta una inclinación optimizada, se mantiene dentro de los límites de la viabilidad de fabricación utilizando las tecnologías de manufactura actualmente disponibles. Esta consideración práctica es crucial para la implementación real de los resultados de la optimización en aplicaciones industriales. La capacidad de lograr una mejora significativa en el rendimiento del sellado sin comprometer la viabilidad de ser manufacturado subraya la robustez y la aplicabilidad de la metodología de optimización empleada en este estudio.

Zhang M. dio con una idea genial para que los sellos de vapor trabajaran mucho mejor, reduciendo las fugas casi a la mitad. (Zhang et al. 2022) El problema es que sus diseños eran tan intrincados que, con las máquinas que tenemos hoy en día en las fábricas, sería muy complicado hacerlos realidad. Por mucho que su propuesta fuera súper eficiente en papel, llevarla a la práctica sería todo un reto.

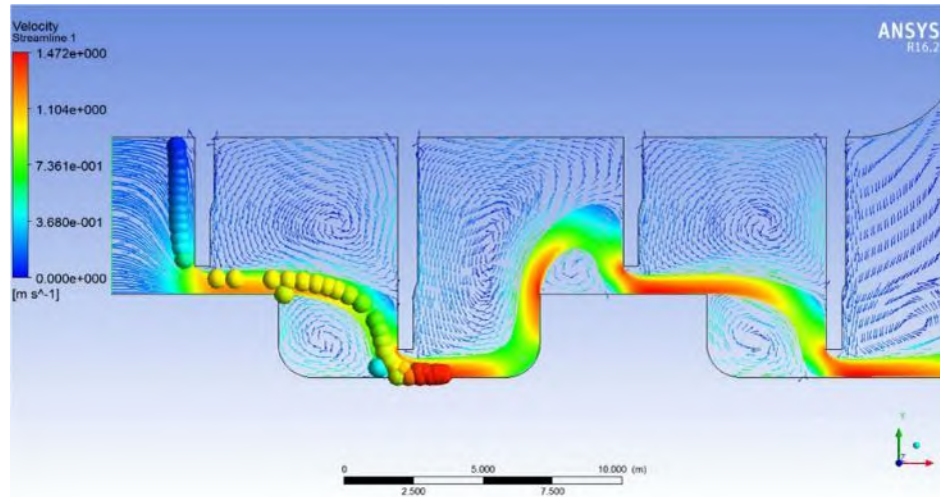
Por otro lado, Kim T.S tuvo una estrategia diferente para bajar la presión: en lugar de un solo sello súper complejo, usó varios más sencillos, como si pusiera varios topes en el camino del vapor. (Kim and Cha 2009) Exploraron formas interesantes para la entrada del sello, pero al final se decidieron por puntas más normales, parecidas a las que estudió Dogu Y. (Dogu et al. 2017). Ellos también se dieron cuenta de que intentar formas muy raras, como sellos con forma de hongo, aunque quizás más eficientes, complicaría mucho la fabricación. Así que prefirieron algo que sí se pudiera construir sin demasiados dolores de cabeza.

5.3 Líneas de flujo principales

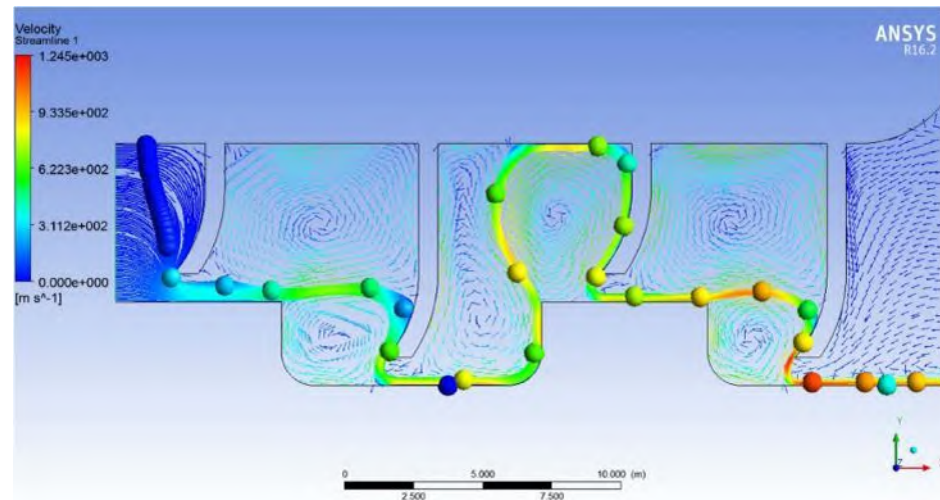
En nuestro trabajo, al analizar cómo se movía el fluido con el nuevo diseño del sello, confirmamos que usar la combinación inteligente de varios programas, todos dirigidos por un "cerebro" de optimización, es una forma directa y efectiva de encontrar la mejor forma para el sello. Y lo más importante de todo es que los diseños que obtuvimos no son solo bonitos en la pantalla: se pueden fabricar con las máquinas que se usan actualmente en la industria, ese punto medio entre un rendimiento aerodinámico superior y la facilidad para construirlo es justo lo que hace que nuestra investigación sea realmente útil para diseñar y mejorar los sellos de vapor en las turbinas

En la Figura 5.11 se presenta una visualización de la línea de flujo característica en la configuración geométrica original de los sellos rectos. Esta representación gráfica permite discernir el tiempo de residencia del vapor dentro de las cavidades de las cámaras del sello. No obstante, la trayectoria del flujo principal a través del canal de vapor se mantiene relativamente directa, evidenciando una influencia limitada de las vorticidades que inherentemente se generan en estas cavidades.

A pesar de la formación de estos vórtices, el flujo predominante parece seguir un camino axial a lo largo del conducto, lo que sugiere que la capacidad de estos vórtices para disipar significativamente la energía del flujo y, por ende, aumentar la pérdida de presión, podría ser subóptima. Esta observación inicial sobre el comportamiento del flujo en la geometría original sienta las bases para comprender la necesidad y el potencial de las modificaciones geométricas propuestas en etapas posteriores de la investigación, con el objetivo de intensificar la interacción del flujo con las paredes del sello y potenciar la generación y disipación de energía a través de estructuras vorticiales más robustas y extendidas.



(a) Sellos rectos originales



(b) Sellos inclinados optimizados

Figure 5.11. Comparación entre el sello original y el optimizado en relación con el tiempo de permanencia del chorro de vapor principal sobre las cámaras de sellos.

Capítulo 6

Conclusiones

6.1 Conclusiones

La presente investigación se centró en la aplicación de la optimización numérica para el desarrollo de una novedosa configuración geométrica de sello. Para ello, se empleó un modelo de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) bidimensional y axisimétrico, seleccionado por su capacidad para ofrecer una evaluación rápida y eficiente del comportamiento del flujo dentro del dominio de nuestro interés específico del sistema de sellado. La elección de un modelo 2D permitió explorar un mayor número de configuraciones de diseño en un lapso de tiempo razonable, facilitando la identificación de mejoras potenciales.

La comparación exhaustiva entre el rendimiento de los sellos de configuración recta, utilizados como referencia, y los sellos con un diseño inclinado optimizado reveló alteraciones significativas en la dinámica del flujo de vapor a lo largo de las cámaras de contrapresión. Un hallazgo crucial de este análisis fue la demostración de que el incremento en la cantidad de vórtices generados dentro de estas cámaras constituye un factor determinante para la consecución de una reducción sustancial en la presión a través del sello. Estos vórtices actúan como mecanismos de disipación de energía, dificultando el paso del fluido y, por ende, disminuyendo la presión.

Adicionalmente, se identificó la permanencia del vapor dentro de las cámaras del sello como otro parámetro de influencia crítica. Se observó una correlación directa entre el tiempo que el vapor permanece en estas cavidades y la magnitud de la caída de presión experimentada. Un recorrido más extenso del fluido dentro de las cámaras, facilitado por la geometría optimizada, incrementa la interacción del vapor con las paredes del sello y promueve una mayor disipación de energía a través de la fricción viscosa y la intensificación de las estructuras en los vórtices.

Si bien el modelo numérico 2D empleado demostró ser una herramienta valiosa para la exploración inicial del espacio de diseño, se reconoce la importancia de futuras mejoras para

robustecer su capacidad predictiva y ampliar el número de evaluaciones factibles dentro del proceso de optimización.

La implementación de técnicas de mallado adaptativo, la exploración de modelos de turbulencia más avanzados o la adopción de estrategias de cómputo de alto rendimiento podrían incrementar la precisión y la eficiencia del modelo.

Además, ante la ausencia de datos experimentales que permitan validar directamente el comportamiento del flujo dentro de los sellos bajo las nuevas configuraciones geométricas, se sugiere la creación de un modelo numérico de alta fidelidad. Este modelo, potencialmente tridimensional y con una mayor resolución espacial, permitiría analizar en detalle las características ideales del flujo dentro de las cámaras optimizadas, proporcionando una referencia virtual robusta para futuras validaciones experimentales. La generación de este modelo de alta fidelidad se convertiría en un paso crucial para comprender a fondo los mecanismos fluidodinámicos subyacentes a las mejoras observadas.

Finalmente, la metodología de optimización presentada en este trabajo posee un potencial significativo para contribuir a la repotenciación de turbinas existentes. El enfoque de diseño de nuevas formas de sellos, o la adaptación de esta metodología a otras configuraciones de sellado presentes en diferentes etapas de la turbina, podría traducirse en una mayor eficiencia en la transferencia de energía en cada paso del proceso de conversión termodinámica. La aplicación de estas técnicas de optimización podría conducir a mejoras sustanciales en el rendimiento global de las turbinas, con implicaciones positivas en términos de eficiencia energética y reducción de emisiones.

6.2 Limitaciones

En la presente investigación, se abordó la optimización del diseño del sello de vapor de una turbina mediante la implementación de una metodología integral. Esta metodología comprendió la parametrización geométrica del sello, la generación de la malla computacional y la resolución de las ecuaciones de la Dinámica de Fluidos Computacional (DFC) para evaluar el rendimiento de diferentes configuraciones. La ejecución exitosa de cada una de estas fases requirió una exhaustiva recopilación de la información técnica, abarcando tanto los parámetros operativos de la turbina como las especificaciones geométricas detalladas de sus componentes.

No obstante, durante la fase de recopilación de datos, se identificaron ciertas limitaciones inherentes a la naturaleza del equipo bajo estudio. Específicamente, la obtención de información precisa sobre la geometría interna de las etapas de compresión completas resultó inviable, dado que el equipo se encontraba en pleno funcionamiento en la planta de generación. Esta restricción

impidió la adquisición directa de datos, correspondientes a las condiciones reales de entrada y salida de vapor en esas secciones específicas de la turbina.

Debido a estas limitaciones geométricas y a la imposibilidad de acceder directamente a la configuración interna del compresor, el proceso de optimización se vio circunscrito a la manipulación de únicamente dos variables de diseño, denominadas m y x . A pesar de esta restricción en el número de grados de libertad para la optimización, se realizó un esfuerzo significativo, invirtiendo considerables recursos computacionales y tiempo de investigación, con el firme objetivo de identificar la geometría óptima del sello dentro de las limitaciones impuestas. La dedicación de recursos a pesar del limitado espacio de diseño subraya la importancia de la optimización del sello para el rendimiento general de la turbina.

Ante la carencia de obtención de los datos experimentales directos concernientes a las características del flujo en la entrada del canal de vapor del sello, se recurrió a la consulta de documentación técnica especializada que proporcionaba información detallada sobre las propiedades termodinámicas del vapor en las condiciones de operación relevantes, como el documento de la Figura 6.1, de manera similar, los parámetros operativos cruciales para la simulación DFC, tales como el modelo de turbulencia seleccionado y las características del fluido en el flujo de entrada, se definieron basándose en la información y las recomendaciones derivadas de una revisión exhaustiva de la literatura científica y técnica relacionada con proyectos de investigación análogos en el campo de turbomaquinaria. Esta estrategia permitió establecer condiciones de simulación informadas y consistentes con el estado del arte.

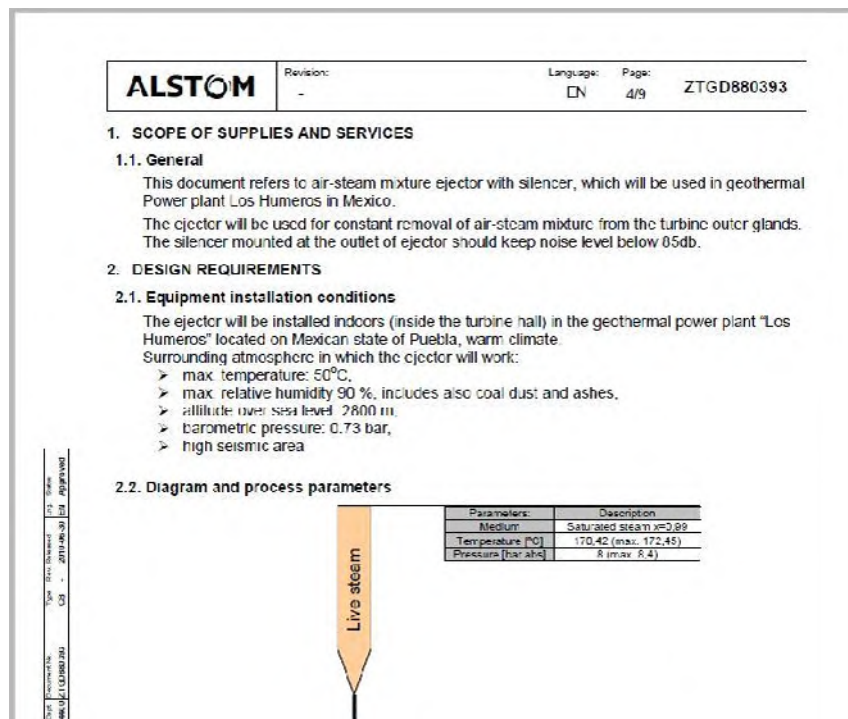


Figura 6.1 Documento técnico que indica las condiciones del vapor de entrada a la turbina. (Alstom Data base n.d.)

El modelo bidimensional (2D) implementado en esta etapa de la investigación proporcionó una valiosa referencia inicial sobre el comportamiento de la función objetivo, que para nuestro caso es centrado en la optimización de la pérdida de presión o la minimización de las fugas, en respuesta a las variaciones en la curvatura del sello. Los resultados obtenidos con este modelo 2D sentaron las bases para comprender la sensibilidad del rendimiento del sello a las modificaciones geométricas. Actualmente, se encuentra en desarrollo la metodología para la construcción de un modelo tridimensional (3D) del sistema de sellado. Se espera que este modelo 3D, al capturar la complejidad geométrica del sello en su totalidad, proporcione una representación más precisa y detallada del comportamiento del flujo, permitiendo una optimización aún más refinada y la validación de los hallazgos obtenidos con el modelo 2D. La transición hacia un modelo 3D representa un paso crucial para la futura profundización de esta investigación.

6.3 Trabajo futuro

Una limitación significativa del presente estudio radica en la ausencia de un banco de pruebas experimental diseñado específicamente para la medición detallada de las características del flujo tanto en la entrada como en la salida del sistema de sellado analizado. Esta carencia de infraestructura experimental impidió llevar a cabo una validación empírica completa y exhaustiva del modelo computacional desarrollado. Reconocemos que la validación experimental representa un paso crucial para establecer la confiabilidad y la precisión de cualquier modelo numérico, especialmente cuando se pretende utilizar como base para futuros trabajos de optimización y diseño.

En este sentido, como una línea de trabajo futura de alta prioridad, se plantea la creación de un banco de pruebas físico. Este banco de pruebas permitiría la medición controlada y sistemática de diversos parámetros del flujo, posibilitando la comparación directa entre los resultados obtenidos mediante simulación computacional y el comportamiento real del flujo en prototipos físicos de diferentes diseños de sellos. La implementación de este banco de pruebas facilitaría una validación tanto cualitativa (comparación de patrones de flujo) como cuantitativa (confrontación de valores medidos con predicciones numéricas), lo que fortalecería significativamente la credibilidad y la aplicabilidad del modelo computacional desarrollado en esta investigación para futuros estudios de optimización y diseño de sellos de vapor.

La metodología de optimización numérica presentada en este trabajo posee una versatilidad inherente que permite su extensión a la exploración del impacto de otros parámetros geométricos relevantes en el rendimiento del sello. Variables como el espesor (t) del sello y el ángulo de

ubicación del borde de ataque podrían ser incorporadas fácilmente como variables de diseño dentro del marco de optimización propuesto.

La manipulación simultánea de un mayor número de variables de diseño podría conducir a la identificación de configuraciones geométricas aún más optimizadas y con un rendimiento superior.

Más allá de la optimización puramente aerodinámica del sello, la metodología empleada sienta las bases para la integración de análisis multidisciplinarios. Específicamente, se vislumbra la posibilidad de incorporar análisis estructurales detallados. Estos análisis podrían utilizar la distribución de presiones obtenida mediante las simulaciones de CFD como cargas de entrada para evaluar la deformación del sello bajo las condiciones operativas reales, considerando factores como la elevada velocidad de giro del rotor y las muy altas temperaturas que alcanza el fluido de trabajo. La comprensión de las deformaciones inducidas es crucial para garantizar la integridad estructural y el rendimiento a largo plazo del sello.

Finalmente, es importante señalar que la presente investigación se llevó a cabo utilizando la configuración “estándar” del algoritmo genético multi-islas implementado en el software iSIGHT. Si bien esta configuración inicial demostró ser efectiva para la obtención de resultados promisorios, se reconoce la necesidad de realizar un análisis detallado sobre la influencia de los diversos parámetros para la configuración del algoritmo genético. El objetivo de este análisis sería determinar la sensibilidad del proceso de optimización a la elección de parámetros como el tamaño de la población, la tasa de mutación, la tasa de cruzamiento y los criterios de convergencia. Una comprensión profunda de esta influencia permitiría ajustar los parámetros del algoritmo de manera óptima para evitar la convergencia prematura a mínimos locales subóptimos y aumentar la probabilidad de encontrar el mínimo global de la función objetivo, asegurando así la obtención de la solución de diseño verdaderamente óptima para el sello de vapor.

6.4 Implicaciones

Los hallazgos derivados de la presente investigación sugieren una aplicabilidad significativa de la metodología desarrollada en el contexto de la repotenciación de turbinas de vapor. Específicamente, el enfoque centrado en el rediseño estratégico de los sellos de vapor emerge como una vía prometedora para mejorar la eficiencia y el rendimiento general de estas máquinas. La metodología propuesta permite la generación de geometrías de aproximación optimizadas, las cuales ofrecen un abanico de opciones para la evaluación detallada de diversas configuraciones en cada una de las cámaras de sellado presentes en las diferentes etapas de expansión del vapor dentro de la turbina. Esta capacidad de explorar y comparar múltiples diseños a nivel de cada cámara individual representa una ventaja sustancial en la búsqueda de la configuración global más eficiente para el sistema de sellado.

Un resultado particularmente relevante de esta investigación radica en la demostración de la viabilidad de modificar selectivamente el perfil de un único componente del sistema de sellado. Esta estrategia se presenta como una alternativa realista y potencialmente menos disruptiva al rediseño integral del equipo. Al concentrarse en la optimización de la geometría del sello, se puede evitar la necesidad de realizar modificaciones mecánicas complejas y costosas en los diversos componentes del compresor en su conjunto. Esta focalización en el sello facilita la implementación de las mejoras propuestas, permitiendo la adaptación de la geometría optimizada a las refacciones que rutinariamente se reemplazan durante los mantenimientos mayores programados en las turbinas en operación. Esta característica facilita la adopción de los resultados de la investigación en la práctica industrial, aprovechando los ciclos de mantenimiento existentes para introducir mejoras en el rendimiento de la turbina de manera gradual y eficiente.

Reconociendo el valor y el potencial de aplicación de la geometría del sello optimizada obtenida a través de esta investigación, se tomó la decisión de proteger esta innovación mediante un título de registro de diseño industrial. Este título, con número 69105, fue otorgado por el Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial (IMPI) bajo la denominación “Modelo industrial de sello laberíntico con borde de ataque curvo para turbina de vapor”. La fecha de expedición de este registro es el 9 de enero de 2024, y su vigencia se extiende hasta el 15 de febrero de 2027, tal como se ilustra en la Figura 6.2. Esta protección legal asegura la exclusividad en la explotación comercial de la geometría del sello optimizada y subraya la contribución original y el potencial de impacto de esta investigación en el campo del diseño de turbomaquinaria. La obtención de este registro de propiedad intelectual no solo reconoce la novedad del diseño, sino que también fomenta su posible transferencia tecnológica y su implementación en la industria para la mejora de la eficiencia de las turbinas de vapor.



TÍTULO DE REGISTRO DE DISEÑO INDUSTRIAL No. 69105

Titular(es): MIGUEL ANGEL TAMAYO SOTO

Domicilio: Antonio Caso Andrade 80, Villas del Sur, Morelia, Michoacán, 58095, MÉXICO

Denominación: MODELO INDUSTRIAL DE SELLO LABERÍNTICO CON BORDE DE ATAQUE CURVO PARA TURBINA DE VAPOR.

Clasificación: LOC(13) CL. 09-07

Diseñador(es): MIGUEL ANGEL TAMAYO SOTO; DIEGO ALFREDO NÚÑEZ ALTAMIRANO; CHRISTIAN ERIK CASILLAS FARFAN; SERGIO RICARDO GALVÁN GONZÁLEZ; JULIO CESAR PIÑÓN AGUILAR; NICOLÁS DAVID HERRERA SANDOVAL; LUIS DAVID PÉREZ RUBIO

SOLICITUD

Número:
MX/t/2022/000465

Fecha de Presentación:
15 de Febrero de 2022

Hora:
18:12

Vigencia: Cinco años

Fecha de Vencimiento: 15 de febrero de 2027

Fecha de Expedición: 9 de enero de 2024

El registro de referencia se otorga con fundamento en los artículos 1º, 2º fracción I, 5º fracción I, 76 y 119 de la Ley Federal de Protección a la Propiedad Industrial.

De conformidad con el artículo 78 de la Ley Federal de Protección a la Propiedad Industrial, el presente registro tiene una vigencia de cinco años, contada a partir de la fecha de presentación de la solicitud, renovable por periodos sucesivos de la misma duración hasta un máximo de veinticinco años, sujeto al pago de la tarifa para mantener vigentes los derechos.

Quien suscribe el presente título lo hace con fundamento en lo dispuesto por los artículos 5º fracción I, 9, 10 y 119 de la Ley Federal de Protección a la Propiedad Industrial; artículos 1º, 3º fracción V, inciso a), 4º y 12º fracciones I y III del Reglamento del Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial; artículos 1º, 3º, 4º, 5º fracción V, inciso a), 16 fracciones I y III y 30 del Estatuto Orgánico del Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial; 1º, 3º y 5º fracción I Acuerdo Delegatorio de Facultades del Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial.

El presente documento electrónico ha sido firmado mediante el uso de la firma electrónica avanzada por el servidor público competente, amparada por un certificado digital vigente a la fecha de su elaboración, y es válido de conformidad con lo dispuesto en los artículos 7 y 9 fracción I de la Ley de Firma Electrónica Avanzada y artículo 12 de su Reglamento. Su integridad y autenticidad, se podrá comprobar en www.gob.mx/impi.

Asimismo, se emitió conforme lo previsto por los artículos 1º fracción III; 2º fracción VI; 37, 38 y 39 del Acuerdo por el que se establecen lineamientos en materia de Servicios Electrónicos del Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial.

SUBDIRECTORA DIVISIONAL DE EXAMEN DE FONDO DE PATENTES ÁREAS MECÁNICA, ELÉCTRICA Y DE DISEÑOS INDUSTRIALES Y MODELOS DE UTILIDAD

MARINA OLIMPIA CASTRO ALVEAR



Cadena Original:
MARINA OLIMPIA CASTRO ALVEAR|00001000000510738631|SERVICIO DE ADMINISTRACION
TRIBUTARIA|1987||MX/2024/10918||MX/t/2022/000465|Título de diseños industriales|2000|EGMG|Pág(s)
1|e4HI0DJOb4RigA5oPI6XtOpIHFE=

Sello Digital:
U6Y1Qelb34p+cwZAWzWaQHbftQ6BQiqZn18FcxvymshbSjQ4U8T/MuxyDGJ7hOpdHVtvCtAaeQUVmfFF6K22Xj
/9JtMvZ+SWI3PV9nYK9oa3oTFp5s4MU9/NUdv6JRQkpB46YD64K8kcy/GJfcOJftB+sIVaZatnR8B/cHPmXi6omTV
nmJSX8+BA3/cXktBbFKmPehwPpxiN0Cu8qnZLITCChkFVx74/6x45orvcawysgPEoQJ7G7e2f4dAIPnzL2CF78yq
QsoPod+qhlOwXph1559amZUfa7ZEsrNy4usdptO+sflhgTBYKncwP80J15tp9lNcYKNxA==

Figura 6.2 Título de registro de diseño industrial ante al IMPI.

6.5 Difusión

XVI Congreso Internacional Anual de la SOMIM

21 al 23 de octubre 2020 en formato virtual

Diseño del proceso automático de optimización para la geometría de sellos laberínticos de una turbina de vapor.

Revista científica INNOVACIENCIA Universidad de Santander, Colombia.

ISSN-2346-075X

Optimización automática de la forma del sello laberintico del primer paso de una turbina de vapor geotérmica.

(Aceptado para publicación 2025)

Bibliografía

- Kaszowski, P.; Dzida, M.; Krzyślak, P. Calculations of labyrinth seals with and without diagnostic extraction in fluid-flow machines. Polish Maritime Research 2013, 20, 34 --38.
- Tanuma, T. Advances in steam turbines for modern power plants. In Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants; Elsevier: Amsterdam, Netherlands, 2016, pp.1 – 9.
- Encinas, Manuel Polo. 1984. Turbomáquinas de Fluido Compresible. primera.
- Gutiérrez-Negrin, L.C.A. Current status of geothermal-electric production in Mexico. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2019, Vol.249.
- Fernández Oro, J.M. Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos: introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos; Ediciones Díaz de Santos: Madrid, Spain, 2012, ISBN: 9788429126020.
- Dixon, S. L., and C. A. Hall. 2010. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery.
- Alstom Data base. “Alstom.” (Empresa de fabricación de turbinas adquirida por GE en 2015).
- Mataix, C., & Arenas, A. (1990). Turbomáquinas térmicas: turbinas de vapor, turbinas de gas, turbocompresores / Claudio Mataix ; con la colaboración de Antonio Arenas. (3a. ed.). Inversiones Editoriales Dossat 2000-Limusa.
- Camacho, A.A; Franco, C.A. Diseño conceptual de una tobera convergente divergente de área variable para un túnel de choque, Fundación Universitaria Los Libertadores, 2020
- Horseman G. Evolution of the Parsons Land Steam Turbine, Siemens plc, CA Parsons Works, 2019
- Xi, J.; Rhode, D.L. Rotordynamics of Turbine Labyrinth Seals with Rotor Axial Shifting. International Journal of Rotating Machinery 2006, 1–11.

-
- Aslan-zada, F.E.; Mammadov, V.A.; Dohnal, F. Brush seals and labyrinth seals in gas turbine applications. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2013, 227, 216 --230.
- Norton, Robert. 2009. "Diseño De Maquinaria." *Journal of Chemical Information and Modeling*: 754.
- Stephen, D.; Hogg, S.I. Development of Brush Seal Technology for Steam Turbine Retrofit Applications. In *Proceedings of the 2003 International Joint Power Generation Conference*, Atlanta, GA, USA, 16-19 June 2003; pp. 505 --512.
- Chuang, Kai Chieh, Shao Yang Wang, Yu Lun Chiang, and Jia Ying Tu. 2021. "Advanced Control of Hydraulic System for Hydrostatic Bearings." *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, Transactions of the Chinese Institute of Engineers, Series C/Chung-Kuo Chi Hsueh Kung Ch'eng Hsuebo Pao* 42(3): 275–84.
- Herrera, N.; Galván, S.; Camacho, J.; Solorio, G.; Aguilar, A. Automatic shape optimization of a conical-duct diffuser using a distributed computing algorithm. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 2017, Vol.39, 4367–4378.
- Poveda R, Gómez J, León E. "GRISLAS: Un algoritmo genético paralelo que combina los modelos de grillas e islas para encontrar soluciones óptimas cercanas al problema del agente viajero." *Revista Avances en Sistemas e Informática* 5.3 2008;1:13-19.
- Galván, S.; Reggio, M.; Guibault, F. Optimization of the inlet velocity profile in a conical diffuser. In *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*, Rio Grande, Puerto Rico, USA, 8-12 July 2012; pp. 125–134.
- Piñon, J. C. Tesis Maestría "Evaluación de la re-potenciación de un compresor centrífugo a través del re-diseño del álabe" Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, 2017.
- Kim, T.S.; Cha, K.S. Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behavior. *Journal of Mechanical Science and Technology* 2009, Vol.23, 2830–2838.
- Kulkarni, D; Di Mare, L. Development of a new loss model for turbomachinery labyrinth seals. *Proceedings of the ASME Gas Turbine India Conference*, GT India 2021:76061.
- Mohammadi, B.; Pironneau, O. *Applied Shape Optimization for Fluids*, 2nd edn.; Oxford University Press: Oxford, UK, 2010; pp. 154–196.

-
- Zhao, Y.; Wang, C. Shape Optimization of Labyrinth Seals to Improve Sealing Performance. *Aerospace* 2021, 8, 92.
- Darshan, P. A Study of Curved Labyrinth Seals for Steam Turbines. *International Advanced Research Journal in Science, Engineering and Technology* 2016, Vol.3.
- Chakravarthy, L.K.; Srikanth, P. Modeling& Analysis of Labyrinth Seals Used in Steam Turbines. *International Journal of Scientific and Research* 2015, vol.4, 1808–1813. Paper ID: SUB155787.
- Soemarwoto, B.I.; Kok, J.C.; de Cock, K.M.J.; Kloosterman, A.B.;Kool,G.A.; Versluis J.F.A.; Performance evaluation of gas turbine labyrinth seals using computational fluid dynamics. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo, Montreal, QC, Canada, 14-17 May 2007*; pp. 1207–1217.
- Zhang, M.; Yang, J.; Xu, W.; Xi "Leakage and rotordynamic performance of a mixed labyrinth seal compared with that of a staggered labyrinth seal"; *Journal of Mechanical Science and Technology* 31 (5) 2261-2277 pp 2262 (2017).
- Dogu, Y.; Sertcakan, M.; Gezer, K.; Kocagül, M.; Arikan, E.: Ozmusul, M. Labyrinth seal leakage degradation due to various types of wear. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2017, Vol. 139, 11 --13.
- Turnquist, N.; Ray, F.; et al. Brush Seals for Improved Steam turbine performance, 2005 NASA Seal/Secondary Air System Workshop, October 1, p.107 2006 Volume 1 NASA/CP—2006-214383/VOL 1.
- Yu, X.L.; Lv Q.; Pang Y-C.; Wang K.; Jin L-W.; Lu Z.; Study on Labyrinth Seal Leakage Flow With Piston Eccentric Motion in a Labyrinth Compressor. *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers* 2020, Vol.41, 623–626.
- Ayyalasomayajula, S.K. A Numerical Study of Curved Labyrinth Seals for Steam Turbines. Master's Thesis, University of Tennessee - Knoxville, TN, USA, 2005.
- Hannun R, Radhi H., Essi N., The Types of Mechanical and Thermal Stresses on the First Stage Rotor Blade of a Turbine. *Innovaciencia*. 2019; 7 (1): 1-11.
- Rulik S., Wroblewski W., Fraczek D., Metamodel Based Optimization of the labyrinth seal. *Archive of Mechanical Engineering*. 2017; 64; 76-91.
-

-
- Kulkarni, D; Di Mare, L. Development of a New Loss Model for Turbomachinery Labyrinth Seals. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2023; 145 / 061016-1.
- Wein, L.; Seume, J; Schmierer, R; Herbst, F. Large Eddy Simulation of Labyrinth Seal Flow. *Proceedings of Global Power and Propulsion Society*, 2022, GPPS-TC-2022-0004.
- Chun, Y.H.; Ahn, J. Optimizing the Geometric Parameters of a Stepped Labyrinth Seal to Minimize the Discharge Coefficient. *Processes* 2022, 10, 2019.
- Pastrana R. M.; Wolfe C. E. ; Turnquist N. A. , and Burnett M. E. “Improved steam turbine leakage control with a brush seal design,” *Proc. 30th Turbomach. Symp.*, pp. 33–38, 2001.
- Tamayo M.A. Tesis Maestría “Manufactura de sellos inclinados para diafragmas de turbina de vapor” Instituto tecnológico de Morelia, 2017.
- Herrera N.D. Tesis Doctoral “Mejora de la eficiencia de una central hidroeléctrica mediante la optimización numérica del desempeño del tubo de aspiración modificando su geometría” Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, 2017.
- Cerriteño A. Tesis Doctoral “Reconstrucción de un álabe de rodete Francis mediante el uso de un modelo suavizado” Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, 2024.
- Launder B. E. and Spalding D. B. , “The numerical computation of turbulent flows,” *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, vol. 3, no. 2, pp. 269–289, Mar. 1974.
- Hall, S.L. Dixon and C.A. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*.s.l. : Elsevier, 2010. 978-1-85617-793-1.

Miguel Angel Tamayo Soto

Valoración teórica del incremento en la eficiencia de turbinas de vapor basados en la optimización g

 Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::3117:478523015

Fecha de entrega

5 ago 2025, 8:51 a.m. GMT-6

Fecha de descarga

5 ago 2025, 11:35 a.m. GMT-6

Nombre de archivo

Valoración teórica del incremento en la eficiencia de turbinas de vapor basados en la optimizació....pdf

Tamaño de archivo

3.6 MB

120 Páginas

31.799 Palabras

183.909 Caracteres

21% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

Fuentes principales

- 20%  Fuentes de Internet
- 6%  Publicaciones
- 0%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alerta de integridad para revisión



Caracteres reemplazados

13 caracteres sospechosos en N.º de páginas

Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

Formato de Declaración de Originalidad y Uso de Inteligencia Artificial

Coordinación General de Estudios de Posgrado
Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo



A quien corresponda,

Por este medio, quien abajo firma, bajo protesta de decir verdad, declara lo siguiente:

- Que presenta para revisión de originalidad el manuscrito cuyos detalles se especifican abajo.
- Que todas las fuentes consultadas para la elaboración del manuscrito están debidamente identificadas dentro del cuerpo del texto, e incluidas en la lista de referencias.
- Que, en caso de haber usado un sistema de inteligencia artificial, en cualquier etapa del desarrollo de su trabajo, lo ha especificado en la tabla que se encuentra en este documento.
- Que conoce la normativa de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, en particular los Incisos IX y XII del artículo 85, y los artículos 88 y 101 del Estatuto Universitario de la UMSNH, además del transitorio tercero del Reglamento General para los Estudios de Posgrado de la UMSNH.

Datos del manuscrito que se presenta a revisión		
Programa educativo	Doctorado en Ciencias en Ingeniería Mecánica.	
Título del trabajo	Valoración teórica del incremento en la eficiencia de turbinas de vapor basados en la optimización geométrica de un escalonamiento.	
	Nombre	Correo electrónico
Autor	M.C. Miguel Angel Tamayo Soto	miguel.tamayo@umich.mx
Director	Dr. Sergio Ricardo Galván González	sergio.galvan@umich.mx
Codirector	Dr. Nicolás David Herrera Sandoval	nicolas.hs@morelia.tecnm.mx
Coordinador del programa	Dr. Gilberto Gonzáles Ávalos	doc.cs.ingenieria.mecanica@umich.mx

Uso de Inteligencia Artificial		
Rubro	Uso (sí/no)	Descripción
Asistencia en la redacción	Sí	Se usó en el capítulo I para describir conceptos teóricos y complementar algunos párrafos.

Formato de Declaración de Originalidad y Uso de Inteligencia Artificial

Coordinación General de Estudios de Posgrado
Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo



Uso de Inteligencia Artificial		
Rubro	Uso (sí/no)	Descripción
Traducción al español	No	
Traducción a otra lengua	No	
Revisión y corrección de estilo	No	
Análisis de datos	No	
Búsqueda y organización de información	Si	Se usó en el capítulo I para la parte teórica, buscar definiciones.
Formateo de las referencias bibliográficas	No	
Generación de contenido multimedia	No	
Otro	No	

Datos del solicitante	
Nombre y firma	Miguel Angel Tamayo Solís
Lugar y fecha	Morelia Michoacán México 3/Agosto/2025