



**UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN
NICOLÁS DE HIDALGO**

**DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO
MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

*“MODELADO Y ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO DE LA PRIMERA
ETAPA DE UNA TURBINA INDUSTRIAL DE VAPOR CON
CAPACIDAD DE 25 MW”*

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA:

ING. SERGIO MIGUEL ALANIS PRADO

ASESORES:

DR. SERGIO RICARDO GALVÁN GONZÁLEZ

DR. SIXTOS ANTONIO ARREOLA VILLA

MORELIA, MICH. ABRIL 2025

**“MODELADO Y ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO DE LA
PRIMERA ETAPA DE UNA TURBINA INDUSTRIAL DE
VAPOR CON CAPACIDAD DE 25 MW”**

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo es dedicado a mis hermanos, Salvador, Edgar y Marissa, pero en especial a mi madre Marisa, la cual es la persona que más admiro en este mundo y a la cual le debo todo lo que soy ahora.

Agradezco a la UMSNH, a la facultad y al posgrado de Ingeniería mecánica, también a todos los maestros que brindaron un camino hacia el conocimiento.

RESUMEN

Las turbinas de vapor son componentes esenciales en la generación de energía, transformando la energía térmica del vapor en energía mecánica. En particular, las turbinas de vapor utilizadas en plantas geotérmicas enfrentan desafíos específicos en cuanto a eficiencia y optimización del flujo. En este estudio, se realiza un análisis fluidodinámico de la primera etapa de una turbina industrial de vapor con capacidad de 25 MW, ubicada en la central geotérmica “Los Humeros II – Fase A” en Puebla, México. El objetivo es evaluar el comportamiento del flujo en los álabes del estator y rotor de la primera etapa y su impacto en el rendimiento de la turbina.

El estudio parte de la problemática de que la geometría de la carcasa de admisión genera un flujo no axisimétrico, lo que puede ocasionar pérdidas energéticas y fuerzas inestables en los álabes de la primera etapa. Para abordar este problema, se emplea dinámica de fluidos computacional (CFD), utilizando el método de volúmenes finitos para discretizar el dominio computacional. Se generan distintos casos de simulación para la entrada de flujo en la carcasa y la primera etapa, comparando sus efectos en parámetros clave como velocidad, presión y torque.

Los resultados muestran que la distribución del flujo a la salida de la carcasa no es homogénea, lo que provoca diferencias significativas en la carga aerodinámica entre distintos sectores angulares de los álabes. Se observa que el torque transferido varía a lo largo de la primera etapa, lo que sugiere que el flujo no homogéneo reduce la eficiencia global del sistema.

El análisis confirma que la optimización de la geometría de la carcasa de admisión podría mejorar el rendimiento de la turbina, minimizando las pérdidas energéticas y reduciendo las cargas inestables en los álabes. Se recomienda explorar modificaciones en el diseño de la carcasa y de los álabes para lograr una distribución más uniforme del flujo en la primera etapa.

Este estudio contribuye a la comprensión de los efectos del flujo no uniforme en turbinas de vapor geotérmicas y proporciona una base para futuras investigaciones orientadas a mejorar su eficiencia y prolongar su vida útil. La aplicación de herramientas CFD demuestra ser una alternativa eficaz para el análisis y optimización de turbomaquinaria sin necesidad de intervenciones experimentales costosas o disruptivas en plantas en operación.

Palabras clave: Turbina de vapor, álabes, estator, rotor, primera etapa, CFD, torque.

ABSTRACT

Steam turbines are essential components in power generation, transforming the thermal energy of steam into mechanical energy. In particular, steam turbines used in geothermal plants face specific challenges regarding efficiency and flow optimization. In this study, a fluid dynamics analysis is performed on the first stage of a 25 MW industrial steam turbine, located at the “Los Humeros III – Phase A” geothermal power plant in Puebla, Mexico. The objective is to evaluate the flow behavior in the stator and rotor blades of the first stage and its impact on the turbine performance.

The study starts from the problem that the geometry of the intake casing generates a non-axisymmetric flow, which can cause energy losses and unstable forces on the blades of the first stage. To address this problem, computational fluid dynamics (CFD) is used, using the finite volume method to discretize the computational domain. Different simulation cases are generated for the flow inlet in the casing and the first stage, comparing their effects on key parameters such as speed, pressure and torque.

The results show that the flow distribution at the casing exit is not homogeneous, which causes significant differences in the aerodynamic load between different angular regions of the blades. The transferred torque is observed to vary throughout the first stage, suggesting that the non-homogeneous flow reduces the overall efficiency of the system.

The analysis confirms that optimizing the geometry of the intake casing could improve the turbine performance, minimizing energy losses and reducing unsteady loads on the blades. Modifications to the casing and blade design are recommended to be explored to achieve a more uniform flow distribution in the first stage.

This study contributes to the understanding of the effects of non-uniform flow in geothermal steam turbines and provides a basis for future research aimed at improving their efficiency and extending their service life. The application of CFD tools proves to be an effective alternative for the analysis and optimization of turbo machinery without the need for costly or disruptive experimental interventions in operating plants.

Keywords: Steam turbine, blades, stator, rotor, first stage, CFD, torque.

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS	iii
RESUMEN	iv
ABSTRACT.....	v
ÍNDICE DE TABLAS	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes.....	3
1.2 Planteamiento del problema.....	6
1.3 Justificación	6
1.4 Hipótesis	7
1.5 Objetivos de la investigación	7
1.5.1 Objetivo general.....	7
1.5.2 Objetivos particulares	7
2. CONCEPTOS BASICOS EN TURBINAS DE VAPOR.....	8
2.1 Introducción a las turbinas de vapor	8
2.1.1 Estructura y clasificación de una turbina de vapor	8
2.1.2 Partes de una turbina de vapor	11
2.1.3 Principio general de funcionamiento de la turbina de vapor	14
2.1.4 Centrales geotérmicas	16
2.2 Aerodinámica de las turbinas axiales.....	19
2.2.1 Los álabes.....	19
2.2.2 Triángulos de velocidad para turbinas axiales.....	21
2.2.3 Flujo de fluido en los álabes	22
3. MÉTODOS Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LA SIMULACIÓN FLUIDODINÁMICA	25
3.1 Breve historia de la dinámica de fluidos computacional	25
3.2 Propósito y ventajas de la dinámica de fluidos computacional	27
3.3 Etapas de la dinámica de fluidos computacional	29
3.4 Ecuaciones gobernantes	32
3.4.1 Ecuación de conservación de la masa.....	32
3.4.2 Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento (ecuaciones de Navier-Stokes)	32
3.4.3 Ecuación de conservación de la energía	33

3.5 Modelado de turbulencia.....	34
3.5.1 Ecuaciones de Reynolds-Navier-Stokes promediadas (o RANS Reynolds-Averaged Navier-Stokes)	37
3.6 Esquemas de discretización	45
3.6.1 Método de volúmenes finitos.....	45
3.6.2 Algoritmos de acoplamiento	47
4. METODOLOGÍA.....	50
4.1 Obtención del modelo CAD.....	51
4.2 Limpieza del modelo CAD para mallado	52
4.3 Generación de malla	54
4.4 Verificación de malla y modelo computacional	61
4.4.1 Extrapolación de Richardson	62
4.5 Selección de condiciones de contorno, simplificaciones y consideraciones para el dominio computacional.....	64
5. ANALISIS Y RESULTADOS	67
5.1 Verificación de mallas de álabes mediante la extrapolación de Richardson	67
5.2 Simulación y resultados	73
5.2.1 Planteamiento de simulación	73
5.2.2 Casos planteados en simulación.....	77
5.2.3 Contornos en plano medio de la carcasa.....	80
5.2.4 Contornos en la salida de la carcasa	82
5.2.5 Contornos en zona media de los álabes de estator y rotor	84
5.2.6 Campos vectoriales en álabes de rotor y estator	90
5.2.7 Contornos en la entrada del rotor.....	93
5.2.8 Contornos en la salida del rotor	97
5.2.9 Análisis gráfico del torque en los álabes de rotor	101
5.2.10 Valores promedio en distintas zonas de la turbina.....	103
6. CONCLUSIONES	107
6.1 Trabajo a futuro.....	108
6.2 Limitaciones.....	108
7. BIBLIOGRAFÍA	109
8. ANEXOS	113

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Comparación de los modelos de turbulencia $k - \epsilon$	42
Tabla 2 Datos reales de operación de la turbina geotérmica de los Humeros Puebla.	65
Tabla 3 Nodos por cada malla generada en estator.....	67
Tabla 4 Valor de velocidad obtenido mediante la extrapolación de Richardson para los álabes de estator.....	68
Tabla 5 Valores de variable en punto de interés (estator) y error de acuerdo con el orden de convergencia ($f, fp = 1$ y $fp = 2$ en m/s).	68
Tabla 6 Nodos por cada malla generada en rotor.	70
Tabla 7 Valor de velocidad obtenido mediante la extrapolación de Richardson para los álabes de rotor.....	71
Tabla 8 Valores de variable en punto de interés (rotor) y error de acuerdo con el orden de convergencia ($f, fp = 1$ y $fp = 2$ en m/s).	71
Tabla 9 Características de los algoritmos de solución para el modelo numérico.	73
Tabla 10 Torque generado en la primera para los casos real, NACA e ideal.	101
Tabla 11 Valores de velocidad (magnitud, axial, radial, tangencial), presión total y ect en zonas de interes de la primera etapa.....	106

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Mecanismo de funcionamiento para una turbina de acción (izquierda) y reacción (derecha).	9
Figura 2 Turbina de flujo radial vista de álabe a álabe [23].	10
Figura 3 Turbina de flujo axial vista de álabe a álabe [23].	10
Figura 4 Turbina de flujo axial disco-diafragma (a) y tambor-rotor (b) [23].	11
Figura 5 Ciclo Rankine Ideal [21]	14
Figura 6 Desviación del ciclo real de potencia de vapor respecto del ciclo Rankine ideal [21]. .	15
Figura 7 Esquema de planta geotérmica tipo flash (arriba) y tipo binario (abajo) [27].	18
Figura 8 Álabe recto (izquierda) y álabe torcido (derecha)	20
Figura 9 Triángulo de velocidades de un álabe	21
Figura 10 Estructura de flujos secundarios cerca de las paredes finales [30].	24
Figura 11 Diferentes disciplinas que conforman la CFD [33].	26
Figura 12 Ejemplo de experimento numérico CFD para un flujo que pasa por tres cilindros uno al lado del otro: (A) observación experimental b) simulación numérica en un plano de sección transversal bidimensional [33].	27
Figura 13 La interconectividad funcional de los tres elementos principales dentro de un marco de análisis de CFD [33].	31
Figura 14 Medición típica de un punto de velocidad en un flujo turbulento [34]	35
Figura 15 Modelos de turbulencia y su complejidad.	36
Figura 16 Ejemplo de malla estructurada (izquierda) y malla no estructurada (derecha) [33].	46
Figura 17 Mecanismo de funcionamiento entre PBS y DBS.	49
Figura 18 Metodología general	50
Figura 19 Mitad de diafragma con álabes de primera etapa.	51
Figura 20 Álabe de estator (izquierda) álabe de rotor (derecha) ambos de primera etapa.	51
Figura 21 Rotor con cinco etapas de álabes y mitad inferior de carcasa.	52
Figura 22 Limpieza de álabes de primera etapa.	53
Figura 23 Limpieza específica de álabes de primera etapa.	54
Figura 24 Generación de malla en blade modeler	55
Figura 25 Geometría importada a TurboGrid	56

Figura 26 Topologías “Single round round symmetric” (izquierda) y “Single round round refined” (derecha)	57
Figura 27 Acople de mallas de álabes de rotor.	58
Figura 28 Mallado estructurado correspondiente a álabe de estator.	59
Figura 29 Mallado estructurado correspondiente a álabe de rotor.....	60
Figura 30 Dominio computacional de álabes de rotor y estator.	66
Figura 31 Acople de dominio computacional de carcasa y 1ra etapa de álabes.	66
Figura 32 Ubicación del punto de referencia para la malla de álabe de estator.....	68
Figura 33. Gráfica de convergencia para las mallas de álabe de estator.....	69
Figura 34 Ubicación del punto de referencia para la malla de álabe de rotor.	70
Figura 35 Gráfica de convergencia para las mallas de álabe de rotor.	71
Figura 36 Distribución angular propuesta de la carcasa con respecto a la admisión.....	78
Figura 37 Contornos de velocidad, ECT y presión total en plano medio de la carcasa, caso real lado izquierdo, caso NACA lado derecho.....	81
Figura 38 Contornos de velocidad, presión estática y ECT en la salida de la carcasa, caso real lado izquierdo, caso NACA lado derecho.....	83
Figura 39 Contornos de velocidad de la zona media de los álabes de estator y rotor vistos desde 90°.....	86
Figura 40 Contornos de presión total de la zona media de los álabes de estator y rotor vistos desde 180°.....	87
Figura 41 Contornos de ECT de la zona media de los álabes de estator y rotor vistos desde 180°.	88
Figura 42 Vectores de velocidad en los álabes de estator, figura correspondiente a una zona en 0°.....	89
Figura 43 Vectores de velocidad en los álabes de estator, la primera figura corresponde a una zona en 130°, la segunda a una zona en 180°, la última figura corresponde al caso ideal.	91
Figura 44 Vectores de velocidad en los álabes de estator, primera figura en posición de 0°, segunda figura en posición de 180° ambas del caso real, la última figura caso ideal a 0°.	92
Figura 45 Contornos de velocidad para un plano localizado entre los álabes del estator y rotor. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.	94

Figura 46 Contornos de presión total para un plano localizado entre los álabes del estator y rotor. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.	95
Figura 47 Contornos de ect para un plano localizado entre los álabes del estator y rotor. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.	96
Figura 48 Contornos de velocidad a la salida del rotor 1ra etapa. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.....	98
Figura 49 Contornos de presión total a la salida del rotor 1ra etapa. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.....	99
Figura 50 Contornos de ect a la salida del rotor 1ra etapa. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.	100
Figura 51 Gráfica de torque producido por álabe, línea azul caso NACA, línea verde caso ideal, línea roja caso real.	102

1. INTRODUCCIÓN

Las turbinas de vapor son máquinas térmicas que transforman la energía interna del vapor en energía mecánica, mediante la expansión del fluido a través de una serie de álabes fijos y móviles. Estas máquinas tienen una gran importancia en la generación de electricidad, ya que aprovechan el calor residual de procesos industriales o de fuentes renovables como la geotermia o la energía solar térmica.

Dicho lo anterior, en la presente investigación se aborda la simulación fluidodinámica de la carcasa y la primera etapa de álabes de una turbina de vapor geotérmica localizada en Los Humeros estado de Puebla, México. En México, respecto a plantas geotérmicas, la planta geotérmica de Los Humeros ocupa el tercer lugar en relevancia con una capacidad instalada de 94 MW, solo después de Cerro Prieto, Baja California Norte (570 MW) y Los Azufres, Michoacán (248 MW) [1]. El recurso geotérmico de Los Humeros está en explotación desde 1991 y según datos reportados en 2006 la producción promedio de vapor oscila las 510 t/h (toneladas por hora), de agua 92 t/h, presión de 8 bar, con una entalpia promedio de 2600 J/g [2].

En 2015 se inauguró por CFE (Comisión Federal de Electricidad) la central geotérmica “Los Humeros II – Fase A” con una capacidad instalada de 25 MW. La turbina en esta central consta de 7 etapas y es de manufactura ALSTOM, dicha turbina es en la cual se enfoca este estudio. Con el fin de que en trabajos futuros se propongan mejoras que incrementen la eficiencia de la turbina y por ende aumente la producción de electricidad y/o se reduzcan costos en dicha central geotérmica, se pretende realizar un análisis fluidodinámico orientado a los álabes para poder observar su funcionamiento con la geometría y parámetros con los que actualmente cuenta, para después, detectar las áreas de oportunidad para mejorar y posibles actualizaciones en la turbina.

Si bien lo ideal para realizar dicho análisis sería in situ, para observar de primera mano lo que ocurre en la turbina, no es posible porque es una turbina actualmente en servicio y su paro para estudio es inviable, sin embargo, en la actualidad contamos una herramienta poderosa que es la simulación computacional, que permite reproducir el fenómeno fluidodinámico con bastante precisión.

El interés para realizar esta investigación parte del trabajo realizado por González R. [3] quien simuló el flujo de vapor en la carcasa de esta misma turbina y como resultado de esta investigación propuso mejoras en los soportes estructurales que se encuentran por dentro de la carcasa los cuales reducen la turbulencia en el flujo de vapor. Además, encontró que debido a la geometría en la entrada de la carcasa el flujo a la salida de esta es no es axisimétrico, por lo que se tiene interés en descubrir las implicaciones que esto tiene en las etapas de álabes que le preceden.

En el marco de la dinámica de fluidos computacional se empleó la metodología de volúmenes finitos, que es una técnica numérica utilizada para resolver ecuaciones diferenciales que describen fenómenos físicos, como la transferencia de calor, la dinámica de fluidos, entre otros. A grandes rasgos, la metodología empleada en el método de volúmenes finitos implica dividir el dominio de estudio en una malla o rejilla de celdas (o volúmenes finitos) y luego aplicar principios de conservación a cada una de estas celdas. De igual manera, a grandes rasgos la metodología seguida en el presente trabajo para la realización de la simulación fluidodinámica fue: primero definir el

problema, estableciendo los límites del dominio, condiciones de contorno y objetivos. Luego, seleccionar un software adecuado y preparar la geometría en un formato compatible. A continuación, se genera la malla para discretizar el dominio, asegurando su calidad para mejorar la precisión de los resultados. Posteriormente, se definen las condiciones de contorno y las propiedades del fluido, como densidad y viscosidad. Se elige el modelo de simulación apropiado, incluyendo el modelo de turbulencia. Tras configurar los parámetros y ejecutar la simulación, se analizan los resultados mediante visualización y comparación. Finalmente, se realiza la validación y verificación del modelo para garantizar su fiabilidad y precisión.

Respecto al contenido del presente trabajo, este cuenta con 6 capítulos, donde en el primer capítulo se abordan las directrices que guiaran este trabajo, es decir, aspectos como el trabajo previamente realizado por otros investigadores en el marco del análisis en los álabes de turbina de vapor, hipótesis y los objetivos de esta investigación, también que el problema que se ataca quede perfectamente claro. En el segundo capítulo se abordan temas relacionados con las turbinas de vapor como sus partes y funcionamiento, también tópicos más específicos de las turbinas como lo son sus álabes y su interacción con el fluido, en este caso vapor. Para el tercer capítulo se tratan los métodos y fundamentos de la simulación fluidodinámica, en la que se explican las ecuaciones usadas, como la conservación de la masa, modelado de turbulencia, esquemas de discretización y algoritmos de acople de presión-velocidad. El cuarto capítulo se encarga de explicar todo el trabajo realizado para la obtención del mallado del dominio computacional de la primera etapa y las técnicas utilizadas para verificar el modelo computacional, así mismo se indican las condiciones de contorno utilizadas en la simulación. El quinto capítulo presenta los resultados obtenidos en la simulación, para este caso tres casos fueron planteados real, NACA e ideal, esto con el objetivo de compararlos, principalmente se analizaron las velocidades, presión y energía cinética turbulenta. Por último, en el sexto capítulo se plasman las conclusiones obtenidas de la realización de este trabajo.

1.1 Antecedentes

La eficiencia y el rendimiento de las turbinas de vapor dependen en gran medida de las condiciones del flujo de vapor a la entrada y a la salida de cada etapa de la turbina, así como de la geometría y el diseño de los álabes. Por esta razón, es necesario realizar un análisis detallado del comportamiento del vapor en el interior de la turbina, para optimizar su funcionamiento y reducir las pérdidas de energía.

Siguiendo con este razonamiento, podemos abordar el trabajo de Ricardo R. [3] donde presenta un modelado y análisis fluido dinámico de una carcasa de admisión para una turbina de vapor industrial con capacidad de 25 MW, donde dicha carcasa posee una entrada de tipo tangencial. Como parte de sus resultados obtuvo los perfiles de velocidad a la salida de la carcasa, de igual manera, el ángulo de salida detectó que algunos elementos estructurales dentro de la carcasa son generadores de turbulencia y pérdidas de energía, a su vez propuso perfiles aerodinámicos que minimizan dichas pérdidas.

Algo particularmente interesante resulta de analizar los vectores y contornos de velocidad en la zona de la salida de la carcasa de admisión en [3], ya que se observa un flujo no uniforme en la circunferencia de salida, de tal manera que en este trabajo abordaremos las implicaciones de este flujo no uniforme en la primera etapa de álabes.

Estudios que planteen la situación explorada en este trabajo no son cuantiosos, sin embargo, existe una situación muy similar que si esta reportada en la literatura, es una característica usada en el control de la admisión de vapor en las turbinas y se denomina “admisión parcial” que a grandes rasgos se logra bloqueando un arco segmentario (o varios arcos segmentarios) de los álabes guía de entrada de la primera etapa [4], de tal manera que se presentan circunstancias similares entre la admisión parcial y nuestro caso de estudio al presentarse flujos no uniformes en la salida de la carcasa de admisión.

He L [4], encontró que en las zonas donde existe bloqueo y debido a grandes gradientes de presión, se produce un fenómeno cíclico de bombeo y succión en la fila de álabes del rotor de la primera etapa, lo que resulta en una gran carga (fuerza) inestable y un aumento de entropía debido a mezclas.

Fridh J. et al. [5] y Bohn D. et al. [6], investigaron implicaciones del flujo no uniforme debido a condiciones de admisión parcial, concluyendo que la inhomogeneidad del flujo en la entrada de la turbina se reduce significativamente justo después de la tercera etapa, mientras que la inhomogeneidad de la temperatura se atenúa solo ligeramente y se desplaza en la dirección circunferencial. También mencionan que la mayor parte de la homogenización del flujo tiene lugar dentro de la primera etapa, siendo el álabe guía el principal impulsor de este proceso, sin embargo, mencionan que esto tiene como efecto una reducción en la eficiencia de la turbina resultado de la generación de entropía que se da en este proceso de homogenización. Fridh J. et al. [7], advierte que la admisión parcial crea un gran número de respuestas forzadas de bajo orden debido al bloqueo, bombeo, carga y descarga de los procesos de flujo y que para la turbina estudiada, son las combinaciones del número de álabes del rotor y las excitaciones de bajo orden las que causan exclusivamente situaciones de resonancia.

Lampart P. et al. [8] y Hushmandi N. et al. [9] [10], bajo el mismo tenor de admisión parcial, realizaron estudios numéricos para cuantificar la fuerza que experimentan los álabes bajo esta condición, obteniendo como resultado que los álabes de la primera etapa experimentan grandes fuerzas inestables cuando pasan por la sección bloqueada, además reportan valores de fuerza 2.5 más grandes en los álabes que los valores presentados en la admisión completa, también encontraron que las pérdidas generadas en la primera etapa son más del doble que las obtenidas en la segunda etapa. En [10], se realizaron estudios numéricos para observar el comportamiento de la presión estática en distintas etapas y se observó que los mayores gradientes de presión se presentan en el paso entre la primera y segunda etapa, también que la homogenización de la presión estática se da justo después de abandonar la segunda etapa.

Rzadkowski R. y Solinski M. [11], examinaron el efecto de fuerzas inestables y el desajuste que provocan en los álabes y rotor, analizaron cuatro variantes diferentes de admisión de vapor en la etapa de control, encontrando que las diferentes variantes de desajuste generaron diferentes distribuciones de armónicos de fuerza inestable de las palas del rotor. Los resultados presentados muestran que el primer armónico no siempre domina el espectro. Al considerar las fuerzas que actúan sobre los álabes del rotor y el eje, existe un procedimiento óptimo de puesta en marcha de la turbina. Yu D. et al. [12] y Gao L. et al. [13], analizaron los efectos generados por fuerzas asimétricas del fluido debido a la admisión parcial, señalan que se presentan dos situaciones: fuerzas laterales desiguales en la circunferencia donde se localizan los álabes y un torque lateral en el plano longitudinal de la turbina, esto compromete la estabilidad del sistema rotor-cojinete haciéndolo susceptible a fallas, concluyen que para la admisión, las válvulas deben ser abiertas de manera diagonal, para así entregar un flujo lo más simétrico posible en las primeras etapas. Así mismo Gao K. et al. [14], enuncia que admisión parcial induce fuertes efectos inestables debido a las no uniformidades circunferenciales de admisión, lo que hace que los álabes del rotor soporten fuerzas aerodinámicas de carga y descarga periódicamente. Además, la fractura por fatiga se produce fácilmente debido a la fuerza aerodinámica.

Mediante el uso de código CFD Yoshida T. et al. [15] y Bellucci J. [16], abordaron la estimación numérica de fuerzas inestables que actúan en los álabes de rotor en una etapa de admisión parcial, para ello utilizaron tres modelos, un modelo 2D, un modelo simplificado 3D y un modelo completo 3D, este último incluye cavidad de disco, sellos de vapor y holgura de punta. Concluyeron que el modelo completo 3D es el que muestra una mejor concordancia experimental en términos de eficiencia y fluctuaciones de presión en la superficie del álabe. Los autores señalaron algunos parámetros geométricos relacionados con las fuerzas inestables, como el paso de los álabes, el paso de las toberas, la relación de admisión y el espacio axial en el borde de ataque del álabe. Los autores también indicaron que existe una relación de compromiso entre estos parámetros, que afectan tanto a la eficiencia como a la fiabilidad de la etapa de admisión parcial.

Referente al estudio de la influencia de la geometría de la carcasa de admisión, se tiene el estudio de Hecker S. et al. [17], que mediante el uso de herramientas numéricas de CFD y FEM, analizaron comportamiento del flujo y de la estructura en diferentes condiciones de operación y con diferentes configuraciones geométricas del conducto de entrada (carcasa de entrada) tomando en cuenta parámetros fluidodinámicos y mecánicos, concluyeron que es posible mejorar el rendimiento de la turbina mediante la modificación del conducto de entrada, y que el mejor diseño es el que equilibra las pérdidas de flujo y de fugas, evitando el flujo giratorio y la ovalización de la carcasa (por esfuerzos térmicos), también encontraron que una mayor disminución de las pérdidas de flujo, así como una reducción de las pérdidas de fugas, se puede lograr al dar al canal del conducto una

forma elíptica en el área de las bridas. Este diseño reduciría la influencia negativa de las contracciones en las deformaciones de la carcasa y conduce a menos pérdidas de flujo.

Por su parte Sievert R. en su tesis doctoral [18] realiza un extenso trabajo donde determina la influencia de los parámetros geométricos en el comportamiento de pérdidas de los componentes que transportan el vapor hacia la entrada de la turbina de vapor. Respecto a elementos internos como tirantes, anclajes y otros elementos estructurales en la carcasa de entrada, menciona que tienen una influencia significativa perturbando los campos de flujo, dichas perturbaciones se extienden hasta las primeras filas de álabes provocando cargas inestables. Enuncia también que dichas partes internas son las responsables por más de la mitad de pérdida de presión en la carcasa de entrada de la turbina de estudio.

Otros valiosos estudios son los realizados por Koprowski A. y Rządkowski R. [19] [20] donde utilizaron técnicas CFD para abordar principalmente dos aspectos: eficiencia y la caída de presión en las turbinas de vapor, específicamente en relación con la geometría de la entrada de la turbina. Particularmente en [20] se analizaron siete variantes de turbinas de vapor, cada una con diferentes geometrías de entrada y perfiles de álabes de estator. La variante 6 que tenía dos tubos de entrada en lugar de uno (con simetría de abatimiento), resultó en la mayor eficiencia de la turbina y la menor caída de presión en la entrada. Es importante mencionar que en todas las variantes excepto la 6, se produjeron vórtices en la región de conexión entre la espiral y el tubo de entrada. Los autores aluden que por lo tanto para ingresar a la primera etapa, el flujo debe girar rápidamente, lo que provoca vórtices alrededor de la raíz y la punta de los álabes del estator de la primera etapa.

En general, podemos sintetizar algunos puntos que resultan valiosos:

Existen varios factores que perturban el flujo el vapor en los elementos que lo conducen, en específico, en el ducto y carcasa de entrada, en los cuales, debido a geometrías como elementos estructuras y mecánicos, dichas perturbaciones se van propagando y acumulado hasta impactar directamente en la primera etapa de álabes (estator y rotor), esto provoca la generación de entropía debido a mezclas y homogenización de presiones, esto se traduce en un menor intercambio energético lo que ocasiona pérdida en la eficiencia de la turbina.

Por otro lado, la literatura concuerda con que la entrega de un flujo simétrico en todo el anillo de salida de la carcasa reduce pérdidas y es lo más eficiente, sin embargo, es entendible que por razones de diseño mecánico, la necesidad de controlar la potencia de salida de la turbina (admisión parcial) u otras, esto difícilmente se logra, a su vez, las implicaciones de que este flujo no sea simétrico impactan en los álabes, debido a las fuerzas desiguales e inestables que se presentan en los mismos, ocasionando fenómenos de fatiga y en casos más graves, desajustes e inestabilidades en el sistema rotor-cojinetes.

1.2 Planteamiento del problema

Datos en la literatura de la turbomaquinaria indican que es fundamental optimizar las características geométricas que guían el flujo de entrada en la carcasa, para reducir las pérdidas generadas por los patrones caóticos del flujo de fluidos. Cuando la forma de la carcasa no es la adecuada, se generan zonas con campos de flujo no uniformes, lo que resulta en gradientes de presión y velocidades inapropiadas en la salida de la carcasa.

Estos efectos negativos se intensifican especialmente en la entrada de la primera etapa, donde es crucial dirigir con precisión el fluido para que impacte correctamente en los álabes. Por tanto, es imprescindible contar con una geometría óptima en la carcasa para garantizar un flujo de entrada uniforme y controlado, lo que tendrá un impacto significativo en la eficiencia global de la turbina. En conclusión, la configuración precisa de la carcasa es esencial para maximizar el rendimiento del sistema y minimizar las pérdidas energéticas.

1.3 Justificación

Realizar un análisis exhaustivo de la dirección y la condición adecuada del flujo en la entrada de la primera etapa, a través de un estudio fluido dinámico, podría generar mejoras significativas para los diseños antiguos utilizados en las turbinas de vapor.

Esto, detectando inconsistencias como desbalance de torque, pérdidas de flujo y velocidades desiguales en toda la zona anular de entrada en la primera etapa, que es donde se produce la mayor cantidad de intercambio de energía. Al mejorar la eficiencia de la turbina, se podría ofrecer una alternativa de repotenciación más económica a las plantas que poseen este tipo de equipos.

1.4 Hipótesis

Resultado de la no simetría axial y perturbaciones por elementos mecánicos en el flujo que entrega la carcasa de admisión en su salida, existe un desbalance de torque y una transferencia de energía menor en los álabes de la primera etapa, lo que genera una reducción en la eficiencia de la turbina.

1.5 Objetivos de la investigación

1.5.1 Objetivo general

Determinar y calcular en diferentes sectores angulares el torque transferido a los álabes de la primera etapa por medio de un análisis fluido dinámico.

1.5.2 Objetivos particulares

1. Obtener los perfiles de velocidad y presión en zonas clave de la primera etapa.
2. Obtener los campos vectoriales de velocidad en los álabes de estator y rotor.
3. Comparar la cantidad de torque transferido en los álabes de distintos sectores angulares de la primera etapa.
4. Determinar si el flujo no axisimétrico a la salida de la carcasa es generador de pérdidas significativas en la eficiencia de la turbina.

2. CONCEPTOS BASICOS EN TURBINAS DE VAPOR

Las turbinas de vapor han sido un componente esencial en el desarrollo de la industria y la tecnología moderna. Su historia se remonta a la antigüedad, con rudimentarios dispositivos como el "Eolípila" creado por Herón de Alejandría en el siglo I a.C., que demostraba los principios básicos de la conversión de energía del vapor en movimiento mecánico. Sin embargo, fue durante la Revolución Industrial en el siglo XIX cuando las turbinas de vapor experimentaron un desarrollo significativo. Charles Parsons, un ingeniero británico, diseñó y construyó la primera turbina de vapor práctica en 1884, que se utilizó inicialmente para la generación de electricidad y más tarde para la propulsión de barcos y trenes. Desde entonces, las turbinas de vapor han sido fundamentales en la producción de energía eléctrica, la industria naval y la propulsión de aeronaves, entre otras aplicaciones, y siguen siendo una tecnología crucial en la infraestructura energética mundial.

2.1 Introducción a las turbinas de vapor

2.1.1 Estructura y clasificación de una turbina de vapor

Una turbina de vapor es una máquina impulsora que convierte la energía de un flujo de vapor en energía mecánica mediante un intercambio de momento entre el vapor en movimiento y el rotor, componente principal de la turbina, que está equipado con palas o álabes diseñados específicamente para facilitar dicho intercambio energético. Estas turbinas se utilizan en una variedad de ciclos de potencia que emplean un fluido capaz de cambiar de fase, siendo el ciclo de Rankine el más destacado, donde el vapor se genera en una caldera bajo condiciones de alta temperatura y presión antes de ser dirigido a la turbina. Aquí, la energía interna del vapor se convierte en energía mecánica, comúnmente transmitida a un generador para la producción de electricidad [21].

La clasificación más comúnmente utilizada para las turbinas de vapor se basa en su configuración y principio de operación como se muestra en la Figura 1. Estas turbinas se clasifican principalmente en dos tipos [22]:

1. Turbinas de acción: Estas turbinas se componen de una serie de álabes móviles y boquillas estacionarias. En este tipo de diseño, el vapor se expande al pasar por la boquilla, manteniendo su presión constante mientras atraviesa los álabes. Durante este proceso, la mayor parte de la energía de la presión se transforma en energía cinética. Cuando el vapor, a alta velocidad, procedente de las boquillas estacionarias, choca con los álabes, estos cambian su dirección, generando una fuerza que produce movimiento. Esta fuerza impulsora resulta en el giro del rotor. Las turbinas de vapor modernas incorporan un diseño de álabes que opera mediante reacción e impulso simultáneamente. Según la caída de

presión, las turbinas pueden clasificarse en dos tipos: etapa Curtis para la zona de alta presión, seguida de una etapa Rateau.

2. Turbinas de reacción: Estas turbinas se componen de una disposición de álabes móviles intercalados con boquillas fijas. En este diseño, el vapor experimenta una expansión tanto en las boquillas fijas como en las móviles, convirtiendo la energía potencial de la presión en energía cinética. Cuando el vapor, a alta velocidad, procedente de las boquillas fijas, golpea los álabes, cambia su dirección y continúa expandiéndose. Esta alteración en su trayectoria y la aceleración del vapor generan una fuerza que impulsa el giro del rotor. La distinción entre las turbinas de reacción y acción radica en la mínima caída de presión que ocurre en cada etapa, lo que permite una configuración con un mayor número de etapas.

Otra forma de clasificar las turbinas de vapor es por la forma en que el fluido recorre la turbina en su interior, de tal manera que según Aungier [23] existen las turbinas radiales y axiales. La Figura 2 ilustra la configuración básica de una etapa de turbina de flujo radial. El flujo ingresa a la etapa a través de una voluta de entrada o un cilindro de entrada, cuya área transversal se reduce progresivamente circunferencialmente a medida que el fluido sale de la voluta en dirección radial. El fluido ingresa en dirección circunferencial para proporcionar un momento angular sustancial con respecto al rotor. Usualmente, el flujo pasa a través de una fila de toberas, que aceleran el flujo para agregarle un momento angular adicional. A veces, la fila de toberas puede ser omitida o puede actuar principalmente para guiar el fluido en lugar de aumentar el momento angular del fluido. Luego, el fluido pasa a través del rotor, que elimina parte o todo el momento angular del fluido

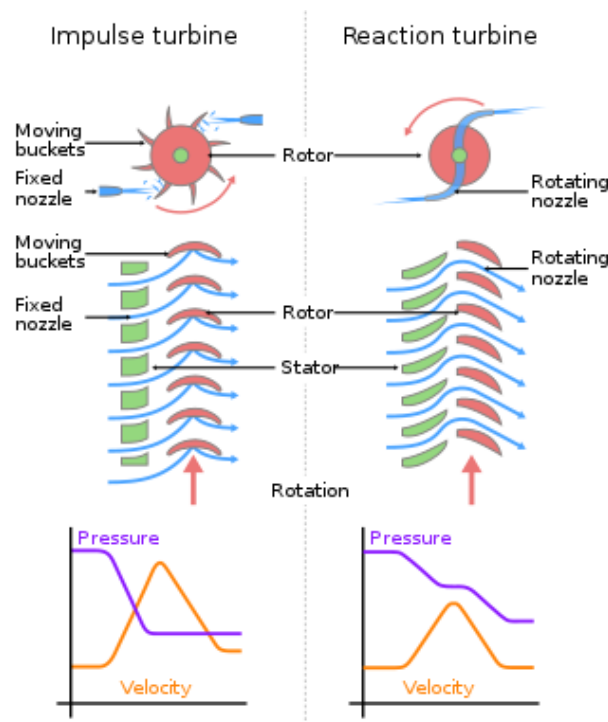


Figura 1 Mecanismo de funcionamiento para una turbina de acción (izquierda) y reacción (derecha).

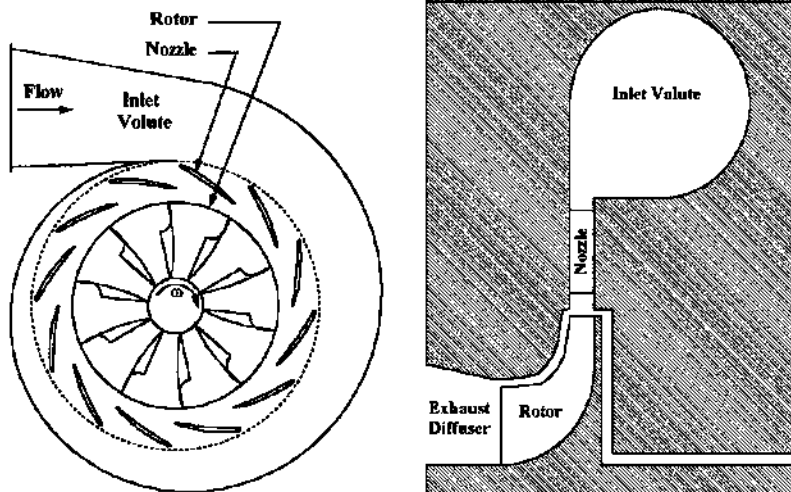


Figura 2 Turbina de flujo radial vista de álabe a álabe [23].

para producir la potencia de salida de la turbina. El fluido luego pasa a través de un difusor de escape, que convierte parte de la energía cinética del fluido en presión estática para mejorar la eficiencia de la etapa.

La Figura 3 muestra una etapa de turbina de flujo axial vista en una superficie cilíndrica (comúnmente llamada vista de álabe a álabe). El flujo se acelera a través de una fila de toberas, que agrega momento angular al fluido. Luego, el fluido pasa a través de los álabes del rotor, que elimina parte o todo el momento angular del fluido para producir la potencia de salida de la turbina. A menudo, se utilizarán varias etapas en serie, cada una contribuyendo a la potencia total. Después de la última etapa, el fluido típicamente pasa a través de un difusor de escape, que convierte parte de la energía cinética del fluido en presión estática para mejorar la eficiencia de la turbina.

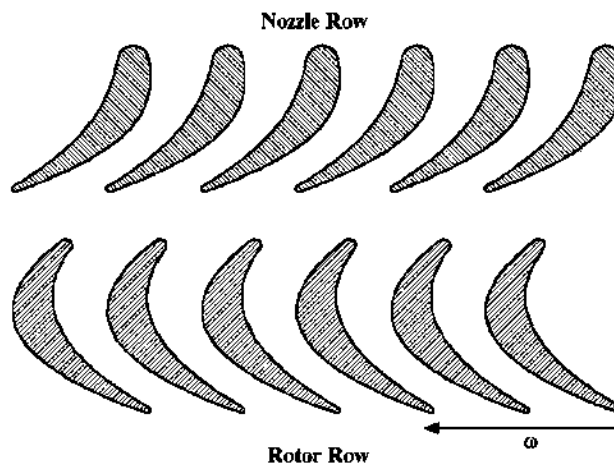


Figura 3 Turbina de flujo axial vista de álabe a álabe [23].

La Figura 4 a) muestra una vista lateral del arreglo de disco de diafragma comúnmente utilizado para turbinas de flujo axial industriales. Los álabes del rotor están montados en un disco unido al eje. Las toberas (o comúnmente llamados estator) están unidas a la carcasa e incluyen la extensión del diafragma entre discos. A menudo se utilizan sellos a lo largo del eje y el disco para minimizar los flujos de fuga en las brechas de holgura. La Figura 4 b) muestra un estilo alternativo comúnmente llamado rotor de tambor o rotor sólido. Aquí, los álabes del rotor están unidos directamente al eje y las palas de la tobera no requieren la extensión del diafragma.

Las filas del rotor pueden incluir una banda de cubierta que conecta las palas en el extremo de la holgura, o pueden estar sin cubierta. Ambas configuraciones se muestran en la Figura 1. A menudo se utilizan cubiertas por razones de integridad mecánica y para controlar las pérdidas de fugas de holgura cuando es impracticable mantener holguras muy pequeñas. A menudo, la banda de cubierta incluirá aletas de sellado para reducir las pérdidas de fugas. Estas aletas de sellado son lo suficientemente delgadas como para evitar daños graves en el rotor, la carcasa y las palas si una excursión del rotor hace que entren en contacto con el eje o la carcasa. Básicamente, las aletas de sellado serán sacrificadas si esto ocurre, pero otros daños serán mínimos. Si los niveles de tensión mecánica no permiten una banda de cubierta en la fila del rotor, las turbinas industriales a veces usan alambre de amarre para atar las palas juntas para evitar problemas de resonancia, como se ilustra en la Figura 4 b). A veces, se pueden usar agujeros de balance a través del disco del rotor para reducir las fuerzas de empuje axial, como se ilustra en la Figura 4 a).

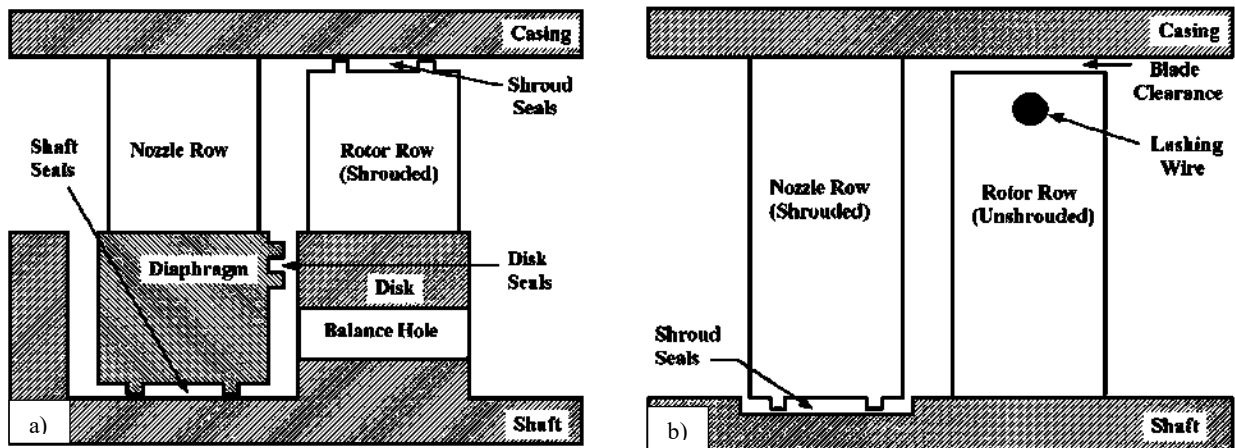


Figura 4 Turbina de flujo axial disco-diafragma (a) y tambor-rotor (b) [23].

2.1.2 Partes de una turbina de vapor

De acuerdo con Venkanna B. y Muños M. [24] [25] una turbina de vapor está compuesta principalmente por tres secciones fundamentales:

- El rotor, que integra las etapas giratorias con sus respectivos álabes.
- La carcasa o envoltente, que contiene los conjuntos de toberas fijas.
- Los álabes propiamente dichos.

Además de estos elementos básicos, la turbina incorpora una variedad de componentes estructurales, mecánicos y auxiliares, tales como cojinetes, válvulas de control, sistemas de lubricación y refrigeración, viradores, dispositivos de control, sistemas de extracción de vapores, aceite de control y sellado de vapor.

Rotor:

En las turbinas de acción, el rotor está fabricado en acero fundido con adiciones de níquel o cromo para mejorar su resistencia. Su diámetro suele mantenerse constante. Las ruedas portaalabes pueden fijarse al rotor mediante ajuste térmico o fabricarse en una sola pieza forjada, mecanizando posteriormente las ranuras de montaje.

Los álabes, por su parte, se construyen en aceros inoxidable o aleaciones de hierro y cromo, con geometrías adaptadas a los ángulos de salida del vapor y las velocidades operativas. Las etapas finales son especialmente críticas, ya que pueden sufrir erosión por gotas de agua. Por esta razón, el borde de ataque de cada álabe suele protegerse con una cinta metálica de aleación satelital, fijada mediante soldadura de plata.

Carcasa:

La envolvente de la turbina se divide en dos mitades: una inferior anclada a la bancada, y una superior desmontable que permite el acceso al rotor. Ambas mitades contienen los álabes fijos o toberas. Su material varía según la temperatura de operación, siendo más robusta en las secciones de alta presión. Para las últimas etapas, se recomienda mantener una humedad inferior al 10%.

Generalmente, la carcasa se recubre con material aislante para minimizar la pérdida térmica y evitar el enfriamiento prematuro del vapor. Este recubrimiento suele estar protegido por una tela impermeable que facilita su mantenimiento y desmontaje.

Álabes:

Los álabes, tanto móviles como fijos, se insertan en ranuras dispuestas sobre el rotor y la carcasa. Su fijación puede hacerse individualmente o en conjuntos, mediante pasadores, seguros o remaches. Los álabes largos suelen reforzarse con varillas o alambres que los vinculan entre sí en uno o más puntos, aportando rigidez al conjunto.

Válvula de regulación:

Este componente gestiona el flujo de vapor que ingresa a la turbina. Es esencial para el control operativo, y se acciona por sistemas hidráulicos o neumáticos. Interviene en dos lazos de control: uno regula la velocidad del rotor y el otro la potencia de salida.

Cojinetes radiales o de apoyo:

Estos elementos permiten la rotación del eje, siendo usualmente de materiales blandos recubiertos con película lubricante. Por tratarse de piezas sometidas a desgaste, deben reemplazarse regularmente, ya sea de forma programada o tras una inspección visual.

Cojinete axial o de empuje:

Su función es limitar el desplazamiento axial del rotor, contrarrestando el empuje generado por el vapor para evitar daños en otros componentes, como el reductor. No está en contacto directo con

el eje, sino con un disco solidario al mismo. Se fabrica en materiales de baja fricción y requiere lubricación constante. Su estado se evalúa mediante sensores de temperatura, vibraciones y desplazamiento axial. Si este último excede el valor permitido, el sistema de control bloquea el arranque o detiene la operación.

Sistema de lubricación:

Encargado de distribuir el aceite lubricante por todo el sistema. Normalmente cuenta con tres bombas:

- Principal mecánica: Conectada al eje de la turbina, asegura el flujo de aceite durante la operación. En el arranque, su presión no es suficiente.
- Auxiliar: En funcionamiento antes y durante el arranque, garantiza la presión adecuada hasta que entra en operación la bomba principal. También se activa en paradas.
- De emergencia: Alimentada por baterías, mantiene la lubricación en caso de falla eléctrica, evitando daños durante la detención de la turbina.

Sistema de extracción de vapores:

El depósito de aceite opera a presión inferior a la atmosférica, lo que facilita la evacuación de vapores y reduce el riesgo de fugas. Para ello, se utiliza un extractor acoplado al sistema de lubricación.

Sistema de refrigeración del aceite:

El aceite se calienta durante su recorrido, afectando su viscosidad y propiedades lubricantes. Para controlar su temperatura, se emplean intercambiadores de calor que pueden ser aire-aceite o agua-aceite, transfiriendo el calor al ambiente o a un circuito cerrado de agua.

Sistema de aceite de control:

Cuando la válvula de entrada se acciona hidráulicamente, se requiere un sistema de presión de aceite dedicado. Este circuito mantiene presiones entre 50 y 200 bar, reguladas por el sistema de control que dirige el aceite hacia la válvula de entrada.

Sistema de sellado de vapor:

Para evitar fugas de vapor y conservar la eficiencia térmica, se utilizan sellos de carbón ajustados al eje o laberintos de vapor, que aseguran un confinamiento adecuado del fluido.

Virador:

Se trata de un motor hidráulico o eléctrico que hace rotar lentamente el rotor cuando la turbina está detenida. Esto previene deformaciones causadas por el peso del rotor o la dilatación térmica. Su velocidad es muy baja, pero es vital para mantener la alineación del eje. En caso de inspección o reparación, se debe asegurar que el virador haya estado operando previamente durante varias horas.

Compensador:

Elemento de conexión entre la salida de la turbina y el sistema de condensación. Debido a las variaciones térmicas de la carcasa, el compensador permite absorber dilataciones y contracciones, evitando tensiones en las uniones con otras partes del sistema.

2.1.3 Principio general de funcionamiento de la turbina de vapor

Como se ha venido explicando, de manera general el funcionamiento de una turbina de vapor se basa en la conversión de la energía térmica del vapor en energía mecánica, la cual es aprovechada para realizar trabajo útil, como la generación de electricidad en una central eléctrica.

A continuación, abordaremos desde un punto de vista termodinámico su funcionamiento, comenzaremos por definir lo que es un proceso termodinámico, este se entiende como cualquier cambio que experimenta un sistema físico, como un gas, un líquido o un sólido, que implica transferencia o transformación de energía térmica. Estos procesos se rigen por las leyes de la termodinámica, que establecen las relaciones entre las diferentes formas de energía involucradas (como calor y trabajo) y cómo estas se relacionan con las propiedades del sistema, como la temperatura, presión, volumen, entalpía, entropía, entre otras.

Otro concepto de utilidad es el ciclo termodinámico, que es un conjunto de procesos que describe cómo un sistema físico intercambia energía con su entorno en forma de calor y trabajo, y cómo sus propiedades termodinámicas como la temperatura, la presión y el volumen cambian a lo largo del ciclo, de tal manera que los ciclos termodinámicos proporcionan un marco conceptual para el análisis y diseño de sistemas que involucran la conversión de energía térmica en trabajo útil, y viceversa. El ciclo en el cual operan en general las turbinas de vapor es el ciclo Rankine, teorizado por el ingeniero William John Macquorn Rankine (1820-1872), a continuación, se abordará en que consiste.

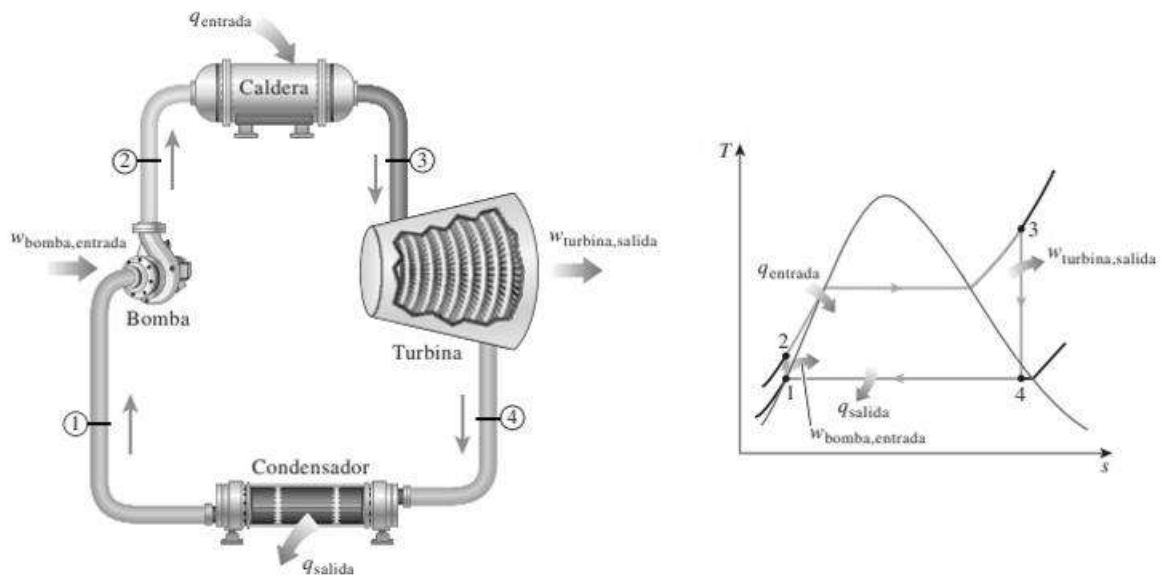


Figura 5 Ciclo Rankine Ideal [21]

El ciclo Rankine ideal consiste en esencia en cuatro etapas [26] [21]:

Etapa 1-2. Compresión:

En esta etapa, el líquido a alta presión (agua) es comprimido adiabáticamente a través de una bomba, aumentando su presión, pero manteniendo su entalpía y temperatura relativamente constante. La bomba realiza trabajo sobre el líquido, aumentando su energía de presión.

Etapa 2-3. Adición de calor:

En la caldera, el líquido de alta presión se calienta a presión constante, convirtiéndose en vapor saturado o vapor sobrecalentado a alta temperatura y presión. Durante este proceso, el líquido absorbe calor a una tasa constante, aumentando su entalpía y temperatura.

Etapa 3-4. Expansión:

El vapor de alta presión y temperatura se expande adiabáticamente a través de una turbina, realizando trabajo sobre ella mientras disminuye su presión y temperatura. Durante esta expansión, el vapor cede energía de presión en forma de trabajo mecánico, reduciendo su entalpía y temperatura.

Etapa 4-1. Condensación:

Después de salir de la turbina, el vapor de baja presión y temperatura se enfría y condensa en un condensador, transfiriendo calor al medio de enfriamiento (generalmente agua de refrigeración) y disminuyendo su entalpía y temperatura. Este proceso ocurre a presión constante y el vapor se convierte nuevamente en líquido.

Cabe mencionar que estas etapas corresponden a un ciclo Rankine ideal, esto quiere decir que no se consideran irreversibilidades como fricción y turbulencias en los equipos, pérdidas por transferencia de calor al entorno, consumo de energía por parte de elementos secundarios del sistema, tal como se observa en la Figura 6, donde se observan las desviaciones en el diagrama de T-s (temperatura-entropía).

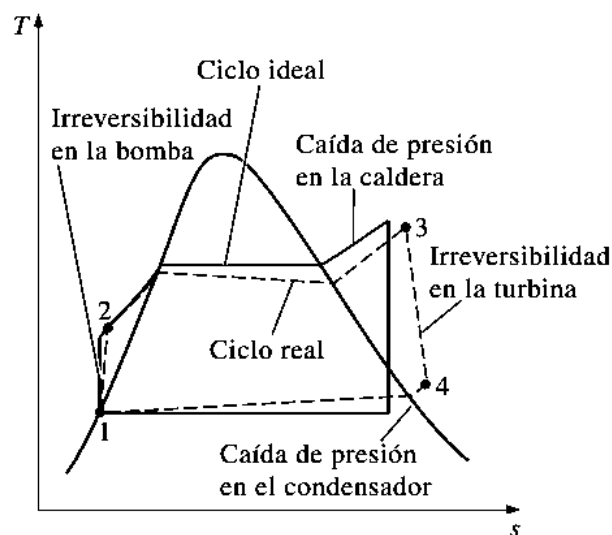


Figura 6 Desviación del ciclo real de potencia de vapor respecto del ciclo Rankine ideal [21].

De acuerdo con Cengel y Shapiro [21] [26] existen también otras variantes y mejoras del ciclo Rankine que buscan aumentar su eficiencia y rendimiento, tales como:

Recalentamiento:

En esta mejora, el vapor de alta presión que sale de la caldera se dirige primero a una turbina de alta presión, luego se extrae parte del vapor y se lleva a un recalentador donde se calienta a una temperatura más alta antes de entrar en una segunda turbina de baja presión. Esto aumenta la eficiencia del ciclo al aumentar la temperatura media a la que se añade calor y, por lo tanto, aumentar la eficiencia térmica.

Regeneración:

La regeneración implica la incorporación de un sistema de precalentamiento, en el que parte del vapor de salida de la turbina se redirige hacia la caldera para calentar el agua de alimentación antes de que entre en la caldera principal. Esto reduce la cantidad de calor que debe agregarse a la caldera y, por lo tanto, aumenta la eficiencia del ciclo al disminuir la temperatura media a la que se extrae calor.

Ciclo de doble etapa de condensación (DCP, por sus siglas en inglés):

Esta variante del ciclo Rankine implica la adición de una etapa de condensación adicional en el ciclo. Después de la primera expansión en la turbina de alta presión, el vapor se condensa parcialmente, luego se vuelve a comprimir y se calienta antes de expandirse nuevamente en una segunda turbina de baja presión. Esto puede mejorar la eficiencia y permitir una mayor recuperación de calor residual.

Ciclos supercríticos y ultra supercríticos:

Estos ciclos operan a presiones y temperaturas más altas que los ciclos convencionales, utilizando vapor supercrítico o ultra supercrítico como fluido de trabajo. Esto permite un aumento significativo en la eficiencia térmica al reducir las pérdidas por calor y aumentar la eficiencia de la conversión de calor en trabajo.

Ciclo combinado de gas-vapor (CCGV):

Este ciclo combina un ciclo de turbina de gas con un ciclo Rankine convencional. El calor residual del ciclo de turbina de gas se utiliza para generar vapor adicional en una caldera de recuperación de calor, que luego se expande en una turbina de vapor adicional. Esto aumenta la eficiencia global del sistema al aprovechar el calor residual que de otro modo se perdería.

2.1.4 Centrales geotérmicas

En lugares donde existe alta actividad tectónica y/o volcánica, es probable que existan condiciones para la explotación del recurso geotérmico, las temperaturas que se registran en el subsuelo y capas terrestres más abajo en conjunto con la formación de mantos acuíferos, dan lugar a condiciones idóneas de presión y temperatura para el aprovechamiento energético de este recurso.

Para evaluar la viabilidad de un recurso geotérmico y su posterior aprovechamiento en centrales geotérmicas, se consideran diversas características [27]:

1. **Temperatura del yacimiento:** La temperatura del yacimiento es un factor crucial que determina el tipo de tecnología geotérmica que puede ser empleada. Se clasifica en:
 - Baja temperatura: Menos de 150°C. Apropriada para plantas de ciclo binario.
 - Media temperatura: Entre 150°C y 300°C. Puede ser utilizada en plantas de ciclo binario o ciclo flash.
 - Alta temperatura: Más de 300°C. Apropriada para plantas de ciclo flash o ciclo de vapor seco.
2. **Flujo de fluido geotérmico:** La cantidad de fluido geotérmico que puede ser extraído del yacimiento es crucial para determinar la capacidad de generación de la central. Se evalúan parámetros como la permeabilidad y la porosidad de las rocas para estimar el flujo de fluido.
3. **Profundidad del yacimiento:** La profundidad del yacimiento influye en los costos de perforación y desarrollo del proyecto. A mayor profundidad, mayores suelen ser los costos asociados.
4. **Presión del yacimiento:** La presión del yacimiento determina la forma en que se extrae el fluido geotérmico. Los yacimientos con alta presión son adecuados para plantas de ciclo flash, mientras que los de baja presión pueden requerir bombas para extraer el fluido.
5. **Tipo de fluido geotérmico:** Se evalúa si el fluido geotérmico es agua caliente, vapor o una mezcla de ambos. Esto influye en el diseño y la eficiencia de la planta geotérmica.
6. **Ubicación del yacimiento:** La accesibilidad del yacimiento geotérmico, así como la proximidad a las infraestructuras existentes, también son consideraciones importantes.
7. **Estabilidad del yacimiento:** Se evalúa la estabilidad geológica del yacimiento para garantizar la seguridad y la durabilidad de la instalación geotérmica a lo largo del tiempo.
8. **Recurso renovable:** Los recursos geotérmicos son fuentes de energía renovable, por lo que se evalúa la capacidad del yacimiento para proporcionar energía de manera continua y sostenible a lo largo del tiempo.

También, las centrales geotérmicas pueden clasificarse en varios tipos según su diseño y la tecnología empleada para aprovechar el calor del subsuelo. Aquí se mencionan los tipos más comunes [27]:

1. **Plantas de ciclo binario:** En estas plantas, el fluido geotérmico de baja temperatura (generalmente entre 100°C y 200°C) se utiliza para calentar un fluido secundario con un punto de ebullición más bajo que el agua, como un fluido orgánico de trabajo (por ejemplo, isobutano, pentano). El fluido secundario se evapora y hace girar una turbina conectada a un generador eléctrico. Luego, el vapor residual se condensa y se recircula en el ciclo. Este tipo de planta es especialmente eficiente para recursos geotérmicos de baja temperatura.
2. **Plantas de ciclo flash:** Estas plantas se utilizan en yacimientos geotérmicos que producen vapor de alta presión directamente en la superficie. El fluido geotérmico caliente se libera de la presión en un separador de vapor, lo que provoca que parte del agua se evapore instantáneamente, formando vapor de alta presión que impulsa una turbina conectada a un generador eléctrico. El vapor de baja presión restante se puede recircular en el yacimiento o utilizarse para calentar agua adicional. Este tipo de planta es eficiente para recursos geotérmicos de alta temperatura.

3. **Plantas de ciclo de vapor seco:** En estos sistemas, el vapor geotérmico de alta presión se extrae directamente del yacimiento y se utiliza para hacer girar una turbina conectada a un generador eléctrico. Después de pasar por la turbina, el vapor se condensa y se recircula en el ciclo. Este tipo de planta es adecuado para yacimientos geotérmicos con altas temperaturas y grandes reservas de vapor.
4. **Plantas de ciclo combinado:** Estas plantas combinan la generación de electricidad con la producción de calor útil para aplicaciones industriales, de calefacción o de refrigeración. Utilizan el vapor geotérmico para generar electricidad a través de una turbina conectada a un generador, y luego el vapor residual se utiliza para aplicaciones térmicas, como la calefacción de edificios o la desalinización del agua de mar.

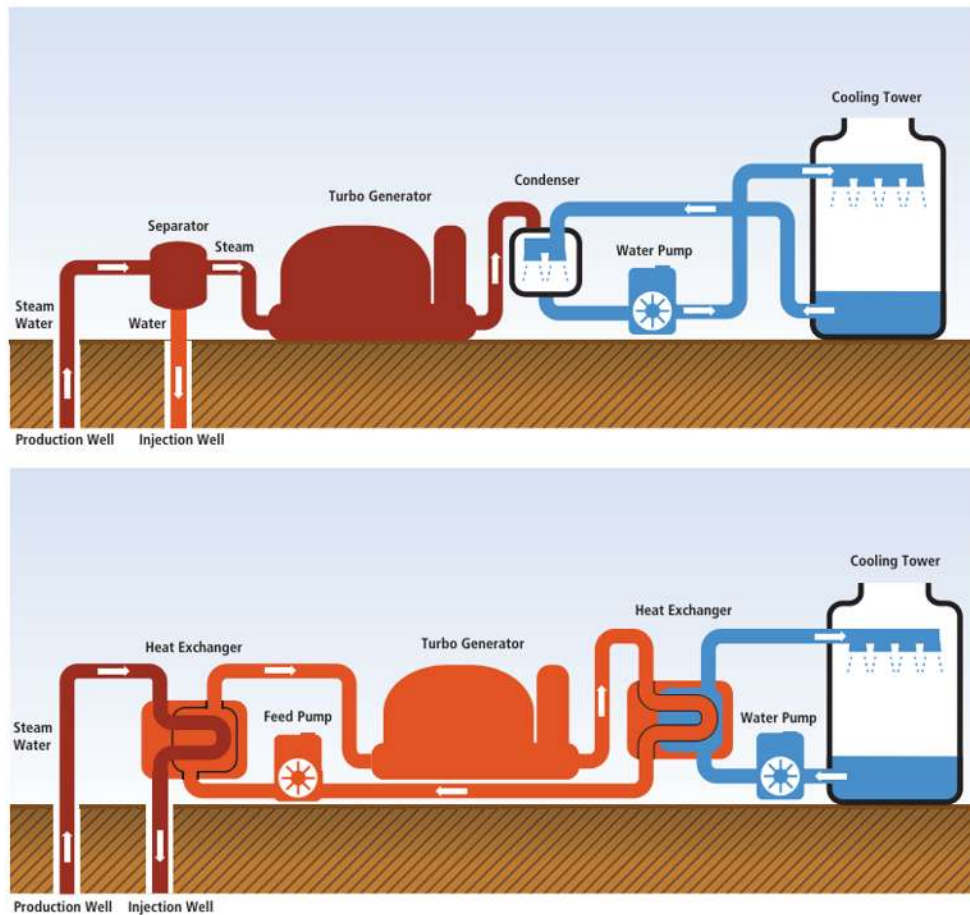
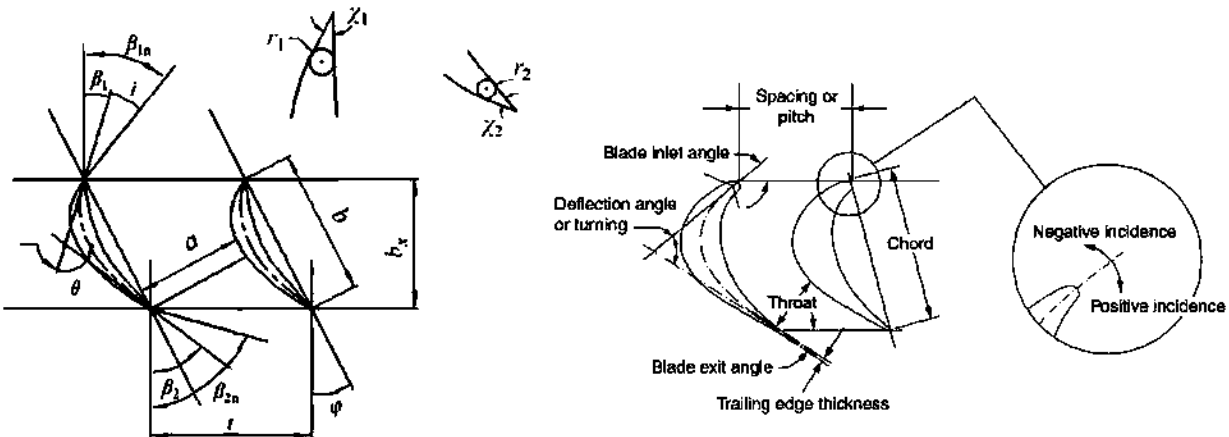


Figura 7 Esquema de planta geotérmica tipo flash (arriba) y tipo binario (abajo) [27].

2.2 Aerodinámica de las turbinas axiales

2.2.1 Los álabes

Podemos definir a los álabes como la parte de las turbinas de vapor que mediante perfiles aerodinámicos bien definidos es responsable de transformar la energía térmica del vapor en energía mecánica (trabajo de flecha) en el rotor. Existen diversas geometrías de álabes, principalmente de acuerdo con el tipo de turbina, cada geometría con el propósito de entregar un flujo con una dirección bien establecida para su mayor aprovechamiento energético, con el propósito de que la turbina alcance el desempeño esperado. A lo largo de la altura de los álabes estos contienen un conjunto de secciones llamadas perfiles aerodinámicos, los cuales se conforman de ciertos parámetros geométricos básicos como los mostrados en la Figura 8, estos enmarcan la geometría de diseño de los álabes.



Donde, de la Figura 8:

- ϕ Ángulo de estancamiento.
- β Ángulos de incidencia tangente a la línea media de curvatura.
- a Longitud del pasaje (garganta) entre álabes.
- b Longitud de cuerda.
- b_x Longitud axial de la cuerda.
- t separación axial de la cuerda.
- χ_x 1-Ángulo de bode de ataque, 2-Ángulo de bode de salida.

Según Readdy et al. [28] entre los diferentes materiales típicamente utilizados para los álabes se encuentran el acero inoxidable 403, el acero inoxidable 422, el A-286 y la aleación de estelita de Haynes número 31 y la aleación de titanio. El acero inoxidable 403 es básicamente el material estándar de la industria para los álabes y, en las turbinas de vapor de impulso, probablemente se encuentra en más del 90 por ciento de todas las etapas. Se utiliza debido a su alta resistencia a la tracción, límite de resistencia, ductilidad, tenacidad, resistencia a la erosión y corrosión, y capacidad de amortiguación. Se utiliza dentro de un rango de dureza Brinell de 207 a 248 para maximizar su capacidad de amortiguación y resistencia a la corrosión. El material de acero

inoxidable 422 se aplica solo en etapas de alta temperatura (entre 371 y 482 °C), donde se necesitan mayores resistencias a la tracción, resistencia al límite de resistencia, fluencia y ruptura. El material A-286 es una superaleación a base de níquel que se utiliza generalmente en expansores de gas caliente con temperaturas de etapa entre 482 y 621 °C. La aleación de estelita de Haynes número 31 es una superaleación a base de cobalto y se utiliza en expansores de chorro cuando se necesitan álabes de precisión fundidos. La aleación de estelita de Haynes número 31 se utiliza en temperaturas de etapa entre 482 y 649 °C.

Otro aspecto en la geometría de los álabes es si cambia su sección transversal a lo largo de su altura. Figura 8, los que no cambian se les considera álabes rectos y son comúnmente utilizados en las etapas de alta presión; por otro lado si cambia su sección transversal se les conoce como álabes torcidos o curvados y poseen esta característica para acomodar diversas direcciones de la entrada y salida del fluido conservando el equilibrio radial de la pieza es decir cuando se requiere una reducción de los esfuerzos centrífugos, Singh [29].



Figura 8 Álabe recto (izquierda) y álabe torcido (derecha)

2.2.2 Triángulos de velocidad para turbinas axiales

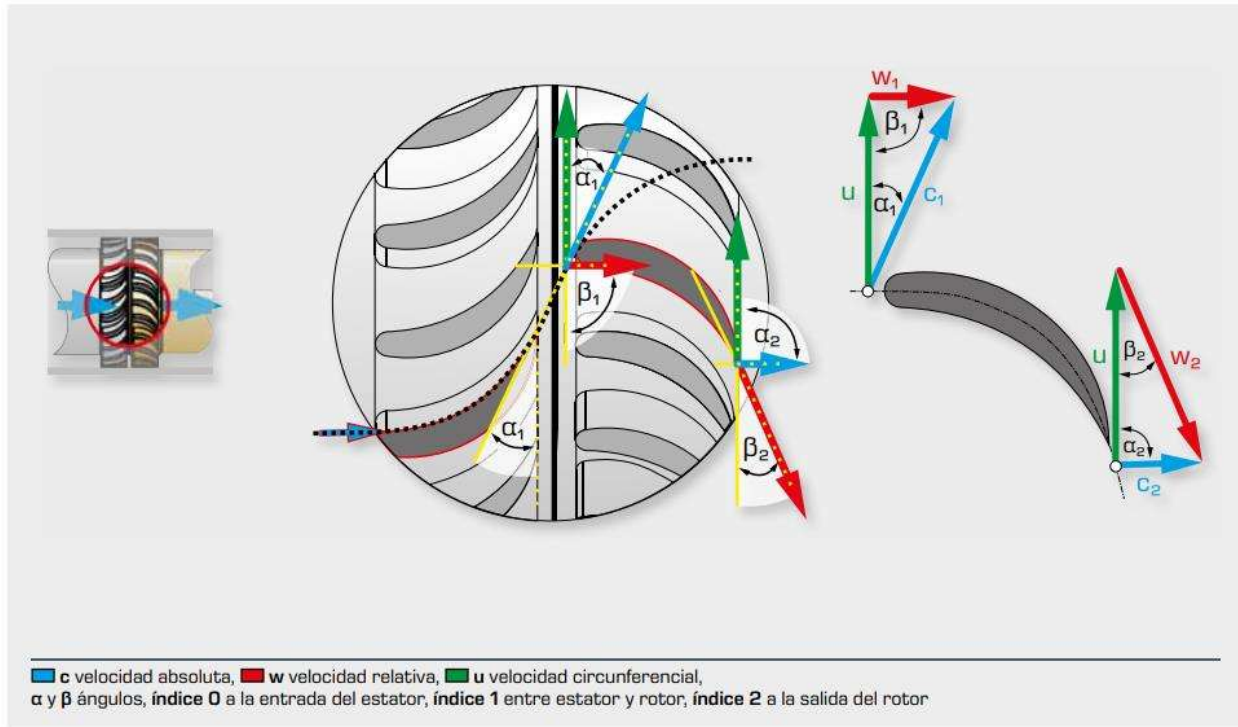


Figura 9 Triángulo de velocidades de un álabe

El triángulo de velocidades en un álabe de turbina de vapor mostrado en Figura 10, es un concepto fundamental en la aerodinámica de las turbinas de vapor. Se refiere a un conjunto de velocidades relativas que describen el movimiento del fluido (en este caso, el vapor) y del álabe mismo en relación con un marco de referencia fijo. Este triángulo se utiliza para analizar y diseñar la geometría del álabe y para comprender cómo interactúa con el flujo de vapor.

El triángulo de velocidades típicamente consta de tres componentes principales:

Velocidad axial relativa (W): Es la velocidad del vapor medida en relación con el álabe mismo. Esta velocidad tiene componentes axial y tangencial.

Velocidad tangencial relativa (U): Es la velocidad del vapor medida en la dirección tangencial a la circunferencia del rotor de la turbina, es decir, la dirección de rotación del rotor.

Velocidad absoluta (C): Es la velocidad del vapor medida en relación con un marco de referencia fijo fuera del álabe.

El análisis del triángulo de velocidades es crucial para optimizar el diseño del álabe y maximizar la eficiencia de la turbina. Al comprender cómo se comporta el vapor a medida que fluye a través del álabe y cómo interactúa con su geometría, los ingenieros pueden diseñar álabes que minimicen las pérdidas de energía y maximicen la producción de trabajo útil.

Como ya se mencionó con este triángulo podemos obtener también las velocidades absolutas del fluido dentro de la turbina, con lo cual estas quedan relacionadas con la ecuación de Euler, la cual es una ecuación fundamental en la teoría de turbomáquinas y describe la variación de la cantidad de movimiento angular en un flujo a través de un rotor en una turbina o una bomba. En términos simples, la ecuación de Euler establece cómo cambia la velocidad angular del rotor debido a las fuerzas que actúan sobre él. A continuación, se presenta:

$$L_u = \omega(C_{1u}r_1 - C_{2u}r_2) \quad (1)$$

Donde:

L_u Es la cantidad de energía de salida por unidad de masa.

ω Es la velocidad angular del rotor.

r_1 r_2 Radio de entrada y salida del rodete.

C_{1u} C_{2u} Componentes circunferenciales de la velocidad absoluta del fluido a la entrada y salida

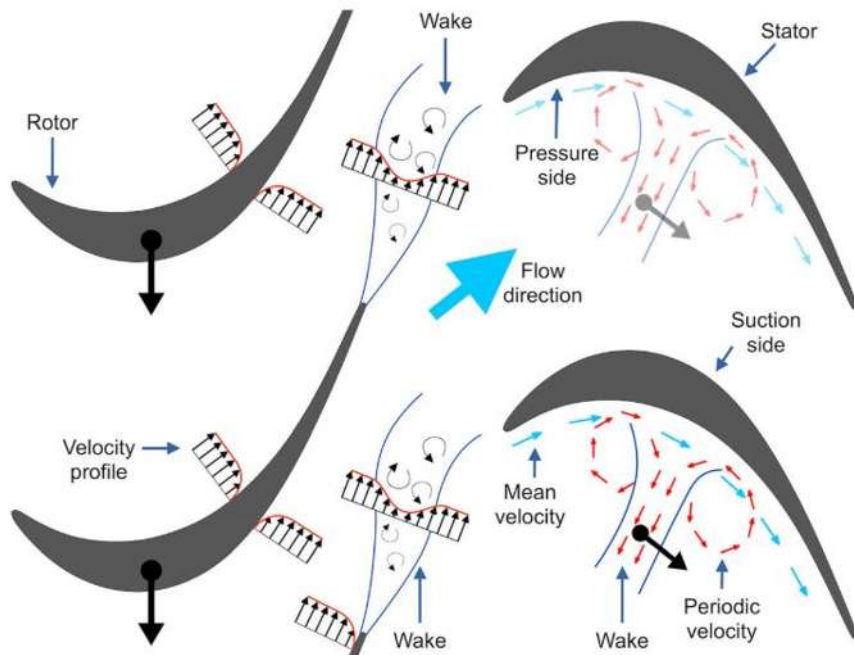
2.2.3 Flujo de fluido en los álabes

El flujo de fluidos en los álabes de una turbina es interesante de analizar, se presentan diversos fenómenos que por lo general crean distorsiones en los patrones de flujo e interfieren con la transferencia energética del fluido hacia el álabes, se revisarán algunos de estos fenómenos a continuación.

Uno de los aspectos clave a tener en cuenta es cómo afecta el comportamiento de la capa límite a los álabes de la turbina. Al igual que en otras geometrías, se forma una capa límite de espesor δ cuando el fluido pasa sobre las superficies de los álabes. En áreas donde la superficie del álabes cambia de curvatura o donde hay gradientes de presión adversos, como en la propia superficie del álabes, la capa límite puede separarse. Esta separación en tales zonas tiene un impacto significativo en el comportamiento aerodinámico del álabes, y en situaciones críticas puede incluso provocar un retroceso del flujo del fluido alrededor del álabes, lo que resulta en el estancamiento del rotor. Por lo tanto, controlar estrictamente el fenómeno de separación de la capa límite es crucial, Zou [30].

Según Dixon S. [31] cualquier difusión del flujo a través de las filas de álabes de una turbina es particularmente indeseable y se debe, en la etapa de diseño, evitar a toda costa. Esto se debe a que el gradiente de presión adversa (incrementándose desde la difusión de flujo) junto con las grandes cantidades de desviación de flujo (común entre las filas de álabes de la turbina), hagan posible que los límites de frontera se separen, resultando en un incremento en las pérdidas a gran escala.

De acuerdo con He L. [4] otro fenómeno importante en el flujo a través de los álabes son las estelas, que se forman en dirección contraria al flujo principal. Estas corrientes se originan a partir de las capas límite en el lado de succión y presión, desacelerando el fluido y dirigiéndolo desde el lado



de presión hacia el lado de succión. Las estelas tienen un gran impacto en las capas límite de las etapas subsiguientes y en los flujos secundarios, y se consideran altamente inestables Lampart P. [8] y Nsonga B. [32].

Otro fenómeno interesante es llamado flujos secundarios, son movimientos de fluido que ocurren en direcciones diferentes al flujo principal, generalmente causados por la interacción de diferentes partes de la turbina. Como se observa en la Figura 12, en la transición de etapas de la turbina hay vórtices de herradura, vórtices de paso y vórtices de esquina, y estas estructuras de flujo secundarias son la principal fuente de pérdida de flujo cerca de las paredes finales de una turbina.

Al acercarse al borde de ataque de los álabes, la capa límite entrante de la pared del extremo provocaría un gradiente de presión radial, bajo el cual el fluido en la capa límite se movería hacia la pared del extremo y luego se enrollaría después de encontrarse con la pared del extremo, formando así un vórtice.

El análisis anterior indica que las capas límite y el gradiente de presión cerca de las paredes finales son los factores clave que influyen en los flujos secundarios y son puntos clave para controlar estos flujos secundarios de manera efectiva. A partir de este punto, los investigadores han probado diversos métodos de diseño para controlar los flujos secundarios cerca de las paredes finales, que incluyen perfiles de álabes sesgados y barridos, modificaciones en el borde de ataque cerca de las paredes finales de los álabes, y perfiles no axisimétrico de las paredes finales.

Según Zhou [30] el flujo en los álabes también es afectado por el campo de presión, conocido como campo potencial, que abarca las ondas de choque, de expansión y los cambios de presión en otras áreas. Este campo está determinado por la carga del álabe, que es la diferencia de presión entre la superficie de succión y la superficie de presión del álabe. En ciertas circunstancias, cuando el vapor se expande, se acelera a medida que la presión de fondo disminuye. Si la presión de fondo disminuye hasta cierto punto, se forman zonas supersónicas en la parte de mayor curvatura del

álabe, donde se genera una onda de choque. Si la presión de fondo continúa disminuyendo, el flujo en las regiones de presión y succión se separará del borde de salida a velocidades supersónicas.

También existe un fenómeno que se presenta entre el espacio radial entre las puntas de los álabes rotativos y la carcasa estacionaria en una turbina. Impulsada por la diferencia de presión a través de ambos lados del espacio libre, una parte del fluido en el flujo principal se desplaza desde la superficie de presión hasta la superficie de succión a través del espacio libre en la punta, lo que resulta en flujos de fuga en la punta. Bajo el efecto de la viscosidad, el flujo de fuga en la punta se mezcla con el flujo principal alrededor de la superficie de succión y se enrolla, formando así vórtices de fuga. Las puntas de las palas del rotor de las turbinas de baja presión generalmente están equipadas con protectores, que pueden reducir efectivamente el flujo de fuga y la intensidad de los vórtices de fuga.

Existen otros fenómenos en el flujo de fluidos en los álabes que son relevantes para su estudio, como la mezcla de fluidos, ondas de choque, ondas de expansión, carga mecánica del álabe, pérdidas y eficiencias, sin embargo, aquí se presentaron los principales y su explicación. En conjunto todos son importantes en el análisis y explicación de la transferencia energética fluido - álabe.

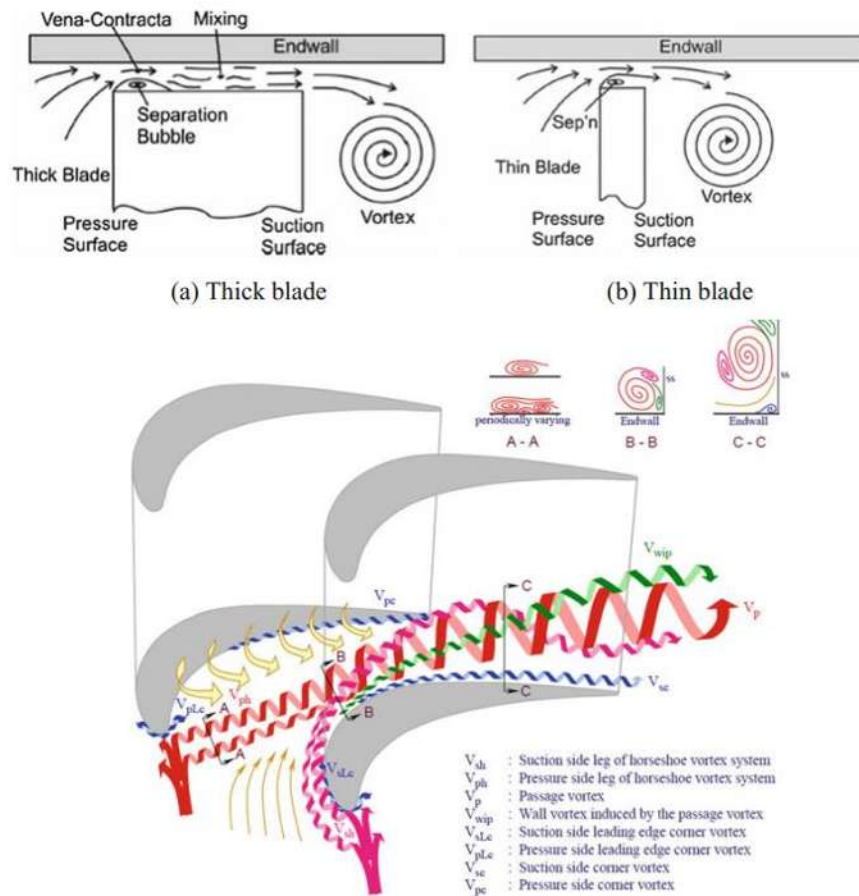


Figura 10 Estructura de flujos secundarios cerca de las paredes finales [30].

3. MÉTODOS Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LA SIMULACIÓN FLUIDODINÁMICA

3.1 Breve historia de la dinámica de fluidos computacional

La historia de la dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés, Computational Fluid Dynamics) se remonta al desarrollo de la computación digital en la década de 1950. A medida que las computadoras se volvieron más potentes y accesibles, los ingenieros y científicos comenzaron a explorar la posibilidad de utilizarlas para simular y analizar el comportamiento de los fluidos. En los primeros días, las simulaciones de fluidos se basaban en modelos simplificados y métodos numéricos rudimentarios debido a las limitaciones de poder de cómputo.

En 1947, Crank y Nicolson desarrollaron el método de diferencias finitas implícitas, que fue esencial para la resolución numérica de ecuaciones de difusión y convección, un componente importante en la dinámica de fluidos computacional. En la década de 1950, pioneros como Lewis Fry Richardson y John von Neumann sentaron las bases para los métodos numéricos aplicados a la simulación de fluidos, aunque en ese momento eran limitados por la capacidad de cómputo disponible. A partir de la década de 1960, investigadores como David Young y J. Tinsley Oden contribuyeron al desarrollo y la aplicación de métodos de diferencias finitas y de elementos finitos en la resolución de ecuaciones de fluidos.

En la década de 1970, autores como Thomas Hirschfelder y Stanley Z. Pinter realizaron avances significativos en el desarrollo de los métodos de volúmenes finitos, que se convirtieron en uno de los enfoques más populares para la dinámica de fluidos computacional debido a su capacidad para manejar geometrías complejas. Taylor realizó importantes investigaciones en la dinámica de fluidos, incluida su obra seminal sobre la turbulencia, que sentó las bases para la comprensión y modelado de este fenómeno en las simulaciones de CFD.

En la década de 1970 y 1980, autores como Rodi, Launder y Spalding contribuyeron significativamente al desarrollo de modelos de turbulencia, como el modelo $k-\epsilon$, que permitió simular flujos turbulentos de manera más precisa y eficiente. A medida que la potencia de cómputo aumentaba en las últimas décadas del siglo XX, autores como Steve Orszag y Jameson desarrollaron técnicas para aprovechar la computación de alto rendimiento en la simulación de fluidos, lo que permitió resolver problemas más grandes y complejos.

Dudley Brian Spalding (1923-2016) fue profesor de transferencia de calor y líder de la Unidad de Dinámica de Fluidos Computacionales en el Imperial College London. Reconocido como uno de los pioneros del CFD, Spalding estableció la práctica y aplicaciones del CFD en problemas relevantes para la ingeniería. Gran parte del software de CFD actual tiene sus raíces en el trabajo desarrollado por su equipo entre los años 60 y 70.

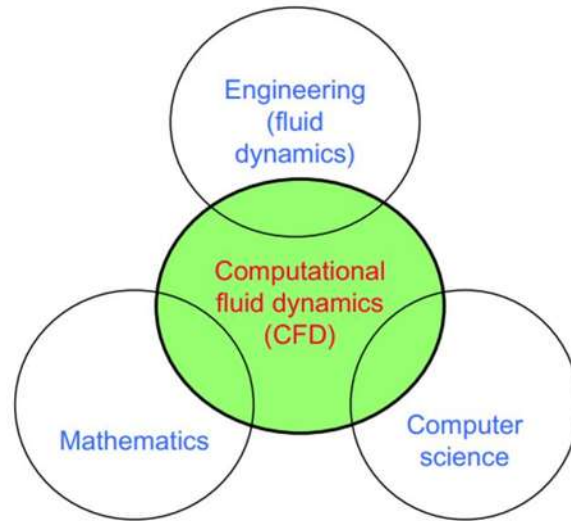


Figura 11 Diferentes disciplinas que conforman la CFD [33].

Spalding también fundó Concentration Heat And Momentum Limited (CHAM), una empresa especializada en dinámica de fluidos computacionales y transferencia de calor. Junto con su estudiante Suhas Patankar, creó el algoritmo SIMPLE, un método numérico esencial para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes.

Patankar se convirtió en un pionero en CFD y los métodos de volúmenes finitos. Escribió el libro "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", considerado una obra fundamental en la dinámica de fluidos computacionales por su enfoque en la comprensión física y profunda de los fenómenos de fluidos y transferencia de calor.

En la década de 1990 y principios de 2000, la dinámica de fluidos computacional se extendió a una variedad de industrias, incluidas la automotriz, aeroespacial, energética, farmacéutica y biológica, gracias a autores como Ferziger, Peric y Anderson, que desarrollaron métodos y modelos específicos para estas aplicaciones.

En general podemos decir que la dinámica de fluidos computacional (CFD) es una disciplina que a lo largo de la historia se ido conformando por otras disciplinas, en concreto se encuentra en la intersección de las matemáticas, la computación y la ingeniería (Figura 13). Cada uno de estos campos aporta herramientas y conceptos fundamentales que permiten la simulación y análisis de problemas fluidodinámicos complejos. Por ejemplo:

Matemáticas

- Ecuaciones Diferenciales Parciales (PDEs).
- Métodos Numéricos.
- Análisis Matemático (estabilidad y convergencia).

Computación

- Algoritmos y Programación.
- Computación de Alto Rendimiento (paralelización y optimización).

Ingeniería

- Diseño y Optimización.
- Validación y Verificación.
- Aplicaciones Multidisciplinarias.

3.2 Propósito y ventajas de la dinámica de fluidos computacional

Según Tu Jiyuan [33] el propósito de la dinámica de fluidos computacional (CFD) es analizar y predecir el comportamiento de fluidos en movimiento y sus interacciones con superficies y estructuras circundantes utilizando métodos numéricos y algoritmos computacionales. La CFD se aplica para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes, que describen la física del flujo de fluidos, en configuraciones complejas que serían difíciles o imposibles de estudiar mediante experimentación física directa.

Existen objetivos específicos por los cuales, en los ámbitos académicos, industriales, de investigación, entre otros, dichos objetivos según Versteeg H.[34] engloban incluyen:

- Optimización del diseño: Mejorar el rendimiento y la eficiencia de componentes y sistemas como turbinas, automóviles, aviones, barcos y dispositivos biomédicos.
- Reducción de costos: Minimizar la necesidad de prototipos físicos y ensayos experimentales, ahorrando tiempo y recursos en el proceso de desarrollo.
- Predicción de fenómenos complejos: Permitir la simulación y el análisis de fenómenos fluidodinámicos complejos como turbulencia, cavitación, mezclado de fluidos, transferencia de calor y reacciones químicas.
- Seguridad y fiabilidad: Evaluar y mejorar la seguridad y fiabilidad de sistemas críticos en diversas industrias, desde la aeroespacial hasta la energética y la marítima.

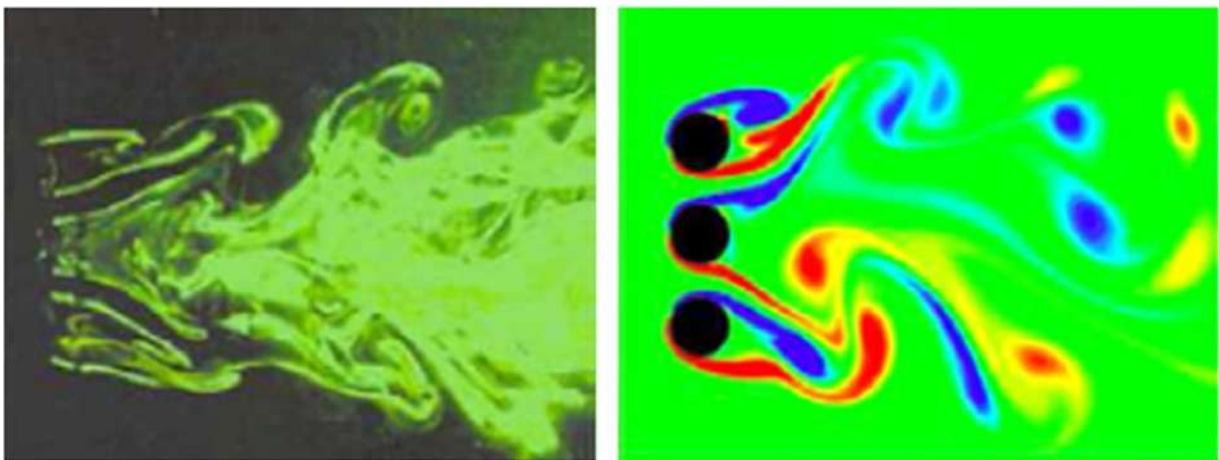


Figura 12 Ejemplo de experimento numérico CFD para un flujo que pasa por tres cilindros uno al lado del otro: (A) observación experimental b) simulación numérica en un plano de sección transversal bidimensional [33]

Algunas de las ventajas que podemos enunciar de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) de acuerdo con Tu Jiyuan [33] y Versteeg H. [34] son las siguientes:

1. Precisión y Detalle:

- Resolución de Detalles Físicos: CFD permite el análisis detallado de flujos complejos que incluyen características como separación de flujo, vórtices, y ondas de choque.
- Modelado de Condiciones Variadas: Puede simular una amplia gama de condiciones operativas y escenarios extremos sin los riesgos y costos asociados a los ensayos físicos.

2. Flexibilidad y Adaptabilidad:

- Aplicación a Diversas Geometrías: Los métodos numéricos en CFD pueden manejar geometrías complejas y flujos tridimensionales que serían difíciles de analizar experimentalmente.
- Multidisciplinaridad: Puede integrarse con otras disciplinas de ingeniería y ciencias, como transferencia de calor, combustión y reacciones químicas, permitiendo un enfoque multidisciplinario en el diseño y análisis.

3. Eficiencia y Reducción de Costos:

- Ahorro en Prototipos: Reduce la necesidad de construir y probar múltiples prototipos físicos, disminuyendo significativamente los costos de desarrollo.
- Optimización del Tiempo: Acelera el ciclo de diseño al permitir iteraciones rápidas y análisis simultáneos de múltiples configuraciones y escenarios.

4. Seguridad y Eficiencia Operativa:

- Análisis de Fallos y Seguridad: Permite la evaluación de escenarios de fallo y análisis de seguridad, mejorando la confiabilidad y robustez de los diseños.
- Optimización del Rendimiento: Ayuda en la identificación y eliminación de ineficiencias en los sistemas, mejorando su rendimiento y eficiencia energética.

5. Innovación y Desarrollo de Nuevas Tecnologías:

- Experimentación Virtual: CFD ofrece un entorno virtual donde los ingenieros pueden experimentar con nuevas ideas y tecnologías sin las limitaciones físicas de los laboratorios tradicionales.
- Incorporación de Avances Computacionales: La continua evolución de la capacidad de cómputo y algoritmos permite abordar problemas cada vez más complejos y realistas, abriendo nuevas posibilidades para la investigación y el desarrollo tecnológico.

Es claro que las ventajas de la CFD son amplias y variadas, en específico, para este trabajo su importancia radica en que no se cuenta con un laboratorio especializado de turbomaquinaria, ni tampoco con una representación real ni a escala del modelo de la turbina a analizar, por lo que resulta bastante conveniente poder emplear esta técnica.

3.3 Etapas de la dinámica de fluidos computacional

La simulación de la dinámica de fluidos computacional (CFD) se lleva a cabo mediante un proceso sistemático que puede dividirse en varias etapas clave. Cada una de estas etapas es crucial para garantizar que los resultados de la simulación sean precisos y útiles. A continuación, se describen las etapas principales de un proyecto de CFD:

1. Preprocesamiento

a. Definición del Dominio de Flujo:

- Geometría: Crear o importar la geometría del dominio de flujo, que puede ser simple o compleja, dependiendo del problema a resolver.
- Dominio: Determinar los límites del dominio de fluido que se va a simular.

b. Malla (Discretización del Dominio):

- Generación de Malla: Dividir el dominio en pequeñas celdas (elementos finitos, volúmenes finitos, etc.) para permitir la resolución numérica de las ecuaciones de flujo.
- Refinamiento de Malla: Ajustar la malla en áreas de interés o donde se espera que ocurran grandes gradientes (por ejemplo, cerca de superficies sólidas o dentro de regiones de alta turbulencia).

c. Condiciones de Frontera:

- Condiciones de Entrada y Salida: Definir las propiedades del flujo en las fronteras del dominio, como velocidad, presión, temperatura, etc.
- Condiciones de Pared: Especificar las interacciones en las superficies sólidas, que pueden incluir condiciones de no deslizamiento, condiciones adiabáticas o con transferencia de calor.

2. Solución

a. Selección del Modelo:

- Modelos de Turbulencia: Elegir el modelo adecuado para simular la turbulencia, como $k-\epsilon$, $k-\omega$, LES (Large Eddy Simulation) o DNS (Direct Numerical Simulation).
- Modelos Físicos Adicionales: Incorporar modelos para fenómenos adicionales, como transferencia de calor, reacciones químicas, etc.

b. Configuración de Parámetros de Solución:

- Algoritmos Numéricos: Seleccionar los métodos numéricos para la discretización temporal y espacial, como métodos de diferencias finitas, volúmenes finitos o elementos finitos.
- Parámetros de Convergencia: Establecer criterios de convergencia para las ecuaciones iterativas, como residuales mínimos y número máximo de iteraciones.

c. Resolución de Ecuaciones:

- Resolución Iterativa: Utilizar algoritmos iterativos para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes y otras ecuaciones de transporte.
- Control de Convergencia: Monitorear el progreso de la solución para asegurar que los criterios de convergencia se cumplan.

3. Postprocesamiento

a. Visualización de Resultados:

- Campos de Flujo: Generar visualizaciones de los campos de velocidad, presión, temperatura, etc., mediante gráficos de contornos, vectores, isosuperficies y líneas de corriente.
- Gráficos y Diagramas: Crear gráficos de datos como perfiles de velocidad, distribuciones de presión y coeficientes aerodinámicos.

b. Análisis de Resultados:

- Validación: Comparar los resultados de la simulación con datos experimentales o soluciones analíticas para validar la precisión del modelo.
- Interpretación Física: Analizar los resultados para obtener una comprensión profunda de los fenómenos fluidodinámicos en estudio.

c. Optimización y Ajustes:

- Iteración del Modelo: Basado en el análisis de resultados, ajustar la geometría, las condiciones de frontera o los modelos físicos y repetir el ciclo de simulación si es necesario.
- Optimización de Diseño: Utilizar los resultados de la simulación para optimizar el diseño y mejorar el rendimiento del sistema.

4. Documentación y Presentación

a. Informe Técnico:

- Descripción del Modelo: Documentar detalladamente la configuración del modelo, los parámetros utilizados y las condiciones de frontera.
- Resultados y Discusión: Presentar los resultados obtenidos, su análisis y discusión sobre su significado y posibles implicaciones.

b. Presentación de Resultados:

- Visualizaciones: Preparar visualizaciones y gráficos claros y comprensibles para la presentación de resultados a los interesados.
- Conclusiones y Recomendaciones: Resumir las conclusiones del estudio y proporcionar recomendaciones basadas en los hallazgos de la simulación.

En la actualidad hay un consenso general de la estructura que se sigue para llevar a cabo un estudio CFD. En la Figura 13 se muestra como pueden llegar a interactuar estas distintas fases y sus diferentes componentes. Es importante mencionar que en la actualidad existen numerosos códigos comerciales que son capaces de ayudar a resolver problemas de CFD, estos códigos suelen estructurarse en torno a algoritmos numéricos robustos que pueden abordar problemas de flujo de fluidos. Casi todos los paquetes CFD comerciales actuales y posiblemente algunos de shareware incluyen aplicaciones y entornos de interfaz gráfica de usuario (GUI) fáciles de usar para ingresar parámetros del problema y examinar los resultados computados.

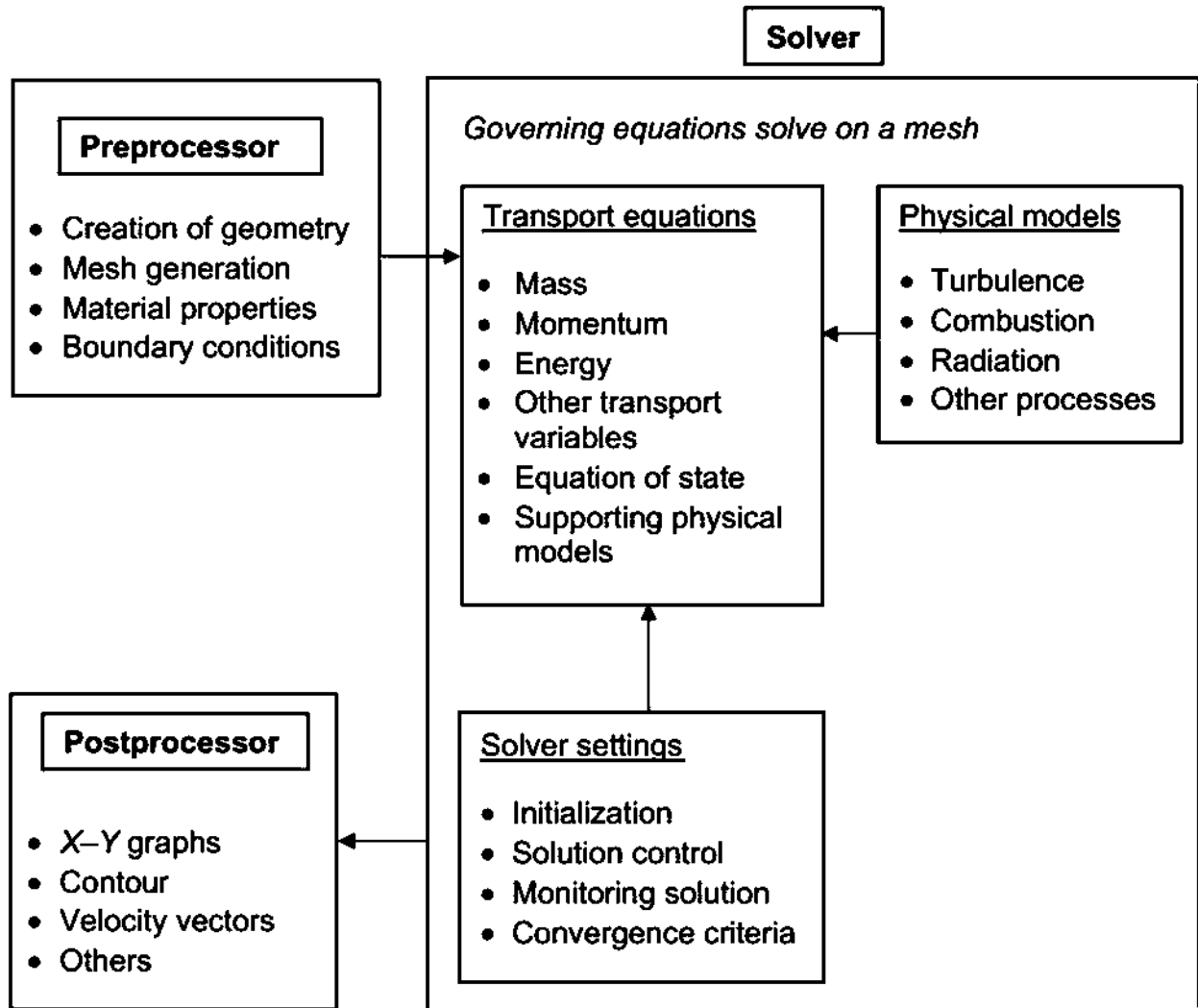


Figura 13 La interconectividad funcional de los tres elementos principales dentro de un marco de análisis de CFD [33].

3.4 Ecuaciones gobernantes

3.4.1 Ecuación de conservación de la masa

La ecuación de conservación de la masa o continuidad en su forma general expresa la conservación de la masa en un sistema de flujo de fluido. Esta ecuación establece que cualquier cambio en la densidad de un fluido en un punto dado a lo largo del tiempo debe ser igual y opuesto a la divergencia del flujo de masa en ese punto.

En otras palabras, la masa no se crea ni se destruye dentro de un volumen de control, solo puede entrar o salir. Si la densidad del fluido en un punto aumenta con el tiempo, debe ser porque más fluido está entrando al volumen de control que saliendo, y viceversa.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2)$$

Donde:

- ρ Densidad del fluido (kg/m^3). Representa la masa del fluido por unidad de volumen.
- \mathbf{u} Vector de velocidad del fluido (m/s). Indica la dirección y magnitud del flujo del fluido.
- $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ Derivada parcial de la densidad con respecto al tiempo ($\text{kg/m}^3/\text{s}$). Describe cómo cambia la densidad del fluido a lo largo del tiempo.
- $\nabla \cdot (\rho \mathbf{u})$ Divergencia del flujo de masa ($\text{kg/m}^3/\text{s}$). Indica cómo el flujo de masa está dispersándose desde un punto en el espacio.

3.4.2 Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento (ecuaciones de Navier-Stokes)

Las ecuaciones de Navier-Stokes describen el comportamiento del flujo de fluidos newtonianos. Establecen que la aceleración de un elemento de fluido (debido al cambio de velocidad en el tiempo y la advección) es igual a la suma de las fuerzas que actúan sobre él (gradiente de presión, difusión viscosa y fuerzas externas).

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{F} \quad (3)$$

Donde:

- \mathbf{u} Vector de velocidad del fluido (m/s). Indica la dirección y magnitud del flujo del fluido.
- $\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t}$ Derivada parcial del vector de velocidad con respecto al tiempo (m/s²). Describe cómo cambia la velocidad del fluido a lo largo del tiempo.
- $(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u}$ Término de advección (m/s²). Representa el cambio en la velocidad del fluido debido al movimiento convectivo.
- $-\frac{1}{\rho}\nabla p$ Término de gradiente de presión (m/s²). Representa la fuerza por unidad de masa debido a las diferencias de presión en el fluido.
- $\nu\nabla^2\mathbf{u}$ Término de difusión viscosa (m/s²). Donde ν es la viscosidad cinemática (m²/s). Describe la disipación de la velocidad del fluido debido a la viscosidad.
- \mathbf{F} Término de fuerza externa por unidad de masa (m/s²). Incluye fuerzas externas como la gravedad.

3.4.3 Ecuación de conservación de la energía

La ecuación de energía describe cómo cambia la temperatura de un fluido debido a la conducción térmica, el transporte convectivo de calor y las fuentes o sumideros de energía térmica. Esta ecuación asegura que la energía térmica se conserva en el sistema de flujo del fluido.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla T = \alpha \nabla^2 T + \frac{Q}{\rho c_p} \quad (4)$$

- T Temperatura del fluido (K). Indica la energía térmica del fluido.
- $\frac{\partial T}{\partial t}$ Derivada parcial de la temperatura con respecto al tiempo (K/s). Describe cómo cambia la temperatura del fluido a lo largo del tiempo.
- $\mathbf{u} \cdot \nabla T$ Término de advección térmica (K/s). Representa el transporte de calor debido al movimiento del fluido.
- $\alpha \nabla^2 T$ Término de difusión térmica (K/s). Donde α es la difusividad térmica (m²/s). Describe la distribución del calor debido a la conducción térmica.

- $\frac{Q}{\rho c_p}$ Término de fuente de calor (K/s). Donde Q es la fuente de calor por unidad de volumen (W/m^3), ρ es la densidad del fluido (kg/m^3), y c_p es la capacidad calorífica a presión constante ($J/(kg \cdot K)$). Representa el cambio en la temperatura debido a fuentes o sumideros de calor.

Estas ecuaciones pueden ser complementadas con condiciones iniciales y de frontera específicas del problema a simular, así como posibles ecuaciones adicionales dependiendo de la complejidad del fluido y las interacciones consideradas (como ecuaciones para especies químicas en reacciones, campos electromagnéticos, etc.).

En general estas son las principales ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos y que también se emplean en la CFD, es justo mencionar que estas ecuaciones pueden llegar a ser todo un desafío resolverlas de forma analítica (dependiendo el caso de estudio) debido a su alta complejidad, debido a esto y como veremos más adelante se emplean métodos numéricos que permiten resolver de manera aproximada estas ecuaciones.

3.5 Modelado de turbulencia

Primero, echamos un breve vistazo a las principales características de los flujos turbulentos. El número de Reynolds de un flujo proporciona una medida de la importancia relativa de las fuerzas de inercia (asociadas con efectos convectivos) y las fuerzas viscosas. En experimentos con sistemas de fluidos, se observa que, a valores por debajo del llamado número de Reynolds crítico Re_{crit} , el flujo es suave y las capas adyacentes de fluido se deslizan entre sí de manera ordenada. Si las condiciones de contorno aplicadas no cambian con el tiempo, el flujo es constante. Este régimen se llama flujo laminar.

A valores del número de Reynolds por encima de Re_{crit} , ocurre una serie de eventos complicados que eventualmente conducen a un cambio radical en el carácter del flujo. En el estado final, el comportamiento del flujo es aleatorio y caótico. El movimiento se vuelve intrínsecamente inestable incluso con condiciones de contorno constantes impuestas. La velocidad y todas las demás propiedades del flujo varían de manera aleatoria y caótica (Versteeg H. [34]). Este régimen se llama flujo turbulento. Una medición típica de velocidad en un punto podría mostrar la forma que se presenta en la Figura 16.

La mayoría de los flujos que se encuentran en la práctica de la ingeniería son turbulentos y, por lo tanto, requieren un tratamiento diferente en comparación con los flujos laminares. De acuerdo con Ferziger J. [35] los flujos turbulentos se caracterizan por las siguientes propiedades:

- Los flujos turbulentos son altamente inestables. Una gráfica de la velocidad en función del tiempo en la mayoría de los puntos del flujo parecería aleatoria para un observador no familiarizado con estos flujos (Figura 16). La palabra 'caótico' podría usarse, pero ha recibido otra definición en años recientes.

- Son tridimensionales. La velocidad promediada en el tiempo puede ser función de solo dos coordenadas, pero el campo instantáneo fluctúa rápidamente en las tres dimensiones espaciales.
- Contienen una gran cantidad de vorticidad. De hecho, el estiramiento de vórtices es uno de los mecanismos principales por los cuales se incrementa la intensidad de la turbulencia.
- La turbulencia aumenta la tasa a la que se agitan las cantidades conservadas. Agitar es un proceso en el cual se ponen en contacto parcelas de fluido con diferentes concentraciones de al menos una de las propiedades conservadas. La mezcla real se logra mediante difusión. Sin embargo, a este proceso se le suele llamar difusión turbulenta.
- Por medio de los procesos mencionados, la turbulencia pone en contacto fluidos con diferentes contenidos de momento. La reducción de los gradientes de velocidad debido a la acción de la viscosidad reduce la energía cinética del flujo; en otras palabras, la mezcla es un proceso disipativo. La energía cinética perdida se convierte irreversiblemente en energía interna del fluido.
- Se ha demostrado en años recientes que los flujos turbulentos contienen estructuras coherentes: eventos repetibles y esencialmente deterministas que son responsables de gran parte de la mezcla. Sin embargo, el componente aleatorio de los flujos turbulentos hace que estos eventos difieran entre sí en tamaño, fuerza e intervalo de tiempo entre ocurrencias, lo que dificulta su estudio.
- Los flujos turbulentos fluctúan en una amplia gama de escalas de longitud y tiempo. Esta propiedad hace que la simulación numérica directa de los flujos turbulentos sea muy difícil.

Antes de proceder a la discusión de métodos numéricos para estos flujos, es útil resumir los enfoques para predecir flujos turbulentos. De acuerdo con Ferziger J. [35] y Wilcox D. [36] existen seis categorías:

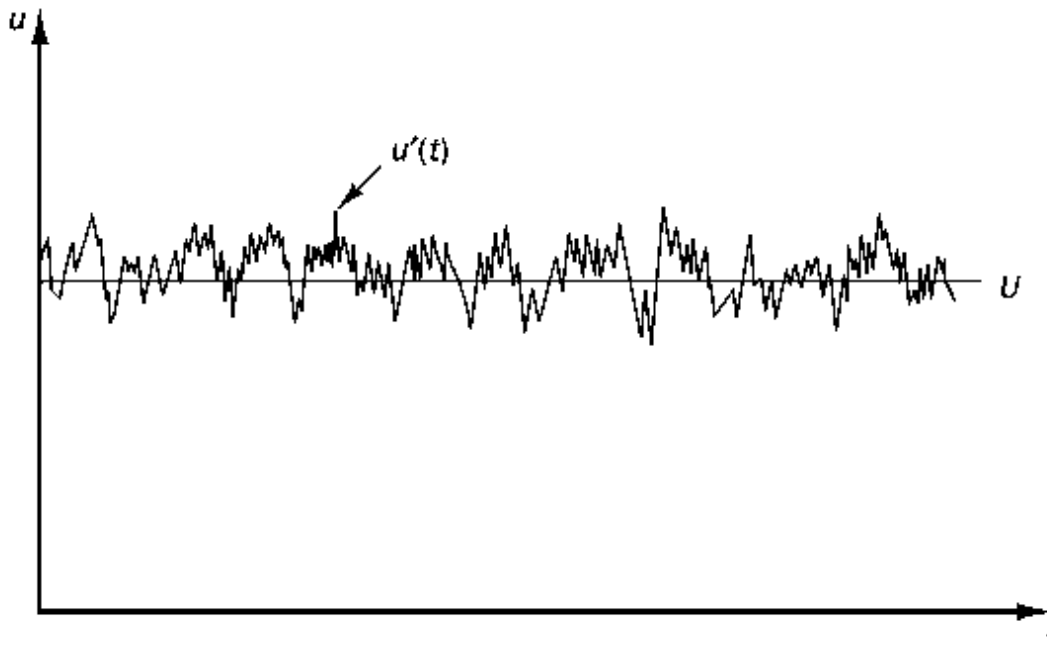


Figura 14 Medición típica de un punto de velocidad en un flujo turbulento [34]

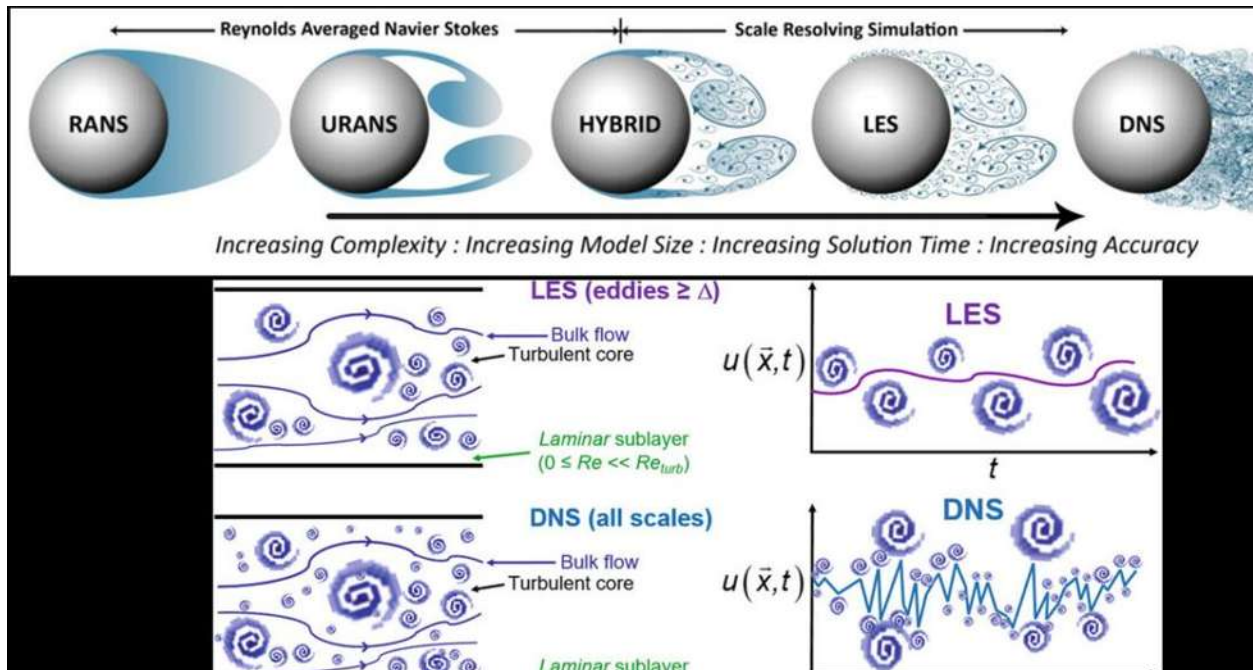


Figura 15 Modelos de turbulencia y su complejidad.

1. El primer enfoque implica el uso de correlaciones, como aquellas que dan el factor de fricción en función del número de Reynolds o el número de Nusselt de transferencia de calor en función de los números de Reynolds y Prandtl. Este método, que usualmente se enseña en cursos introductorios, es muy útil, pero está limitado a tipos simples de flujos, aquellos que pueden ser caracterizados por solo unos pocos parámetros. Como su uso no requiere CFD, no diremos más al respecto aquí.
2. El segundo enfoque utiliza ecuaciones integrales que pueden derivarse de las ecuaciones de movimiento integrando sobre una o más coordenadas. Usualmente esto reduce el problema a una o más ecuaciones diferenciales ordinarias que se resuelven fácilmente. Los métodos aplicados a estas ecuaciones son aquellos para ecuaciones diferenciales ordinarias.
3. El tercer enfoque se basa en ecuaciones obtenidas descomponiendo las ecuaciones de movimiento en componentes medias y fluctuantes. Desafortunadamente, estas ecuaciones descompuestas no forman conjuntos cerrados, por lo que estos métodos requieren la introducción de aproximaciones (modelos de turbulencia). Algunos de los modelos de turbulencia de uso común hoy en día y una discusión de los problemas asociados con la solución numérica de ecuaciones que contienen modelos de turbulencia se presentan más adelante en este capítulo.

El enfoque real para manejar los modelos de turbulencia está dictado por la naturaleza del proceso utilizado para obtener las ecuaciones medias y fluctuantes, lo que lleva a subcategorías de este tercer enfoque de la siguiente manera:

4. Obtenemos un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales llamadas ecuaciones de Reynolds promediadas (o RANS, por sus siglas en inglés) si el proceso para crear la media es promediar las ecuaciones de movimiento sobre el tiempo o sobre un conjunto de realizaciones (un conjunto imaginado de flujos en los que todos los factores controlables se mantienen fijos). Las ecuaciones resultantes pueden representar un flujo dependiente del tiempo o constante, como discutimos a continuación.
5. Obtenemos un conjunto de ecuaciones llamadas ecuaciones de simulación de grandes remolinos (LES, por sus siglas en inglés) cuando la media se logra promediando (o filtrando) sobre volúmenes finitos en el espacio. LES resuelve entonces una representación precisa de los movimientos a gran escala del flujo mientras aproxima o modela los movimientos a pequeña escala. Puede considerarse como un tipo de compromiso entre RANS y la simulación numérica directa (DNS, por sus siglas en inglés).
6. Finalmente, el cuarto enfoque es la simulación numérica directa (DNS) en la cual se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes para todos los movimientos en un flujo turbulento.

A medida que se avanza en esta lista, se calculan más y más de los movimientos turbulentos y se aproximan menos mediante modelos. Esto hace que los métodos cercanos al final sean más exactos, pero el tiempo de cálculo aumenta considerablemente, Figura 17.

A continuación, se abordarán de manera más detallada los modelos RANS ya que son los modelos para emplear en este trabajo, así mismo, son los más usados en la investigación y desarrollo industrial.

3.5.1 Ecuaciones de Reynolds-Navier-Stokes promediadas (o RANS Reynolds-Averaged Navier-Stokes)

Las simulaciones de Reynolds-Averaged Navier–Stokes (RANS) son un enfoque común en la modelización de flujos turbulentos en el cual las ecuaciones de Navier-Stokes se descomponen en componentes medias y fluctuantes. Este método se utiliza para obtener una descripción del flujo promedio en lugar de resolver las fluctuaciones turbulentas en detalle.

Descomposición de Reynolds

La descomposición de Reynolds separa cualquier variable de flujo ϕ en una parte media $\bar{\phi}$ y una parte fluctuante ϕ' :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (5)$$

Aquí, $\bar{\phi}$ es la media temporal o espacial de la variable ϕ , y ϕ' es la fluctuación alrededor de esa media [34].

Las ecuaciones de Navier-Stokes originales son:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (6)$$

Aplicando la descomposición de Reynolds y promediando, se obtienen las ecuaciones RANS:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad (7)$$

El termino adicional $-\frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j}$ representa los esfuerzos de Reynolds, que son correlaciones de las fluctuaciones de velocidad y actúan como términos adicionales de tensión en el flujo.

Modelos de Cierre de Turbulencia

Las ecuaciones RANS no son un conjunto cerrado porque contienen términos de correlación de Reynolds que no pueden ser resueltos directamente. Para cerrar el sistema, se introducen modelos de turbulencia que aproximan estos términos. Algunos de los modelos más comunes son:

Modelo de Boussinesq

El modelo de Boussinesq es una aproximación común utilizada en la modelización de flujos turbulentos para cerrar el sistema de ecuaciones de Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS). Este modelo asume que los esfuerzos de Reynolds pueden ser relacionados con los gradientes de velocidad medios de una manera análoga a las tensiones viscosas en un flujo laminar.

De acuerdo con Wilcox D. [36] el modelo de Boussinesq postula que los esfuerzos de Reynolds $-\overline{u'_i u'_j}$ pueden ser expresados en términos de una viscosidad turbulenta efectiva ν_t y los gradientes de velocidad medios. La ecuación es:

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (8)$$

Aquí, ν_t es la viscosidad turbulenta, k es la energía cinética turbulenta y δ_{ij} es el delta de Kronecker.

Componentes de la Ecuación

1. **Viscosidad Turbulenta ν_t :** La viscosidad turbulenta es una propiedad que describe cómo las turbulencias aumentan el transporte de momento en comparación con la viscosidad

molecular. Puede ser modelada de diversas maneras, dependiendo del modelo de turbulencia utilizado (por ejemplo, $\kappa - \epsilon$, $\kappa - \omega$, etc.).

2. **Energía Cinética Turbulenta k** : La energía cinética turbulenta k es la energía por unidad de masa asociada con las fluctuaciones turbulentas de la velocidad, y se define como:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$$

3. **Término de Disipación Isotrópica $\frac{2}{3} k \delta_{ij}$** : Este término representa la contribución isotrópica de la energía cinética turbulenta a los esfuerzos de Reynolds. Es particularmente importante en situaciones de flujo tridimensional y turbulencia homogénea.

La introducción del modelo de Boussinesq en las ecuaciones RANS se traduce en la sustitución de los esfuerzos de Reynolds con la relación modelada. Esto da lugar a una nueva forma de las ecuaciones de movimiento promedio:

$$\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial t} + \overline{u}_j \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_t) \left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right] \quad (9)$$

Modelos de Ecuación de Cierre

Estos modelos resuelven ecuaciones adicionales para calcular v_t . Los más comunes son: modelo $\kappa - \epsilon$ y modelo $\kappa - \omega$ [31][35].

Modelo $\kappa - \epsilon$

Resuelve dos ecuaciones adicionales, una para la energía cinética turbulenta κ y otra para su tasa de disipación ϵ .

La energía cinética turbulenta k es una medida de la energía de las fluctuaciones de velocidad en el flujo turbulento. Se define como:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$$

La tasa de disipación ϵ es la tasa a la cual la energía cinética turbulenta se convierte en energía interna a través de los procesos viscosos. Se define como:

$$\epsilon = \nu \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)}$$

La ecuación de transporte para κ es:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (10)$$

Producción de energía cinética turbulenta P_k :

$$P_k = \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$$

Usando el modelo de Boussinesq:

$$P_k = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$$

Difusión turbulenta de k :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right)$$

La ecuación de transporte para ϵ es:

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} P_k - C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad (11)$$

Producción de ϵ : $C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} P_k$

Disipación de ϵ : $C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k}$

Difusión turbulenta de ϵ :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right)$$

La viscosidad turbulenta se calcula como:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (12)$$

Las constantes empíricas utilizadas en el modelo estándar son [35]:

$$C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.00, \quad \sigma_\epsilon = 1.30, \quad C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92$$

Existen varias variantes del modelo $k-\epsilon$, cada una adaptada para mejorar la precisión y la aplicabilidad en diferentes tipos de flujos turbulentos. Las más conocidas son:

1. Modelo $k - \epsilon$ Estándar (Standard $k - \epsilon$)
2. Modelo $k - \epsilon$ Realizable (Realizable $k - \epsilon$)
3. Modelo $k - \epsilon$ de Baja Re (Low-Reynolds Number)
4. Modelo RNG $k - \epsilon$ (Renormalization Group $k - \epsilon$)

A continuación, se detallan las diferencias clave y el funcionamiento de estas variantes, de acuerdo con las obras de [34] [35] [36]:

1. Modelo estándar $k - \epsilon$

Este es el modelo $k - \epsilon$ más común y fue desarrollado por Launder y Spalding en 1974. Se basa en dos ecuaciones de transporte para $k - \epsilon$ anteriormente vistas.

Usos particulares:

- Adecuado para flujos de capa límite en flujo externo y flujo interno.
- Comúnmente utilizado en simulaciones de flujo en conductos, túneles de viento y alrededor de perfiles aerodinámicos.
- No es muy preciso en flujos con separación, recirculación y en presencia de grandes gradientes de presión.

2. Modelo realizable $k - \epsilon$

Este modelo modifica las ecuaciones de transporte para mejorar ciertos aspectos del comportamiento del modelo estándar $k - \epsilon$, especialmente en flujos con grandes gradientes de presión y curvaturas de la capa límite.

Usos particulares:

- Mejor rendimiento en flujos con separación, recirculación y curvatura de la capa límite.
- Utilizado en aplicaciones industriales como el diseño de turbinas y sistemas de ventilación.

3. Modelo RNG $k - \epsilon$ (Renormalization Group)

El modelo RNG $k-\epsilon$ introduce modificaciones derivadas de técnicas de grupo de renormalización para mejorar el cálculo de los flujos turbulentos en ciertas situaciones.

Usos particulares:

- Mejor precisión en flujos de baja intensidad de turbulencia y flujos que incluyen altos gradientes de deformación.
- Utilizado en la simulación de procesos de mezcla, combustión y otros procesos industriales donde se presentan fuertes gradientes de velocidad y tensiones de Reynolds anisotrópicas.

4. Modelo $k - \epsilon$ de bajo Reynolds

Este modelo modifica las ecuaciones estándar para ser más adecuadas en la simulación de flujos cerca de las paredes, donde el número de Reynolds es bajo.

Usos particulares:

- Adecuado para flujos con número de Reynolds muy bajo, incluyendo flujos cerca de paredes.
- Comúnmente utilizado en aplicaciones donde se necesita resolver detalles finos del flujo cerca de superficies sólidas.

De manera general, podemos decir que los modelos $k - \epsilon$ de turbulencia son ampliamente utilizados en la simulación de flujos turbulentos, estos modelos son apreciados por su balance entre precisión y costo computacional.

Modelo	Ventajas	Limitaciones	Aplicaciones Comunes
Estándar $k - \epsilon$	Simple y robusto; buena precisión para flujos internos y externos.	Menor precisión en flujos con separación y recirculación.	Conductos, túneles de viento, perfiles aerodinámicos.
Realizable $k - \epsilon$	Mejor rendimiento en flujos complejos con separación y curvatura.	Más complejo; mayor costo computacional.	Diseño de turbinas, sistemas de ventilación.
RNG $k - \epsilon$	Mejor en flujos de baja intensidad de turbulencia y altos gradientes de velocidad.	Más complejo; mayor costo computacional.	Procesos de mezcla, combustión.
Bajo Reynolds $k - \epsilon$	Mejor para flujos con número de Reynolds bajo cerca de paredes.	Más complejo; requiere malla fina cerca de paredes.	Flujos cerca de superficies sólidas, aplicaciones de detalle fino.

Tabla 1 Comparación de los modelos de turbulencia $k - \epsilon$

Modelo $k - \omega$

El modelo $k - \omega$ es otra aproximación popular para modelar la turbulencia en flujos. Introduce dos ecuaciones de transporte adicionales: una para la energía cinética turbulenta (k) y otra para la frecuencia específica de disipación (ω). A diferencia del modelo $k - \epsilon$, el modelo $k - \omega$ es conocido por su robustez y precisión en flujos cercanos a paredes. Similar al $k - \epsilon$, pero resuelve una ecuación para la tasa de disipación específica ω en lugar de ϵ .

La energía cinética turbulenta k es una medida de la energía de las fluctuaciones de velocidad en el flujo turbulento. Se define como:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$$

La frecuencia específica de disipación ω está relacionada con la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta por unidad de energía cinética turbulenta:

$$\omega = \frac{\epsilon}{k}$$

El modelo $k - \omega$ se basa en dos ecuaciones de transporte: una para k y otra para ω .

Ecuación de k :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{u_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (13)$$

La producción de energía cinética turbulenta P_k :

$$P_k = \nu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$$

Ecuación de ω :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \overline{u_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (14)$$

En este modelo la viscosidad turbulenta se calcula como:

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (15)$$

Las constantes empíricas utilizadas en el modelo estándar $k-\omega$ son [35]:

$$\alpha = 0.52, \quad \beta = 0.072, \quad \beta^* = 0.09, \quad \sigma_k = 2.0, \quad \sigma_\omega = 2.0$$

Ventajas y limitaciones del modelo [36]:

Ventajas:

- Precisión en Capas Límites Cercanas a Paredes: El modelo $k-\omega$ es muy preciso en las regiones cercanas a las paredes, lo que lo hace adecuado para flujos con fuertes gradientes cerca de superficies sólidas.
- Robustez: Funciona bien en una amplia gama de flujos, incluyendo aquellos con separación de capa límite, recirculaciones y flujos con curvaturas complejas.

Limitaciones:

- Sensibilidad a Condiciones de Contorno en ω : El modelo es sensible a las condiciones de contorno de ω , lo que puede requerir ajustes empíricos en ciertas situaciones.
- Predicción en Flujos Libres: Puede no ser tan preciso en flujos libres lejos de las paredes comparado con el modelo $k-\epsilon$.

Existe una variante conocida como modelo $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport), diseñada para combinar los beneficios del modelo $k-\epsilon$ en la capa de mezcla libre y del modelo $k-\omega$ en la región cercana a las paredes. Desarrollado por Menter en 1994, el modelo $k-\omega$ SST tiene las siguientes mejoras y diferencias clave [35] [36]:

1. Mezcla de Modelos $k-\epsilon$ y $k-\omega$:
 - El modelo SST utiliza una función de mezcla para combinar el modelo $k-\omega$ en la región cercana a la pared y el modelo $k-\epsilon$ en la capa de mezcla libre. Esta mezcla mejora la precisión en ambas regiones.
2. Corrección de Shear Stress Transport:
 - El término de transporte de esfuerzo cortante se introduce para mejorar la predicción de los flujos con fuertes gradientes de velocidad, especialmente en regiones con separación de flujo.
3. Modificación de la Ecuación de ω :
 - La ecuación de ω se ajusta para reducir la sensibilidad a las condiciones de contorno lejanas a las paredes, lo que mejora la estabilidad y la precisión en flujos externos.

En conclusión, podemos decir que los distintos modelos para simular la turbulencia en fluidos ofrecen un abanico de herramientas que se ajustan a diversas necesidades y niveles de complejidad en el análisis. Los métodos más básicos, como los modelos de viscosidad turbulenta (RANS), son ampliamente utilizados debido a su bajo costo computacional y su capacidad para proporcionar resultados razonables en flujos donde las estructuras turbulentas no son el foco principal. Estos modelos promedian las ecuaciones de Navier-Stokes, simplificando el tratamiento de la turbulencia y permitiendo simulaciones más rápidas y eficientes, aunque a costa de una menor precisión en la predicción de fenómenos turbulentos detallados.

En contraste, los modelos más avanzados, como la Simulación de Grandes Escalas (LES) y la Simulación Directa de Turbulencia (DNS), ofrecen un nivel de detalle significativamente mayor al resolver directamente las estructuras turbulentas en diferentes escalas. LES se utiliza para capturar las estructuras turbulentas más grandes y modelar las más pequeñas, balanceando precisión y costo computacional, mientras que DNS resuelve todas las escalas de la turbulencia, proporcionando una representación extremadamente precisa del flujo, pero a un costo computacional muy elevado, debido a esto, no se profundiza en estos dos últimos modelos.

La elección del modelo depende de los objetivos específicos del estudio, los recursos disponibles y el nivel de precisión requerido, con un compromiso constante entre costo computacional y detalle en los resultados.

3.6 Esquemas de discretización

3.6.1 Método de volúmenes finitos

El método de volúmenes finitos (MVF) es una técnica numérica ampliamente utilizada para resolver ecuaciones diferenciales parciales (EDPs), especialmente en problemas de mecánica de fluidos y transferencia de calor. La idea principal del MVF es dividir el dominio espacial en volúmenes pequeños, denominados volúmenes de control, y aplicar las leyes de conservación sobre cada volumen de control [33].

Conceptos Fundamentales

1. Discretización del Dominio: El dominio continuo se divide en una malla de volúmenes de control. Cada nodo de la malla representa el centro de un volumen de control. La malla puede ser estructurada (regular) o no estructurada (irregular), como se muestra en la Figura 18, dependiendo de la geometría del dominio y la naturaleza del problema.

2. Volumen de Control: Un volumen de control es una región pequeña del dominio sobre la cual se aplican las leyes de conservación. El volumen de control puede ser de forma arbitraria, pero comúnmente se utilizan hexaedros en tres dimensiones y cuadriláteros en dos dimensiones.

3. Integración sobre el Volumen de Control: Las EDPs se integran sobre cada volumen de control. Para una EDP genérica, la forma integral puede escribirse como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \phi \, dV + \int_{\partial V} \mathbf{F} \cdot \mathbf{n} \, dS = \int_V S \, dV \quad (16)$$

Donde:

- ϕ es la variable dependiente (por ejemplo, temperatura, velocidad).
- V es el volumen de control.
- ∂V es la superficie que delimita el volumen de control.
- \mathbf{F} es el flujo de ϕ a través de la superficie ∂V .
- \mathbf{n} es el vector normal a la superficie.
- S es una fuente o sumidero.

4. Ley de Conservación: La ley de conservación se aplica a cada volumen de control. Esto garantiza que la cantidad total de la variable conservada dentro del volumen se mantenga, salvo los flujos que entran o salen y las fuentes internas.

De acuerdo con Jiyuan T. [33] el procedimiento del método de volúmenes finitos se puede generalizar de la siguiente manera:

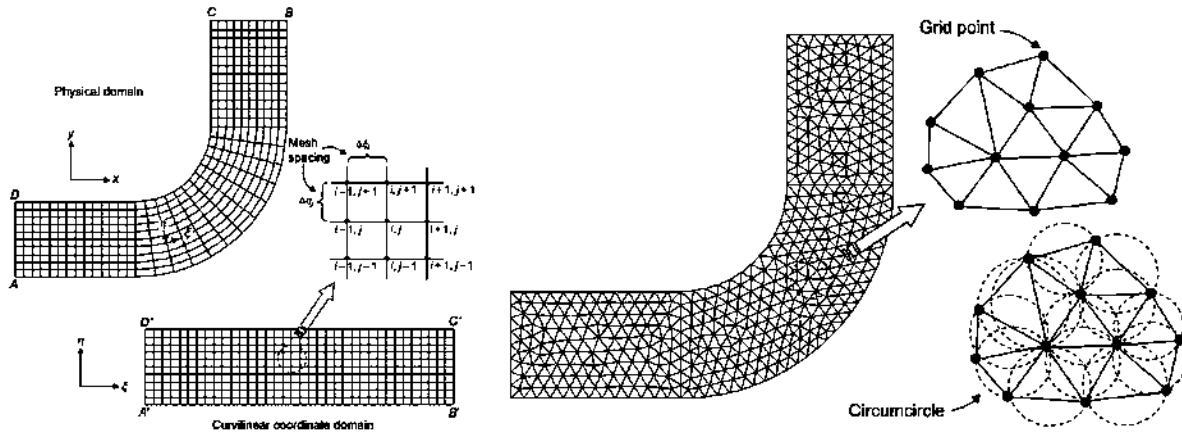


Figura 16 Ejemplo de malla estructurada (izquierda) y malla no estructurada (derecha) [33].

1. Definición de la Malla: Se discretiza el dominio en una malla adecuada al problema. La elección de la malla puede afectar la precisión y la estabilidad del método, Figura 18.
2. Formulación Integral: La EDP se escribe en su forma integral sobre cada volumen de control. Esto generalmente implica integrar tanto los términos de acumulación como los de flujo y fuente.
3. Aproximación de los Términos: Los integrales se aproximan utilizando técnicas numéricas. Por ejemplo, los flujos a través de las superficies se pueden aproximar mediante diferencias finitas o interpolaciones.
4. Ensamblaje del Sistema de Ecuaciones: Una vez aproximados los términos, se ensamblan las ecuaciones resultantes para todos los volúmenes de control en un sistema lineal o no lineal. Este sistema de ecuaciones se puede escribir como:

$$A\phi = b$$

Donde A es la matriz de coeficientes, ϕ es el vector de variables desconocidas y b es el vector de términos fuente.

5. Resolución del Sistema: El sistema de ecuaciones se resuelve utilizando métodos numéricos apropiados, como métodos iterativos (por ejemplo, Gauss-Seidel, Jacobi) o directos (por ejemplo, descomposición LU).
6. Postprocesamiento: Una vez obtenidas las soluciones, se realiza un análisis y visualización de los resultados para interpretar los resultados y verificar la precisión y validez de las soluciones.

Las ventajas que tiene el método de volúmenes finitos son: conservación rigurosa; el MVF garantiza la conservación de las cantidades físicas (masa, energía, momento) a nivel local y global. La adaptabilidad, puede manejar geometrías complejas y condiciones de contorno variadas. También la flexibilidad, compatible con mallas estructuradas y no estructuradas.

Las aplicaciones más comunes son en ámbitos como: dinámica de Fluidos Computacional (CFD), para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes. En transferencia de calor, para problemas de conducción, convección y radiación. También en simulación de Reactores Químicos, para el modelado de reacciones y flujos en reactores.

3.6.2 Algoritmos de acoplamiento

Los algoritmos de acoplamiento de los métodos pressure-based solver (PBS) y density-based solver (DBS) son dos enfoques fundamentales en la dinámica de fluidos computacional (CFD) para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes, que describen el flujo de fluidos. A continuación, se explican en detalle ambos métodos:

Pressure-Based Solver (PBS)

El enfoque basado en presión (PBS) es ampliamente utilizado para resolver flujos incompresibles o ligeramente compresibles. La idea principal es resolver las ecuaciones de continuidad y momento para obtener campos de velocidad y presión, Ferziger J. [35].

Conceptos Claves del PBS:

1. Ecuaciones de Navier-Stokes: Para un flujo incompresible, las ecuaciones gobernantes son:

Ecuación de continuidad (incompresible): $\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$

Ecuación de momento:

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{F}$$

2. Desacoplamiento de Velocidad y Presión: La ecuación de continuidad no contiene la presión explícitamente, mientras que la ecuación de momento sí lo hace. Para resolver este desacoplamiento, se utiliza un algoritmo iterativo.
3. Método SIMPLE: Un algoritmo común es el método SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations):

Paso 1: Inicialización: Se supone un campo de presión inicial p^* .

Paso 2: Resolver ecuaciones de momento: Con el campo de presión inicial, se resuelven las ecuaciones de momento para obtener un campo de velocidad provisional \mathbf{u}^* .

Paso 3: Ecuación de corrección de presión: Se deriva una ecuación de corrección de presión basada en la ecuación de continuidad para ajustar el campo de presión.

Paso 4: Actualización: Se actualizan los campos de presión y velocidad utilizando las correcciones obtenidas.

Paso 5: Iteración: El proceso se repite hasta que converjan los campos de presión y velocidad.

4. Variantes del SIMPLE:

SIMPLER: Mejora la convergencia resolviendo una ecuación de presión intermedia.

PISO: Un método más robusto para problemas transitorios, usando múltiples correcciones de presión en cada paso de tiempo.

Density-Based Solver (DBS)

El enfoque basado en densidad (DBS) es preferido para flujos compresibles donde la densidad varía significativamente, como en flujos a altas velocidades (supersónicos) Ferziger J. [35].

Conceptos Claves del DBS:

1. Ecuaciones de Navier-Stokes Compresibles: Para flujos compresibles, las ecuaciones gobernantes son:

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0$$

Ecuaciones de momento:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + F$$

Ecuación de energía:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot ((\rho E + p)u) = \nabla \cdot (u \cdot \tau + k \nabla T) + S_E$$

Donde τ es el tensor de esfuerzos viscosos, E es la energía total por unidad de volumen, k es la conductividad térmica, T es la temperatura, y S_E representa fuentes de energía.

2. Variables Conservadas: El DBS resuelve directamente para las variables conservadas (densidad, momento y energía total), lo que facilita la captura de ondas de choque y discontinuidades.
3. Ecuaciones de Estado: Para cerrar el sistema, se utiliza una ecuación de estado que relaciona presión, densidad y energía, como la ecuación de estado del gas ideal: $p = (\gamma - 1) \left(\rho E - \frac{1}{2} \rho u^2 \right)$, donde γ es el coeficiente adiabático.

4. Métodos Numéricos:

Método de Lax-Wendroff: Un método explícito de dos pasos que es de segundo orden en el tiempo.

Método de Roe: Un método basado en la aproximación linealizada de las ecuaciones de Euler.

Método de HLLC: Utiliza un esquema de resolución de flujo que maneja ondas de choque y discontinuidades de manera efectiva.

5. Solución Temporal: Los DBS generalmente emplean métodos explícitos o implícitos para la integración temporal. Los métodos explícitos son más simples, pero requieren pequeños pasos

de tiempo para estabilidad, mientras que los métodos implícitos permiten pasos de tiempo más grandes, pero son más complejos de implementar.

Comparación entre PBS y DBS

Pressure-Based Solver (PBS):

- Ideal para flujos incompresibles o ligeramente compresibles.
- Utiliza algoritmos iterativos para resolver campos de presión y velocidad.
- Más común en aplicaciones industriales debido a su robustez y simplicidad.

Density-Based Solver (DBS)

- Adecuado para flujos compresibles con variaciones significativas de densidad.
- Resuelve directamente para variables conservadas, facilitando la captura de fenómenos como ondas de choque.
- Utilizado en aerodinámica y problemas a altas velocidades.

Ambos métodos tienen sus aplicaciones específicas y ventajas dependiendo de la naturaleza del problema de flujo a resolver. La elección entre PBS y DBS se basa en las características del flujo, la precisión requerida y los recursos computacionales disponibles.

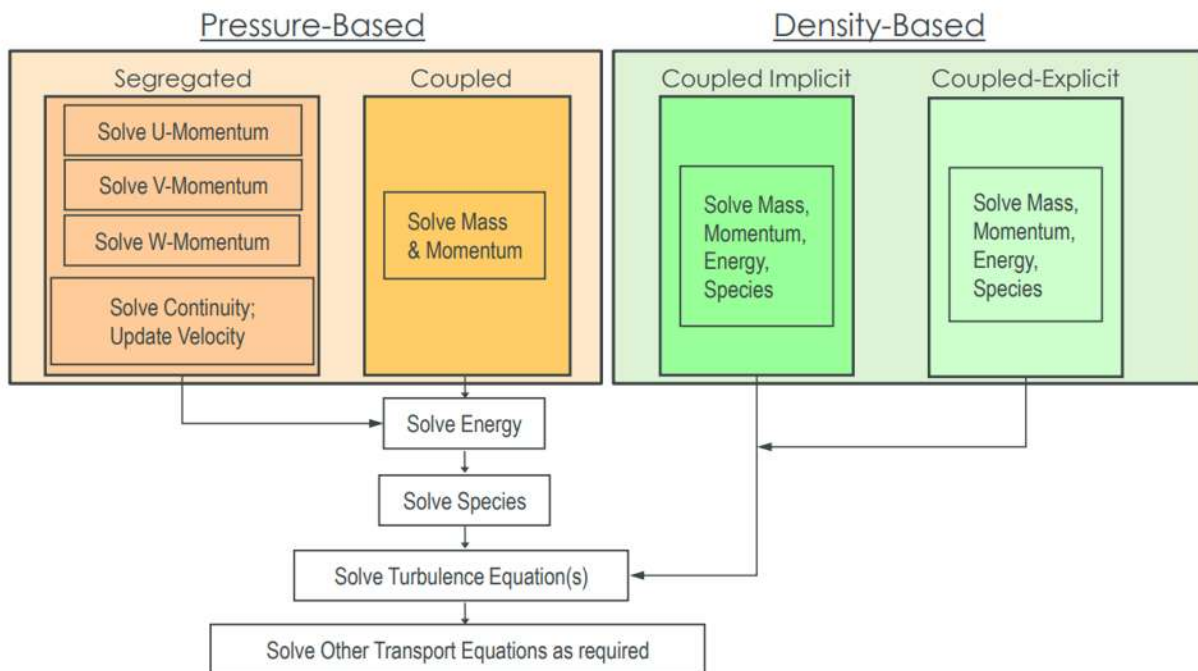


Figura 17 Mecanismo de funcionamiento entre PBS y DBS

4. METODOLOGÍA

En el presente capítulo se detallarán los pasos que se siguieron para realización del trabajo. De manera general se enuncian los pasos que se siguieron en la Figura 18, donde se ilustran de forma secuencial. Se abordarán dichos pasos con más detalle en secciones posteriores. Se emplearon distintos paquetes de software para llevar a cabo las distintas tareas mostradas, dichos softwares son: SolidWorks®, de la paquetería Ansys ® se utilizaron Space Claim, Desing Modeler, TurbuGrid y Fluent. A continuación, se explicará cómo y para que fueron empleados.

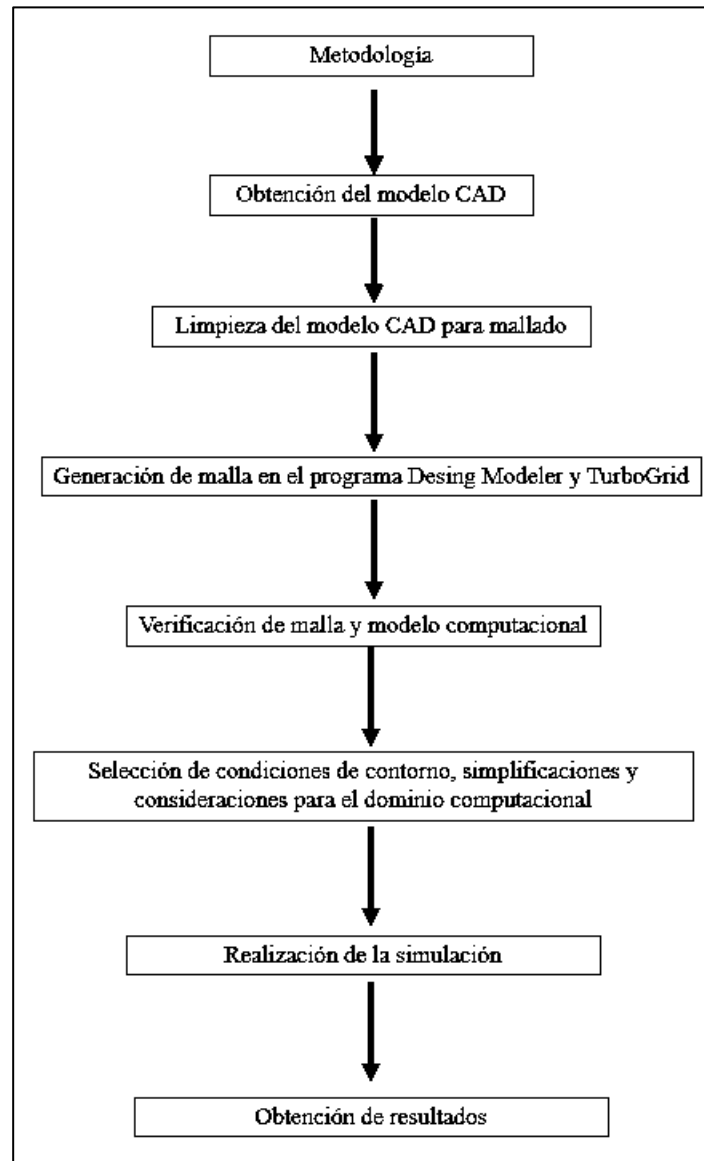


Figura 18 Metodología general

4.1 Obtención del modelo CAD

Se realizaron los modelos CAD de distintos componentes de la turbina que fueron claves para dar estructura a la simulación, dichos elementos son: álabe fijo de la primera etapa, álabe móvil de la primera etapa, diafragma de primera etapa, donde van alojados los álabes fijos, carcasa y rotor de la turbina. Figuras 19, 20 y 21. Dichos componentes fueron modelados en SolidWorks, para después ser ensamblados en el mismo programa de acuerdo con el diseño plasmado en dibujos. Además de permitir una representación virtual y real del modelo, permite una exploración y realización de medidas virtuales, que confirman que el modelo está correctamente ensamblado y es confiable realizar una simulación en ese modelo.

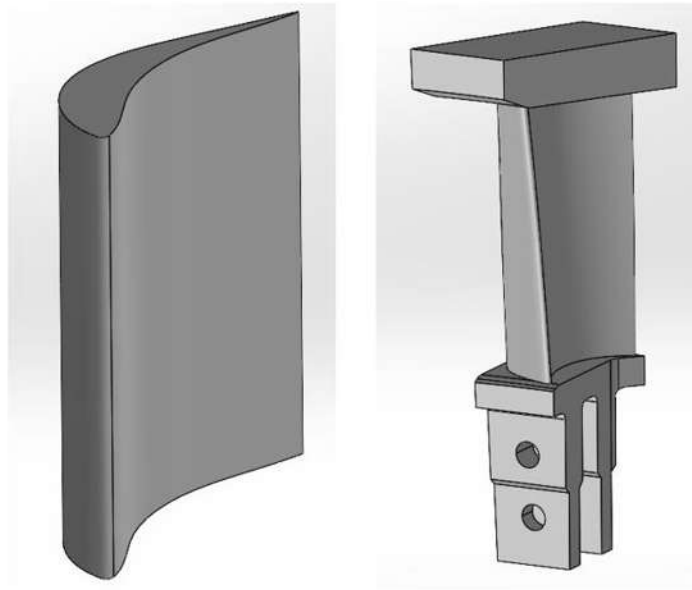


Figura 20 Álabe de estator (izquierda) álabe de rotor (derecha) ambos de primera etapa.

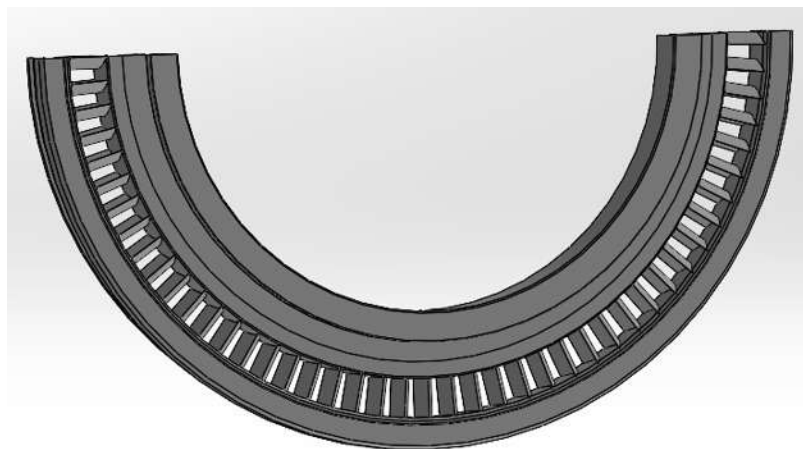


Figura 19 Mitad de diafragma con álabes de primera etapa.

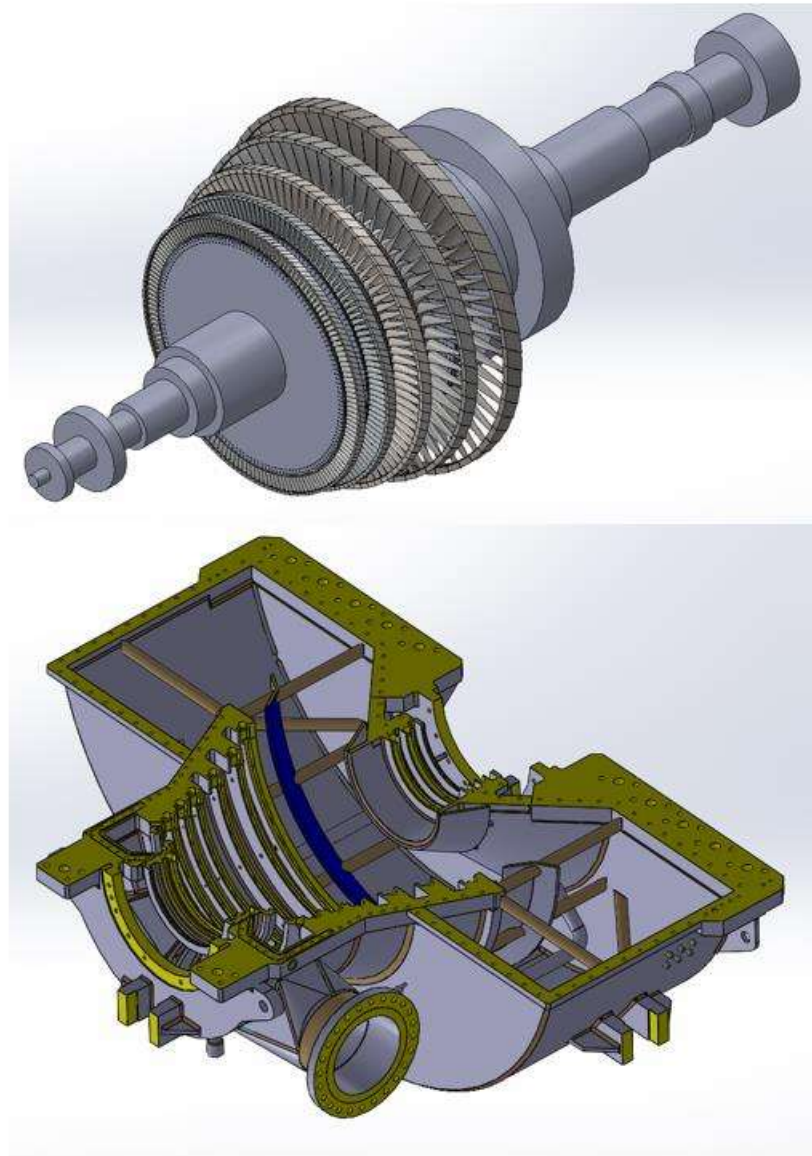


Figura 21 Rotor con cinco etapas de álabes y mitad inferior de carcasa.

4.2 Limpieza del modelo CAD para mallado

En el presente trabajo cuando se habla de la limpieza de un modelo CAD se refiere a quitar, suprimir o adecuar ciertos patrones y detalles geométricos (saltos, redondeos, cambios de forma abrupta, etc) o de diseño que son de poca o nula relevancia para el análisis y que a su vez hacen más robusta, de alto coste computacional y temporal la realización del mallado y posterior simulación fluidodinámica, de tal manera que el objetivo principal de esta limpieza es garantizar que el modelo sea lo más eficiente posible para la simulación, sin comprometer la precisión de los resultados, optimizando el tiempo y los recursos de cálculo. A continuación, se describen algunos pasos comunes en una limpieza de modelo CAD para simulaciones fluidodinámicas:

- Eliminar detalles innecesarios: Algunos elementos, como tornillos, agujeros pequeños o detalles de superficie que no afectan el flujo del fluido, se eliminan o simplifican para reducir la complejidad del modelo y el tiempo de simulación.
- Reparar geometrías: En muchos casos, el modelo CAD puede tener errores o problemas de geometría como bordes no conectados, huecos o superficies mal definidas. Estos errores deben corregirse para evitar que afecten el mallado y los cálculos fluidodinámicos.
- Simplificación de superficies complejas: Las superficies con demasiados detalles o rugosidades pueden dificultar el mallado, por lo que se suavizan o simplifican.
- Asegurar la estanquidad del volumen: Para las simulaciones de flujo interno, es necesario asegurarse de que el volumen de fluido esté completamente sellado, sin huecos ni fugas, para evitar errores en el análisis.
- Definición de dominios de fluido: En algunos casos, se debe definir explícitamente el dominio donde tendrá lugar el flujo del fluido, como conductos, cavidades, etc.
- Creación de un modelo simétrico: Si el problema es simétrico, puede ser útil modificar el modelo para aprovechar la simetría y reducir la carga computacional.

La limpieza del modelo CAD se realizó en dos partes, una que llamaremos general y otra específica.

Limpieza general: esta limpieza se realizó en el programa SolidWorks se quitaron elementos de gran tamaño y que estaban fuera de análisis, para fines prácticos la intención fue dejar y respetar la orientación y perfil de los álabes intactos, modificando únicamente las partes correspondientes al hub y shroud, respetando su longitud, como resultado se obtuvieron los modelos mostrados en la Figura 22.

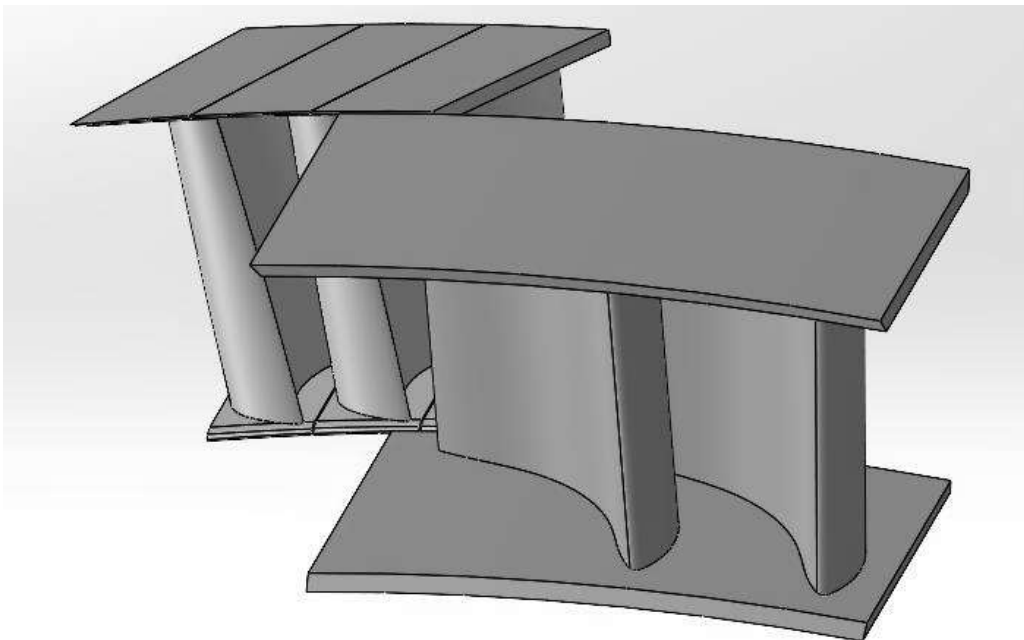


Figura 22 Limpieza de álabes de primera etapa.

Limpieza específica: en esta limpieza se empleó el programa SpaceClaim de Ansys, el cual tiene un apartado de herramientas que permite entre otras cosas unir caras y superficies, cerrar posibles espacios entre dos sólidos, unir dos cuerpos para formar un solo sólido, estas herramientas fueron usadas en la fase final de limpieza para hacer mas eficiente y de calidad la malla. En la Figura 23 podemos observar este panel de herramientas y aunque en apariencia no se observe gran cambio con respecto a la limpieza general pequeños detalles fueron arreglados y pulidos.

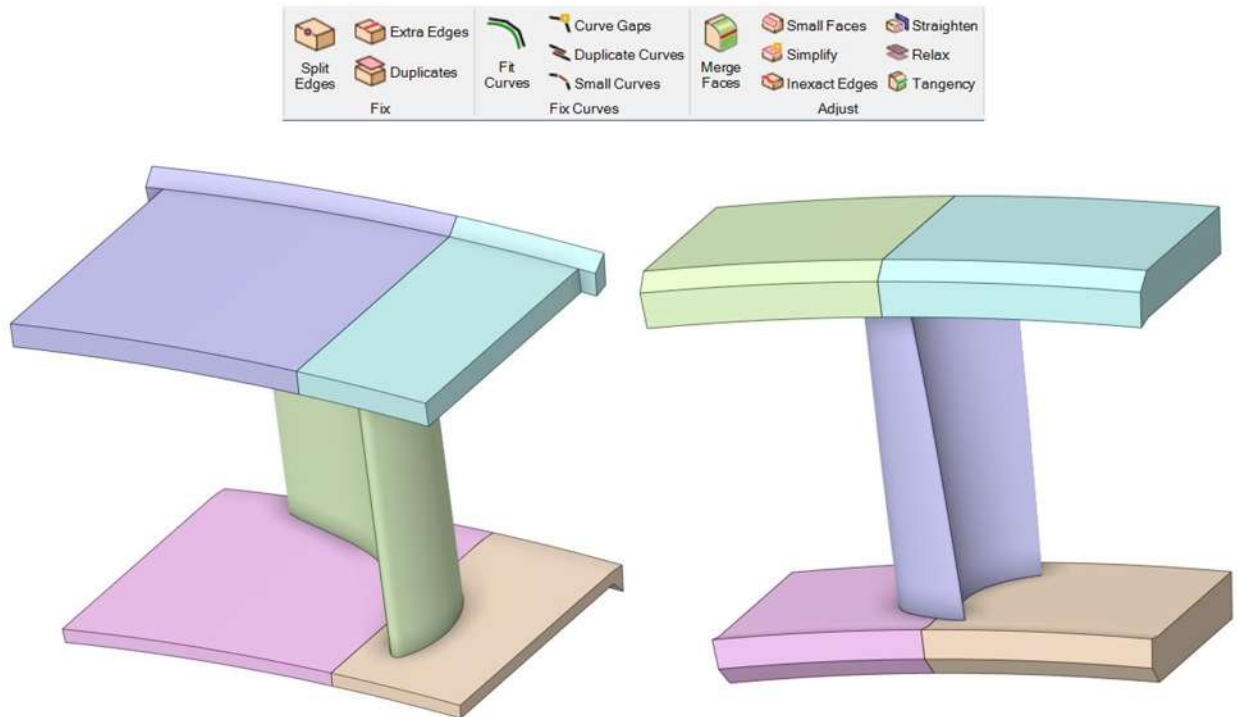


Figura 23 Limpieza específica de álabes de primera etapa.

4.3 Generación de malla

Para la generación de la malla una vez limpia la geometría se emplearon los softwares design modeler, blade modeler y Turbogrid. Es posible abrir la geometría en design modeler para configurar parámetros clave, de tal manera que existe un protocolo específico para manipular, colocar y realizar operaciones CAD cuyo fin es mapear la geometría. A continuación, se detallarán los pasos a seguir:

1. Importar la geometría previamente limpia, en formato IGES u otro.
2. El eje z debe coincidir con el eje de rotación de la turbina, además la geometría debe ser localizada en el plano zy y ser partida por el plano xz positivo.
3. Generar “Name selections” para los bordes del hub y shroud, para aplicar la operación revolver sobre estos bordes y como referencia el eje z.
4. Con la operación “merged” uniremos los cuerpos generados en el paso anterior, con la operación “slice by plane” partiremos la geometría por el plano xz, es importante que este corte pase por el álabe en su mayoría por su parte media.

5. Se crea un “meridional plane” que tiene como fin crear líneas correspondientes al hub, shroud, así como la parte delantera y trasera del álabe, esto dará como resultado un rectángulo.
6. En la parte de “blade editor” usaremos la operación “Flow path” asignaremos los bordes del rectángulo trazado en el paso anterior a sus correspondientes categorías, hub, shroud, inlet, outlet.
7. Dentro de la operación “flow path” debemos insertar “layers” (capas) intermedias que permiten mapear la geometría, por lo menos se recomienda usar 4.
8. En la sección “blade editor” usamos la operación “export points” y posteriormente generar. En la Figura 23 se puede observar el resultado final con todas las operaciones realizadas.
9. Por último en el entorno de workbench arrastramos un componente de sistemas “Turbogrid”.

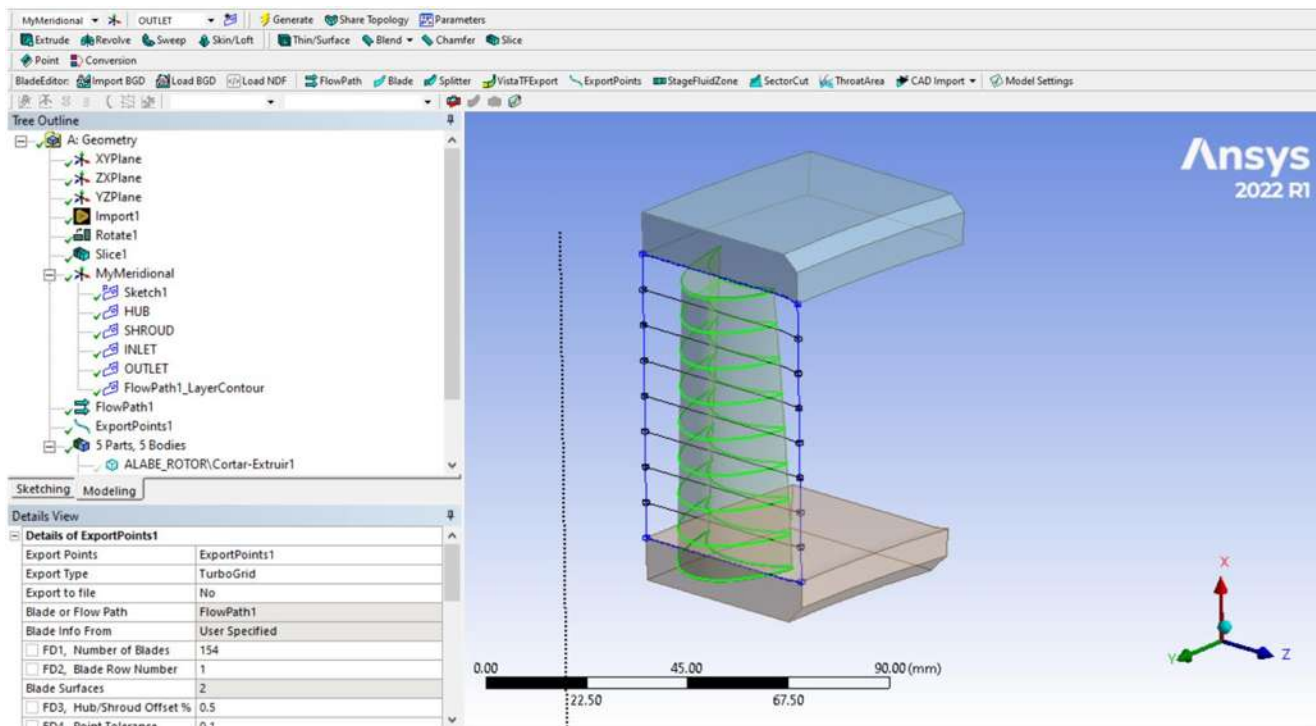


Figura 24 Generación de malla en blade modeler

Dentro de la literatura y documentos técnicos de ANSYS está registrado este protocolo que lleva por nombre “Import CAD Geometry in ANSYS TurboGrid via ANSYS BladeModeler”. Una vez mapeada la geometría ahora es turno de trabajar en “TurboGrid” donde se configurará la malla para usar en la simulación CFD.

Ansys TurboGrid es un software especializado en la generación de mallas estructuradas para geometrías de turbomaquinaria, como turbinas, compresores y ventiladores. Forma parte de la suite de simulación de Ansys y está diseñado para trabajar en conjunto con otros módulos de Ansys como Blade Modeler, CFX y Fluent, con el objetivo de crear mallas de alta calidad que optimicen el análisis de flujo en máquinas rotativas.

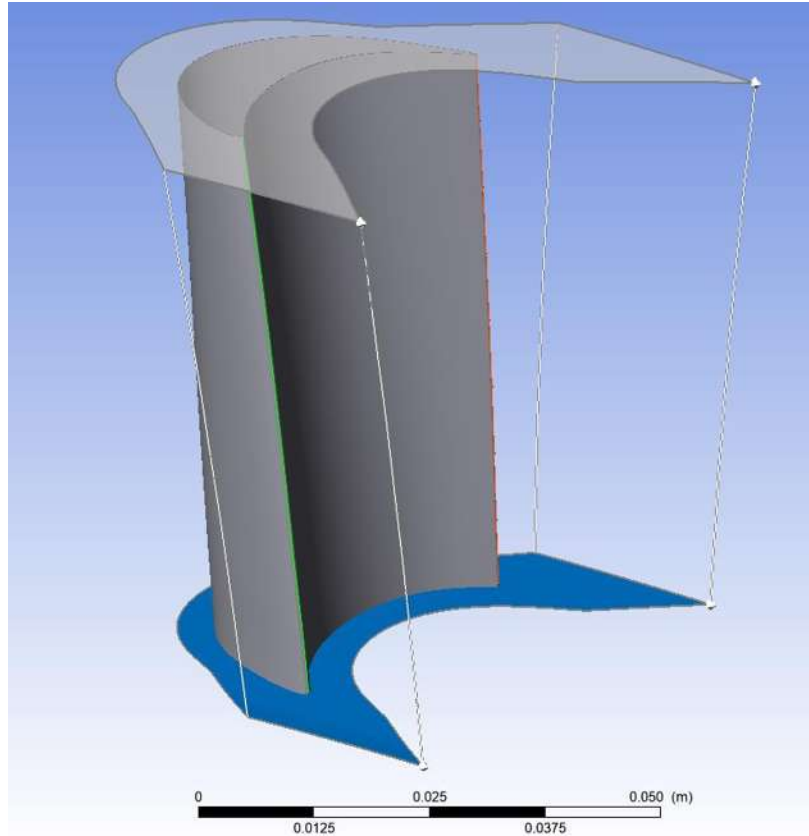


Figura 25 Geometría importada a TurboGrid

Algunas de las características de TurboGrid es que genera mallas estructuradas, lo que significa que los elementos de la malla están organizados de manera regular y se alinean con las superficies de las geometrías. Además, ofrece algoritmos de mallado que simplifican el proceso de creación de mallas de alta calidad, lo cual es especialmente útil en geometrías complejas como las de álabes y canales de flujo en turbomáquinas.

La interfaz de TurboGrid es amigable y está diseñada específicamente para flujos de trabajo en turbomaquinaria, permitiendo una configuración rápida y específica de malla para álabes y canales. TurboGrid ofrece opciones para configurar la malla cerca de las paredes de los álabes, ajustando el tamaño y la expansión de los elementos en la capa límite (near-wall).

TurboGrid está específicamente diseñado para su uso en el análisis de flujo de turbomaquinaria, y es ideal para los siguientes tipos de estudios:

- Turbinas de gas y vapor: Generación de mallas para analizar el rendimiento y la eficiencia de las turbinas, incluyendo la interacción entre los álabes y las pérdidas por fricción.
- Compresores axiales y radiales: Creación de mallas detalladas para estudiar la compresión de flujo y las pérdidas aerodinámicas en compresores.
- Ventiladores y bombas: Mallado de geometrías de álabes de ventiladores y bombas para analizar el flujo de fluido en estas máquinas.

Algunas de las principales ventajas de usar TurboGrid son las siguientes:

- Precisión: La estructura de malla estructurada y el control avanzado de near-wall permiten simulaciones CFD precisas, esenciales para estudios detallados de turbomaquinaria.
- Eficiencia: La capacidad de generar mallas automáticas de alta calidad permite ahorrar tiempo y esfuerzo en la preparación de simulaciones.

Dentro de la suite del software podemos encontrar la geometría exportada desde BladeModeler (Figura 25) donde observamos como se construye el canal de flujo alrededor del álabe, de igual manera mediante una línea de color verde distingue el lado de la entrada, mientras que con la línea rojo el lado de la salida, con un sombreado azul se distingue el hub y con un sombreado gris el shroud.

En lo que respecta a la creación de la malla, existen parámetros que podemos configurar en virtud del objetivo a lograr, un primer parámetro fue la topología de malla, la cual se refiere a la disposición y organización de los elementos que componen la malla en una geometría determinada. La topología define cómo están conectados y organizados los elementos (nodos, aristas, caras y volúmenes) en el dominio de la geometría para representar fielmente su forma y adaptarse a los requisitos de la simulación. En TurboGrid se tienen distintas topologías para elegir, para el presente trabajo se eligió “Single round round symmetric” como se muestra en la Figura 26, esta topología es ideal para simulaciones en las que se busca un compromiso entre precisión y eficiencia computacional, permitiendo una buena calidad de malla para geometrías y flujos simétricos. Esta configuración ofrece una malla equilibrada y uniforme. Esta decisión se tomó debido a los recursos computacionales con los que se contaba, sin embargo, existen topologías como “Single round round refined” (Figura 26) la cual tiene una mayor densidad de malla en zonas críticas del álabe como el borde de ataque y de salida, zonas de alta, baja presión y capa límite, no obstante, esto incrementa significativamente el número de elementos y nodos, lo cual a su vez su coste computacional.



Figura 26 Topologías “Single round round symmetric” (izquierda) y “Single round round refined” (derecha)

Muchos otros parámetros y configuraciones pueden ser impuestos en lo que respecta a las partes que conforman el álabe, para este caso se enfocó en tres parámetros clave:

- Número de nodos y elementos
- Factores de expansión para zonas cercanas a la pared (near wall expansion rates)
- Parámetros de distribución en el sentido de envergadura del álabe (spanwise blade distribution parameters)

Se trabajó de manera separada en las mallas del estator y rotor, pero siguiendo la misma topología y configuración de parámetros, al menos un total de 30 mallas fueron realizadas hasta encontrar una malla con buena relación entre calidad y costo computacional. La creación de mallas es todo un reto en el mundo CFD de ello dependen múltiples factores como la convergencia, resultados realistas de la simulación, costo computacional entre otros. En las figuras 28 y 29 se pueden observar las mallas realizadas tanto para estator como rotor, es importante mencionar que dichas mallas se repiten dependiendo el número de álabes, para estator 90 y para rotor 154. En la Figura 27 se observa cómo se acoplan las mallas, para este caso rotor se acoplaron 10 ejemplares.

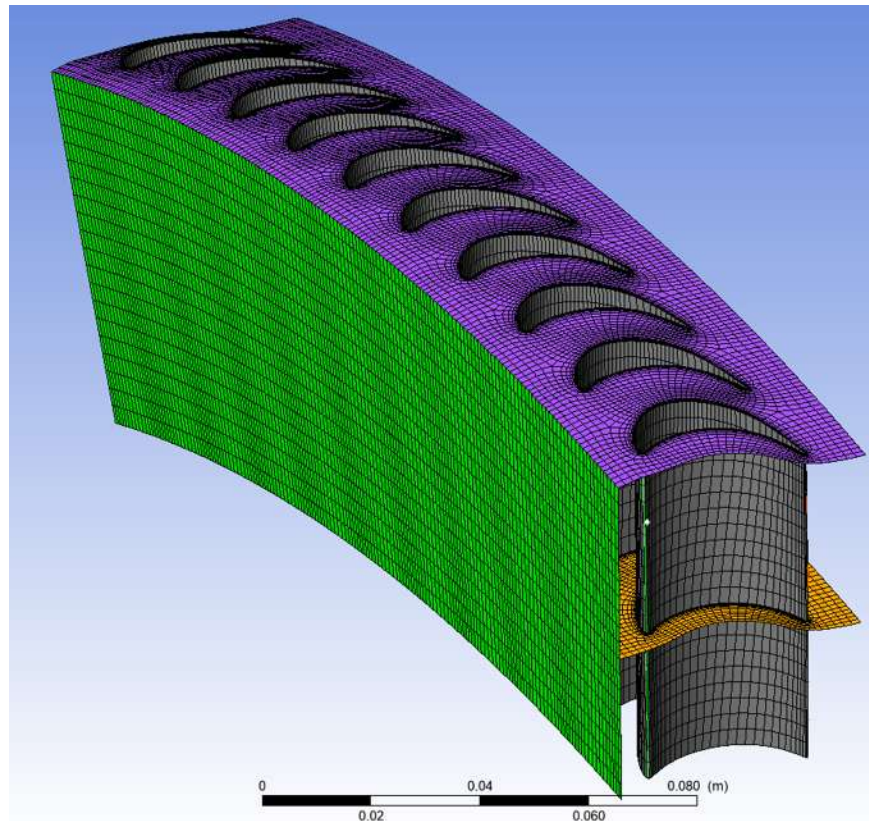


Figura 27 Acople de mallas de álabes de rotor.

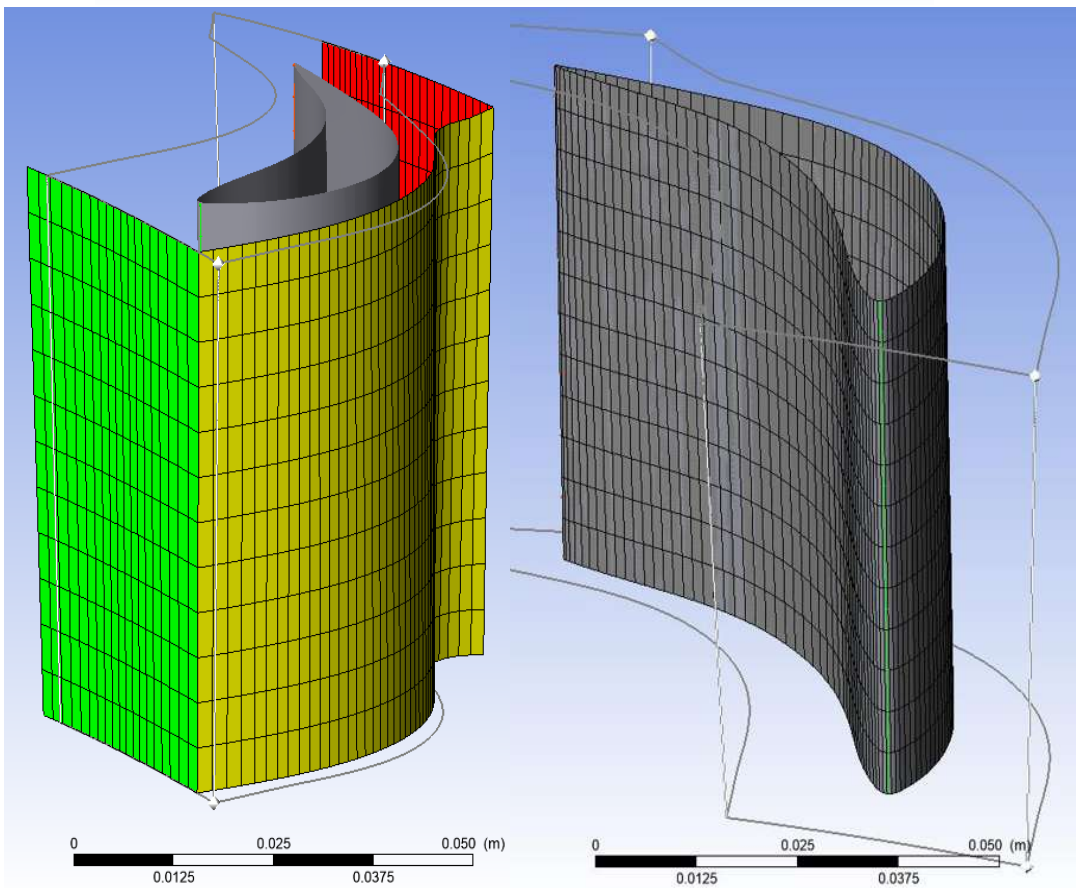
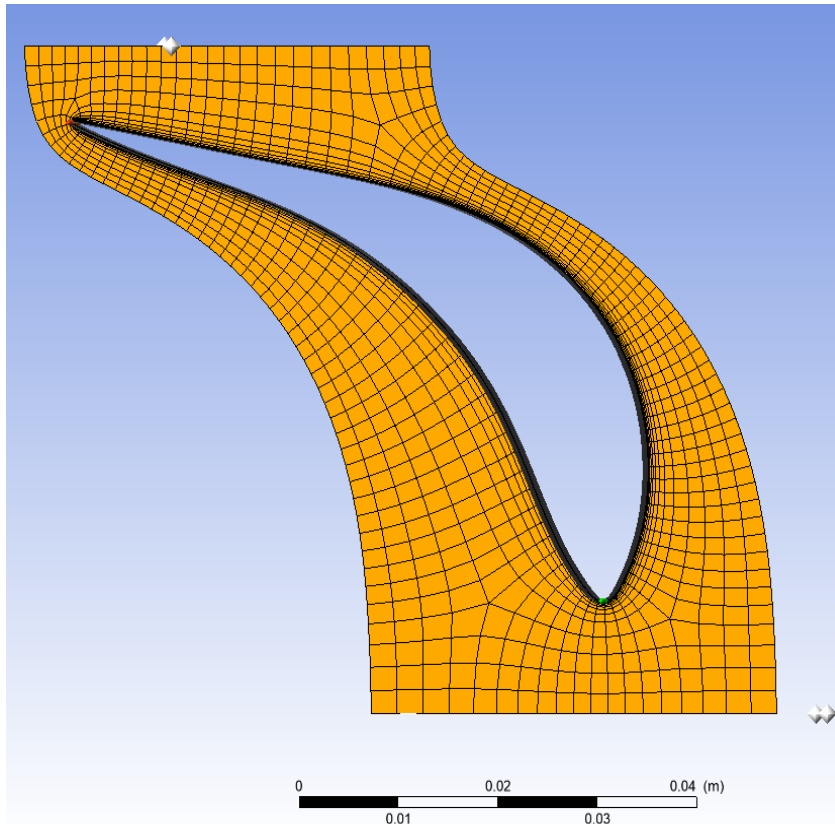


Figura 28 Mallado estructurado correspondiente a álabe de estator.

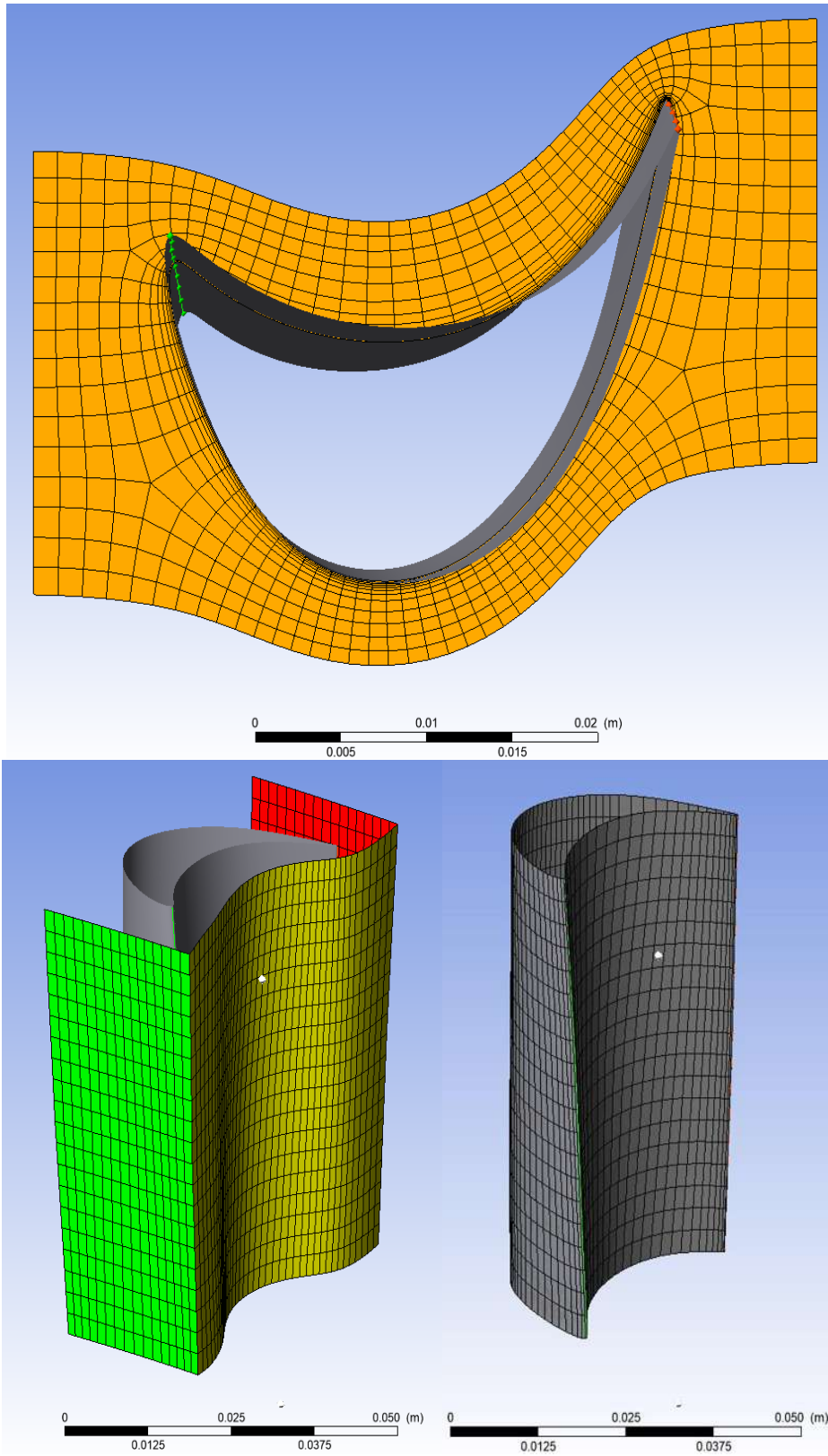


Figura 29 Mallado estructurado correspondiente a álabe de rotor.

4.4 Verificación de malla y modelo computacional

La verificación de la malla y el modelo computacional en CFD es fundamental para garantizar la precisión y estabilidad de las simulaciones. Este proceso asegura que los resultados obtenidos son fiables y representativos de las condiciones físicas del sistema que se estudia. La malla es una representación discretizada del dominio de estudio. Una malla de buena calidad, sin celdas deformadas o elementos con altas relaciones de aspecto, es crucial para evitar problemas de convergencia y garantizar la precisión.

Para capturar adecuadamente fenómenos complejos como capas límite, regiones de alta velocidad o áreas con grandes gradientes de presión, se suele hacer un refinamiento local de la malla en estas zonas. En CFD, se realiza también un análisis de independencia de la malla (Grid Independence Study) para asegurar que el refinamiento adicional no cambia significativamente los resultados.

La American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA) desarrolló un marco de Verificación y Validación (V&V) para simulaciones computacionales de dinámica de fluidos que busca garantizar la precisión y confiabilidad de los resultados. Este marco es un estándar ampliamente utilizado en la industria aeroespacial y en otras áreas donde las simulaciones computacionales son esenciales [37]. A continuación, abordaremos a que hacen referencia estos dos conceptos:

1. Verificación

La verificación responde a la pregunta: ¿Estamos resolviendo las ecuaciones correctamente? Esto implica asegurarse de que el modelo matemático se ha implementado correctamente y que el software simula las ecuaciones de forma precisa. En la verificación se distingue entre dos componentes:

- **Verificación del Código:** Se centra en asegurar que el código de simulación esté libre de errores y que resuelva las ecuaciones matemáticas correctamente. Esto incluye:
 - Pruebas de Convergencia de Malla: Realizar pruebas de refinamiento de malla para evaluar si los resultados se estabilizan conforme se aumenta la resolución.
 - Pruebas de Consistencia y Exactitud: Evaluar si los métodos numéricos usados (esquemas de discretización, integradores de tiempo) producen soluciones precisas para problemas de referencia conocidos.
 - Revisión del Código: Aplicar pruebas de depuración y evaluación exhaustiva del software para eliminar errores de programación y asegurar la correcta implementación de las ecuaciones.
- **Verificación de la Solución:** Una vez verificado el código, se debe garantizar que la solución obtenida para un caso específico es precisa. Esto incluye:
 - Evaluación de la Convergencia Numérica: Observar los residuos y verificar la convergencia de las ecuaciones para asegurarse de que la simulación ha alcanzado una solución estable y precisa.

- **Análisis de Independencia de la Malla:** Realizar estudios de refinamiento de malla hasta que los resultados sean insensibles a la resolución.

2. Validación

La validación responde a la pregunta: ¿Estamos resolviendo las ecuaciones correctas? Se trata de asegurar que el modelo matemático utilizado representa adecuadamente el fenómeno físico real.

- **Comparación con Datos Experimentales:** La validación implica comparar los resultados de simulación con datos experimentales u observacionales. Esto permite verificar que el modelo representa la física correctamente dentro de un margen de error aceptable.
 - **Experimentos de Referencia:** Se usan datos de experimentos controlados, como túneles de viento en estudios aeroespaciales, para evaluar la precisión del modelo. Los experimentos de referencia deben ser bien documentados y repetibles.
 - **Definición de Criterios de Éxito:** Establecer criterios de comparación (como tolerancias en velocidad, presión o temperatura) que permitan cuantificar la discrepancia entre los resultados experimentales y simulados.
- **Evaluación de Sensibilidad y Parámetros:** Realizar estudios de sensibilidad para ver cómo varían los resultados frente a cambios en parámetros como la densidad, viscosidad o condiciones de contorno.

Esta metodología es robusta y proporciona bases sólidas para simulaciones confiables, sin embargo, es importante mencionar que este procedimiento debe ser adaptado al contexto de la simulación, es decir, está limitada a cuestiones como la disponibilidad de recursos computacionales, datos experimentales, laboratorios de pruebas fluidodinámicas, instrumentos y equipos de medición entre otros. Dicho esto, es importante mencionar que para el presente trabajo no se contaban con datos ni muestras experimentales, solo se contaba con los datos a la entrada de la carcasa y la presión a la salida de la turbina e incluso dichos datos son de forma ideal, por lo cual la parte de la validación no podría ser abordada, no obstante, podemos estimar ciertos rangos para los datos finales de manera razonable con ayuda de trabajos similares. Para evaluar la parte de la verificación en lo que la malla respecta se realizó pruebas de convergencia de malla y análisis de independencia de malla, esto se denomina convergencia espacial de malla, a continuación, se hablará de la técnica empleada.

4.4.1 Extrapolación de Richardson

La extrapolación de Richardson fue desarrollada por el matemático y físico británico Lewis Fry Richardson a principios del siglo XX. Richardson fue un pionero en el uso de métodos numéricos para resolver problemas de física y meteorología, y su trabajo sentó las bases para la computación moderna en estas áreas. Su método de extrapolación se ideó para mejorar la precisión en los cálculos numéricos de derivadas e integrales y, con el tiempo, fue adoptado en áreas como la dinámica de fluidos computacional (CFD) para estimar y reducir los errores de discretización.

En CFD, la extrapolación de Richardson se utiliza en los estudios de independencia de malla para evaluar la precisión de una simulación. En este contexto, se divide el dominio en una malla de

celdas discretas donde se resuelven las ecuaciones de flujo, y el tamaño de estas celdas afecta la precisión del cálculo. Un estudio de independencia de malla implica resolver el mismo problema en mallas de distintas densidades (es decir, diferentes tamaños de celda) y observar si los resultados convergen conforme la malla se refina.

Al aplicar la extrapolación de Richardson, se obtienen los resultados en al menos tres niveles de malla diferentes. Esto permite no solo estimar el valor de la solución con una malla infinitamente fina, sino también cuantificar el error de discretización en cada nivel de refinamiento.

En cuanto al fundamento matemático de la extrapolación de Richardson se basa en la idea de que el error de discretización de un esquema numérico disminuye como una potencia del tamaño de la malla h . La solución numérica $f(h)$ en función del tamaño de malla h se puede aproximar mediante la expansión:

$$f(h) = f_{exacto} + Ch^p + O(h^{p+1}) \quad (17)$$

Donde:

- f_{exacto} es el valor de la solución en una malla infinitamente fina.
- C es una constante que depende del problema.
- p es el **orden de convergencia** del método numérico (por ejemplo, si el esquema es de segundo orden, $p = 2$).

Para aplicar el método, se realiza la simulación en al menos tres mallas con tamaños de celda h , $h/2$, y $h/4$. Al resolver el sistema de ecuaciones generado, se obtiene una estimación de f_{exacto} y se puede estimar el error de discretización en cada nivel de malla.

Otra forma de representar la extrapolación de Richardson es como lo expresa Herrera N. [38] donde podemos utilizar el número de nodos en vez del tamaño de celda, lo cual resulta conveniente, para el tipo de malla que tenemos, la ecuación sería la siguiente:

$$f_{ext} = \frac{f(N_2) - r^p f(N_1)}{1 - r^p} \quad (18)$$

Donde:

- $f(N_1)$ $f(N_2)$ son los resultados de las simulaciones en mallas con N_1 (malla gruesa) y N_2 (malla fina) nodos respectivamente.
- r es la relación de refinamiento en términos de nodos, definida como $r = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{\frac{1}{d}}$ donde d es la dimensión del problema.
- p es el orden de convergencia.

Para estimar el error de discretización el cual se entiende es causado por no utilizar el mallado que sea capaz de modelar las escalas de precisión donde los fenómenos suceden, entonces usaremos la siguiente expresión:

$$e_r = \frac{f_{ext} - f(N)}{f_{ext}} \quad (19)$$

Donde:

- f_{ext} es valor obtenido en la extrapolación de Richardson.
- $f(N)$ es valor medido y obtenido en la simulación y correspondiente a un determinado número de nodos.

En el capítulo posterior se hará uso de esta herramienta para justificar el tamaño de malla y cuantificar el error producido y de esta forma cumplir con el requisito de verificación en la simulación.

4.5 Selección de condiciones de contorno, simplificaciones y consideraciones para el dominio computacional

Como se vio en secciones anteriores se realizó una limpieza donde se retiraron elementos que hacían más robusta la simulación pero que no aportaban, no eran detalles críticos o para simplificar la simulación se omitieron (como ejemplo los sellos de vapor de la primera etapa). En lo que respecta al modelo computacional, en un principio se tomó la decisión de partirlo en dos debido a que el total de elementos entre la malla del rotor y malla del estator eran de 4,997,800, lo cual debido a los recursos computacionales con los que se contaba, la simulación resultaba ser exigente para el ordenador, de tal manera que al dividirlo obtuvimos una cantidad de 2,498,900 por mitad. En la Figura 30 se observa el dominio computacional ya exportado en el software Fluent, donde las flechas azules indican la sección de entrada y las rojas la sección de salida. Sin embargo, los resultados obtenidos en simulaciones preliminares no resultaron ser congruentes, se teorizó que esto fue resultado de no tener una continuidad en todo el anillo de la salida de la carcasa. Debido a esto se tomó la decisión de simular la rueda completa en la cual, para las condiciones de frontera en la entrada se configuró un “Velocity Inlet” y como datos de entrada se tomó las velocidades de salida de la carcasa de la simulación realizada por Gonzáles R. [3] dichos datos se capturaron en una opción para exportar que permite Fluent llamada “perfil”. Para la parte de la salida se configuró un “Mass Flow outlet” el cual debido a consideraciones y simplificaciones que veremos más adelante era posible poner como condición de salida. Para las paredes de las turbinas se configuraron las condiciones de “no deslizamiento” y “paredes estacionarias”. No obstante, y de igual manera que en el primer intento los resultados no fueron del todo satisfactorios, las dificultades enfrentadas fueron en relación con las condiciones de frontera en la entrada, con la opción “Velocity Inlet” y el perfil de velocidades mencionado arriba las velocidades eran congruentes e idénticas con las que obtuvo Gonzáles R. en su estudio, pero los campos de presión en la entrada no, lo cual afectaba en gran medida la simulación en los álabes y arrojaba resultados de presión fuera de rangos. Se cambió la condición de entrada por un “Pressure Inlet” no obstante, ocurrió algo similar, se respetaban los valores de presión en la entrada, pero no así los valores de

la velocidad, se trabajó arduamente en estas configuraciones tratando de obtener buenos resultados, pero sobre todo congruentes y dentro del rango lógico, largas jornadas de trabajo fueron invertidas, sin obtener los resultados deseados. Finalmente se llegó a la conclusión de que la mejor opción era acoplar el dominio computacional de Gonzáles R. en esta caso la carcasa y el dominio computacional de los álabes de la primera etapa, esto se logró en parte al acceso que obtuvo a un recurso computacional de mejores prestaciones, con este acople se logró tener una simulación más robusta, durante esta etapa el trabajo en las mallas y su acople fue arduo, la configuración de interfaces y la concordancia espacial entre mallas fueron todo un reto. De tal manera que la malla final quedó compuesta por 6,878,805 nodos y 6,251,035 de elementos, en la Figura 31 podemos observar como quedaron acopladas estas mallas. Para sus condiciones de frontera, en la entrada de la carcasa se colocó un “Pressure inlet” y en la salida un “Mass Flow outlet” en la Tabla 2 se muestran datos reales de operación de la turbina, los cuales sirvieron como valores de entrada y salida así calcular parámetros del fluido de trabajo. A continuación, también enunciaremos las consideraciones y simplificaciones que se hicieron para simplificar y reducir el gasto computacional de la simulación:

- No hay transferencia de calor al exterior ni hacia las paredes de álabes.
- La temperatura del fluido se mantiene constante.
- Simulación en estado estacionario.

La simulación se llevó a cabo en una computadora de la facultad de ingeniería mecánica de la Universidad autónoma de Coahuila con las siguientes especificaciones: procesador Intel® Xeon® CPU E5-2630 v4 @ 3.20 GHz y memoria RAM instalada de 64 Gb.

Propiedad	Valor
Flujo másico de operación	57.925 kg/s
Presión de admisión	8.29 Bar
Temperatura de admisión	171.9 °C

Tabla 2 Datos reales de operación de la turbina geotérmica de los Humeros Puebla.

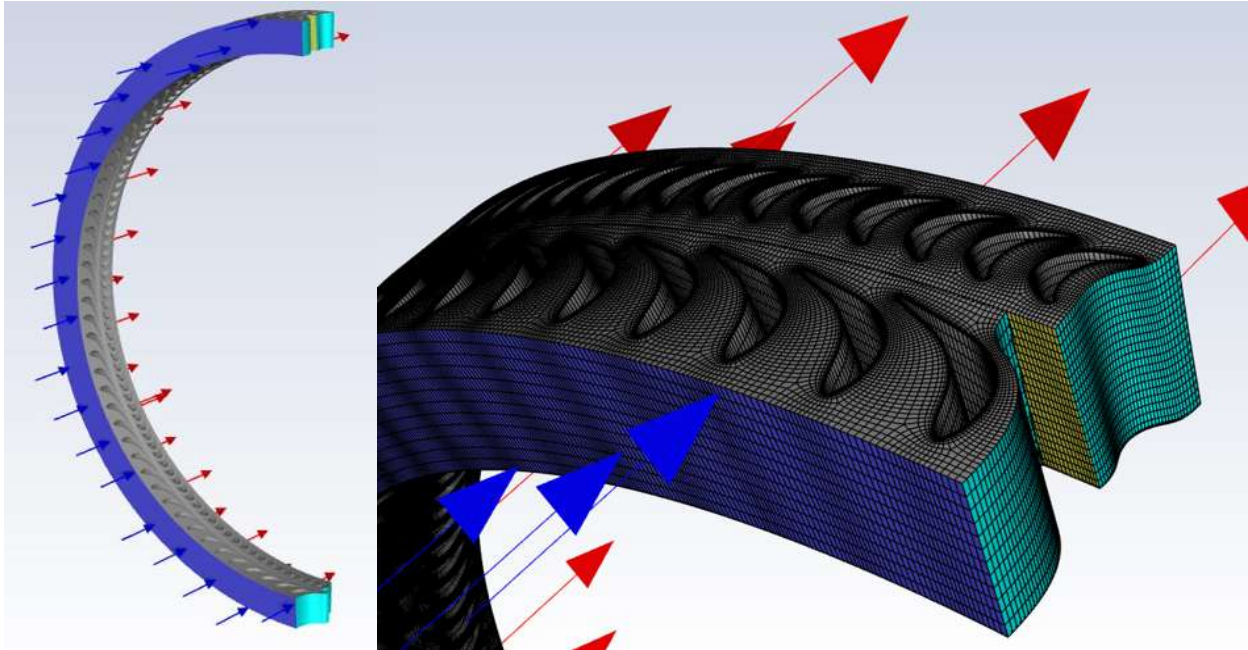


Figura 30 Dominio computacional de álabes de rotor y estator.

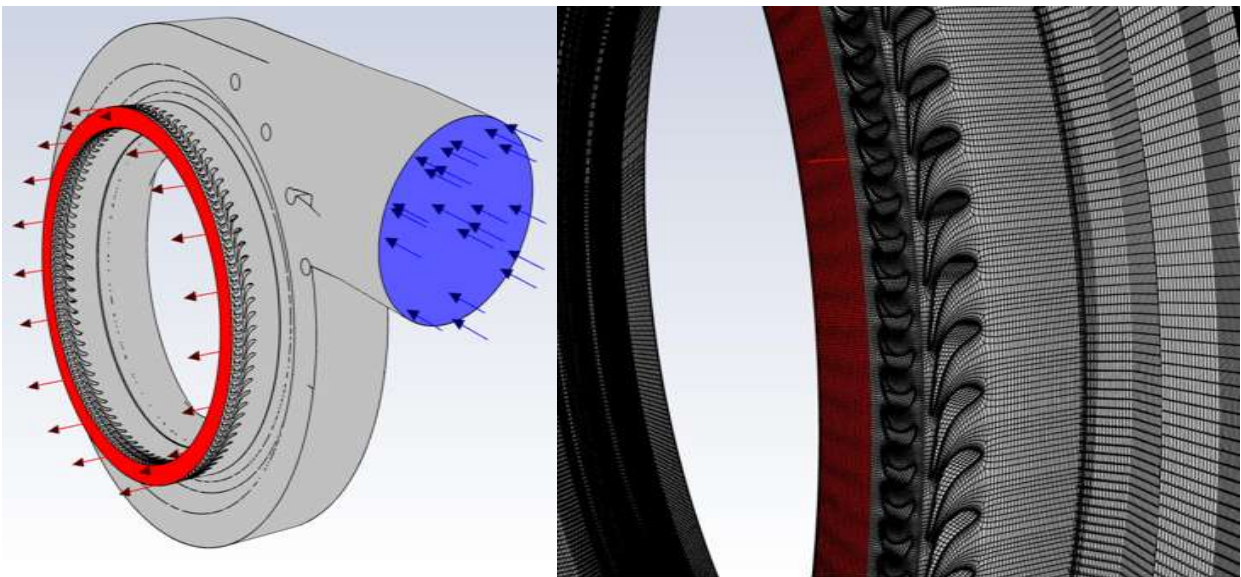


Figura 31 Acople de dominio computacional de carcasa y 1ra etapa de álabes.

5. ANALISIS Y RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos en el paso de verificación que nos permite comprobar la correcta discretización de los modelos generados. Finalmente presentaremos los resultados obtenidos durante la realización de la simulación, se comparan resultados de distintos casos propuestos, así como una interpretación de los datos.

5.1 Verificación de mallas de álabes mediante la extrapolación de Richardson

En la sección 4.4.1 se presentó la extrapolación de Richardson como un método para verificar el dominio computacional discretizado y cuantificar el posible error. También se expuso que el método funciona con el número de nodos de la malla, lo cual resulta bastante conveniente, resulta evidente que conforme vamos aumentando el número de nodos en una malla esta se acerca más a un medio continuo. Sin embargo, como se ha advertido, incrementar el número de nodos (o elementos) conlleva de igual forma un aumento significativo en el gasto computacional. En el presente trabajo, el objetivo con respecto a la malla fue lograr un equilibrio entre densidad de malla, calidad de los elementos y un margen de error aceptable en los resultados.

La extrapolación de Richardson se empleó para ambos álabes; estator y rotor, en ambos casos se emplearon 6 mallas con diferente número de nodos. Se muestra un primer análisis para las mallas generadas de álabe de estator, en la Tabla 3 se muestran la cantidad de nodos por malla generada. Además, se eligió un punto de interés para medir la variable a extrapolar, en este caso la velocidad, las coordenadas del punto de referencia son las siguientes: (0.5831, 0.0287, 0.0718) coordenadas en metros, en la Figura 32 se puede visualizar la ubicación del punto dentro del dominio del álabe de estator, este punto se eligió ya que está próximo a la salida del estator, donde tenemos un flujo más desarrollado y direccionado por los álabes, la cual es la función de los álabes de estator, de tal manera que resulta en una zona de interés.

Mallas generadas para álabes de estator	
Malla 1	21619 nodos
Malla 2	20176 nodos
Malla 3	18083 nodos
Malla 4	15468 nodos
Malla 5	14179 nodos
Malla 6	12760 nodos

Tabla 3 Nodos por cada malla generada en estator.

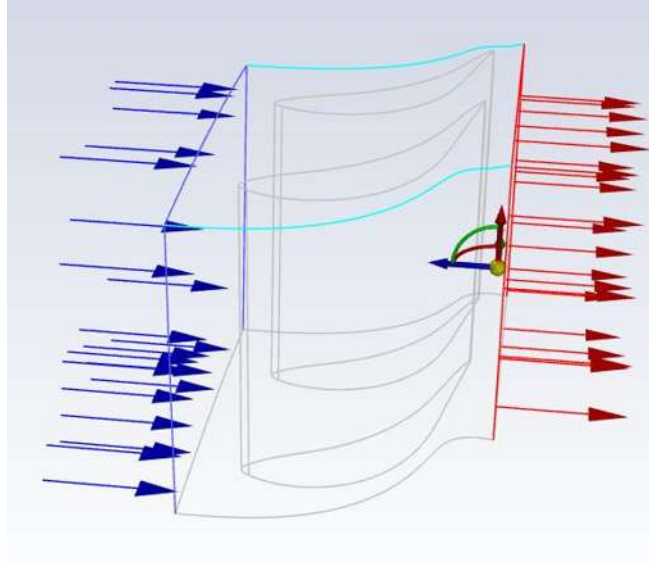


Figura 32 Ubicación del punto de referencia para la malla de álabes de estator.

Haciendo uso de la Ecuación 18 se obtuvieron los valores correspondientes extrapolados f_{ext} para los órdenes de convergencia $p = 1$ y $p = 2$, en la Tabla 4 podemos observar los valores obtenidos, en la Tabla 5 observamos la comparación entre los valores obtenidos en el punto de interés en distintas mallas, su valor extrapolado y el error obtenido según el orden de convergencia p .

Esquema de discretización	f_{ext} (velocidad)
$p = 1$	246.886938 m/s
$p = 2$	250.152486 m/s

Tabla 4 Valor de velocidad obtenido mediante la extrapolación de Richardson para los álabes de estator.

Malla	Nodos	r	f	$f(p = 1)$	$f(p = 2)$	E1(%)	E2(%)
1	21619	1.0000000	253.3437	246.88694	250.15249	2.6152707	1.2757074
2	20176	1.0232934	253.4941			2.6761893	1.3358307
3	18083	1.0613412	253.5718			2.7076611	1.3668918
4	15468	1.1180652	253.4037			2.6395733	1.2996928
5	14179	1.1509682	253.4387			2.6537498	1.3136842
6	12760	1.1921429	253.542			2.6955908	1.354979

Tabla 5 Valores de variable en punto de interés (estator) y error de acuerdo con el orden de convergencia (f , $f(p = 1)$ y $f(p = 2)$ en m/s).

Es posible graficar una función f en función de r para obtener una representación gráfica de la ubicación de los puntos (valores obtenidos en la simulación) y observar cómo se apegan o alejan de los órdenes de convergencia, dicha función es:

$$f(r) = f_{ext} + \eta r^p \quad (20)$$

Donde:

$$\eta = \frac{f_{ext} - f(N)}{r(N)^p} \quad (21)$$

- $f(N)$ es el valor calculado en la malla más densa del estudio.
- $r(N)^p$ es el valor para α en función de la malla más densa.

La gráfica correspondiente a los valores obtenidos para el estudio de los álabes de estator es la siguiente:

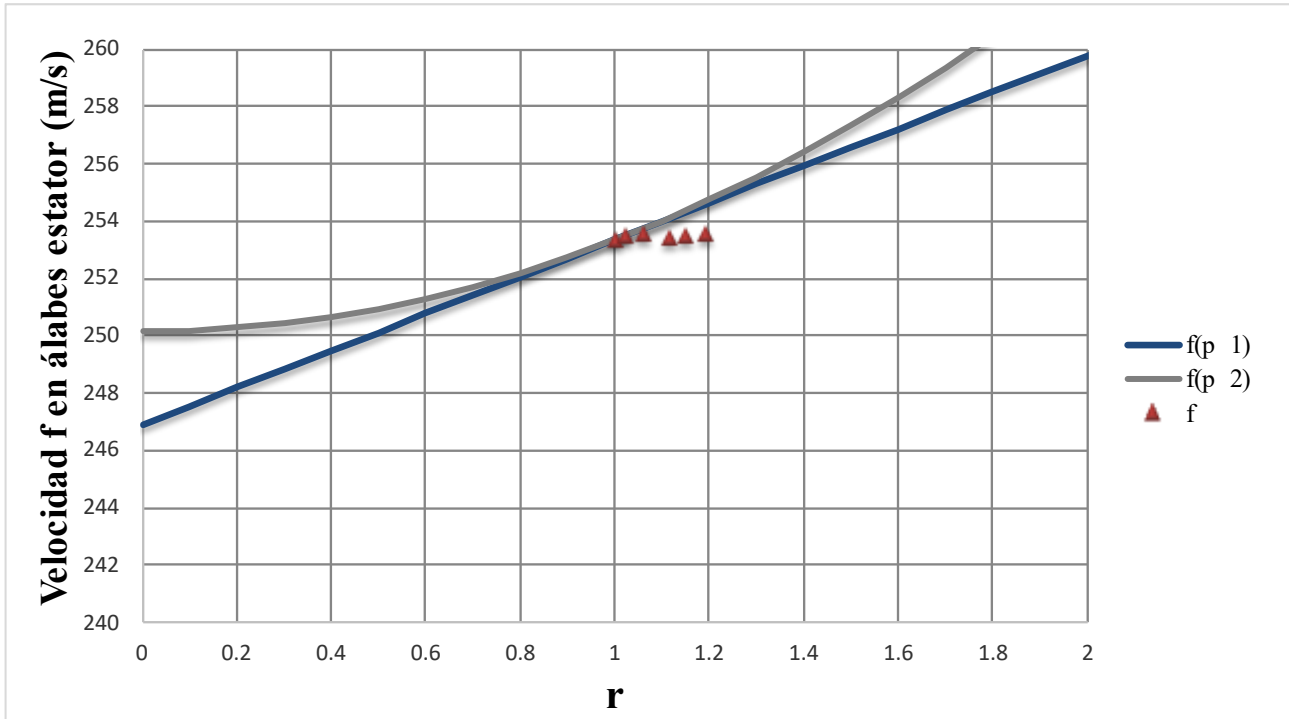


Figura 33. Gráfica de convergencia para las mallas de álabe de estator.

De la misma forma, se sigue el mismo método para presentar los resultados de verificación de las mallas generadas para el álabe de rotor, una vez presentados estos datos, se dará pie a la interpretación de los valores extrapolados, los errores obtenidos y la representación gráfica para ambos casos, álabes de estator y rotor.

Se generaron 6 mallas con distintas densidades nodales para el álabe de rotor, en la Tabla 6 se muestra el número de nodos para cada malla, a su vez se eligió un punto de interés para medir la variable de interés, la velocidad. Las coordenadas de este punto son las siguientes: (0.584, 0.0035, 0.0255) dichas coordenadas en metros, la ubicación espacial de este punto en el dominio computacional es mostrada en la Figura 34, al igual que para el caso del estator, se eligió este punto ya que está próximo a la salida y dicha zona resulta de interés ya que es la condición en la que estaría entrando el flujo para la siguiente etapa de álabes, de igual manera el flujo estaría ya desarrollado.

Mallas generadas para álabes de rotor	
Malla 1	24339 nodos
Malla 2	22340 nodos
Malla 3	20026 nodos
Malla 4	18522 nodos
Malla 5	16464 nodos
Malla 6	14406 nodos

Tabla 6 Nodos por cada malla generada en rotor.

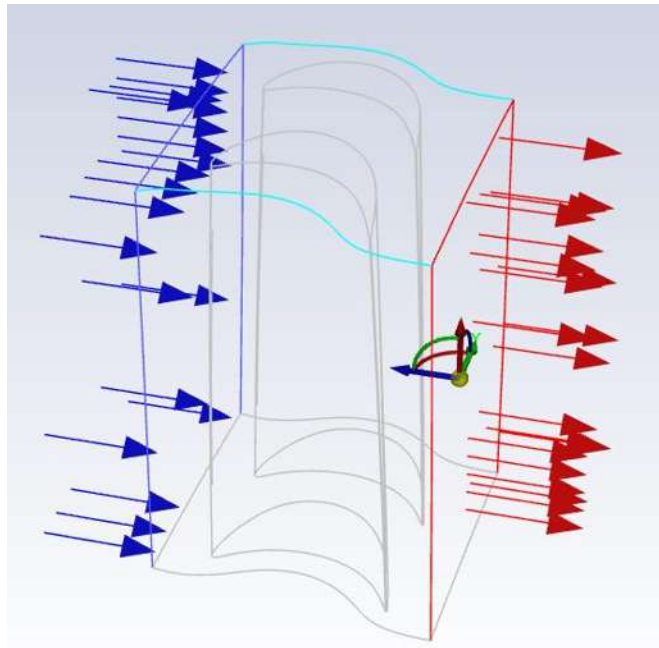


Figura 34 Ubicación del punto de referencia para la malla de álabe de rotor.

Haciendo uso de la Ecuación 18 se obtuvieron los valores correspondientes extrapolados f_{ext} para los órdenes de convergencia $p = 1$ y $p = 2$, en la Tabla 7 podemos observar los valores obtenidos, en la Tabla 8 observamos la comparación entre los valores obtenidos en el punto de interés en distintas mallas, su valor extrapolado y el error obtenido según el orden de convergencia p . Con las ecuaciones 20 y 21 se realiza la gráfica correspondiente a los valores obtenidos para el estudio de los álabes de rotor Figura 35.

Esquema de discretización	f_{ext} (velocidad)
$p = 1$	151.307903 m/s
$p = 2$	151.187151 m/s

Tabla 7 Valor de velocidad obtenido mediante la extrapolación de Richardson para los álabes de rotor.

Malla	Nodos	r	f	$f(p = 1)$	$f(p = 2)$	E1(%)	E2(%)
1	24339	1.0000	151.0698	151.307903	151.187151	0.157363	0.077620
2	22340	1.0290	151.0629			0.161924	0.082184
3	20026	1.0672	151.0653			0.160337	0.080596
4	18522	1.0953	151.3241			0.010704	0.090582
5	16464	1.1392	151.986			0.448157	0.528384
6	14406	1.1910	152.1859			0.580272	0.660604

Tabla 8 Valores de variable en punto de interés (rotor) y error de acuerdo con el orden de convergencia (f , $f(p = 1)$ y $f(p = 2)$ en m/s).

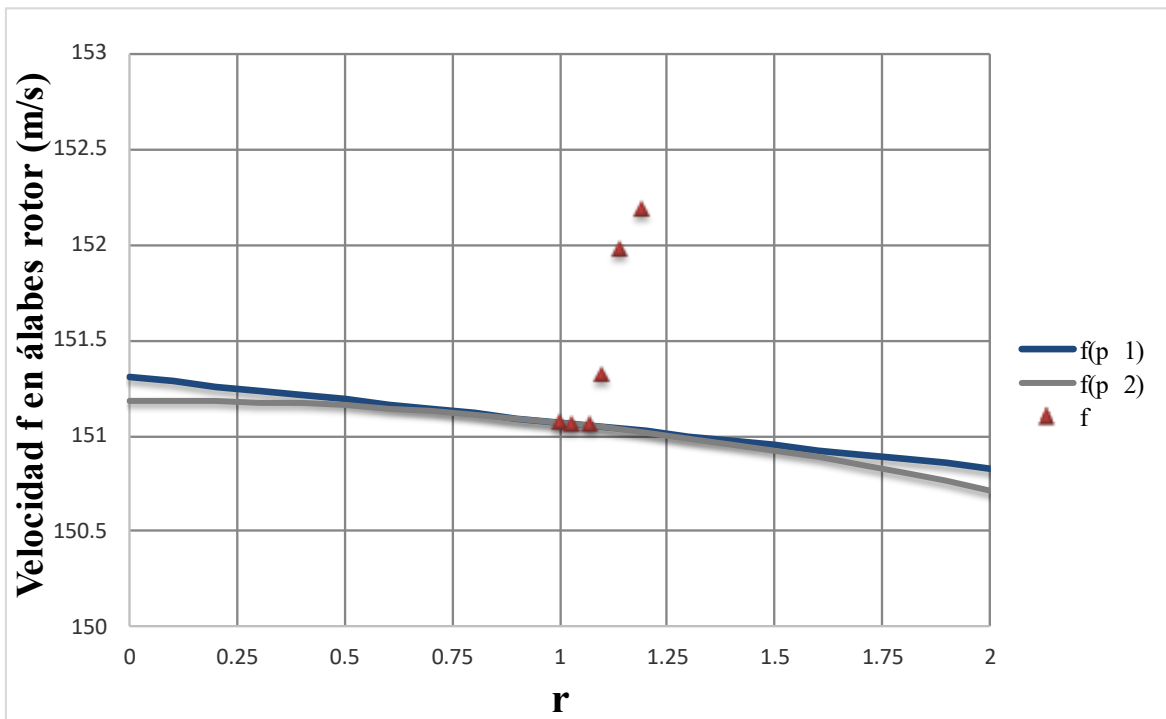


Figura 35 Gráfica de convergencia para las mallas de álabe de rotor.

De manera general podemos decir que la extrapolación de Richardson toma los valores de la variable de interés de las dos mallas más finas y analiza su tendencia de cambio con respecto a la relación de refinamiento de nodos r y al orden de convergencia p , arrojando un valor como su nombre lo indica “extrapolado” de dicha variable.

En el caso de la malla para estator, la más fina cuenta con 21619 nodos con un valor de 253.3437 m/s y un error de 2.61%. Dicho error es considerado aceptable dentro del margen de buenas prácticas en CFD, con un rango aceptable de hasta 5% de error, más aún considerando una estimación de error típica en la cual evaluaríamos el valor de la malla 1 y 2 de la Tabla 5, donde el porcentaje de cambio es solo 0.0593%. En este sentido podemos inferir que incluso los valores se comportan de manera estable fluctuando para fines prácticos únicamente entre 253.33 y 253.58 m/s, lo cual es un cambio de únicamente 0.0985% entre el valor más alto y más bajo registrados. Para el gráfico en la Figura 33 observamos cómo se comporta la extrapolación variando la relación de refinamiento de nodos y notamos como los valores obtenidos por simulación se ajustan y son relativamente cercanos a estas curvas, lo cual denota tendencia hacia la convergencia de malla.

En el caso de la malla para rotor la más fina cuenta con 24339 nodos con un valor de 151.0698 m/s y un error de 0.1573% que, como ya vimos está dentro del margen aceptable. Haciendo una consideración igual al caso del estator con estimación típica del error en la cual consideraríamos al valor de la malla 1 y 2 de la Tabla 8, donde el porcentaje de cambio es solo 0.0045% el cual es bastante bajo. Así mismo podemos deducir que los valores se comportan de manera estable variando para fines prácticos de 151.0620 hasta 152.1860 m/s, para el valor más bajo y alto registrados respectivamente, con un cambio entre ellos de 0.7385%, de nuevo un valor muy bueno que indica poco cambio entre resultados y por consiguiente convergencia de malla. Para la Figura 34 el gráfico muestra como los resultados de las tres mallas más gruesas se separan un poco de las líneas de tendencia, para los órdenes de convergencia $p = 1$ y $p = 2$, sin embargo, las tres mallas más finas se ajustan bastante bien a estas curvas indicando convergencia para estas tres.

Es verdad que para algunos datos se presenta lo que en la literatura respecto a mallas denomina “anormalidades” como lo reporta Baker T. [39], las cuales se manifiestan como errores más bajos en mallas más gruesas, como ejemplo en la Tabla 8 la malla 4 reportó un el error más bajo para $p = 1$, aunque ya para $p = 2$ se rectifica esta tendencia y la malla más gruesa es la que reporta menor error, también en la Tabla 5, la malla 5 reportó un error más bajo que la malla 2, sin embargo, advierte Baker T. que debemos tener cautela con estas anormalidades y que lo más sensato salvo una buena construcción de malla y evitando singularidades, es considerar el valor de la malla más fina como el más próximo al que arrojaría el estudio en un medio continuo.

5.2 Simulación y resultados

5.2.1 Planteamiento de simulación

Para esta sección se explica y muestra la configuración usada para realizar esta simulación y se explicara el porqué de algunas de las elecciones en la simulación. Posteriormente se explica la forma en que se presentaran los resultados, ya que fueron contemplados tres casos distintos para los cuales se utilizaron distintas condiciones de frontera. En la Tabla 9 se muestran las características de los algoritmos de solución para el modelo numérico, se explicarán de manera general las opciones elegidas, así como sus implicaciones.

Solver

El solver Pressure-Based es adecuado para flujos donde la velocidad es la variable dominante, como flujos incompresibles o levemente compresibles. Funciona de tal manera que la presión y la velocidad se resuelven de manera acoplada utilizando un esquema de corrección iterativa, como el método SIMPLE o sus variantes (PISO, SIMPLEC, etc.).

Solver	
Tipo	Basado en la presión
Tiempo	Estacionario
Modelos	
Ecuación de la energía	No
Turbulencia	<i>SST k - ω</i>
Métodos de solución	
Unión presión-velocidad	
Esquema	Couple
Flux type	Rhie-chow: momentum based
Discretización espacial	
Gradiente	Green-gauss node based
Presión	Second order
Momento Energía cinética turbulenta Tasa de disipación turbulenta	Second order upwind
Otros	
Pseudo time method	

Tabla 9 Características de los algoritmos de solución para el modelo numérico.

La presión no se resuelve directamente desde las ecuaciones de momento. En cambio, un campo de presión corregido se calcula para satisfacer la ecuación de continuidad. La densidad se puede

asumir constante (flujos incompresibles) o puede depender de la presión y temperatura para flujos levemente compresibles [40].

Se eligió fundamentalmente porque es ideal para flujos de líquidos y gases con velocidades subsónicas y cambios de densidad insignificantes, así como su rapidez y menor consumo de memoria que el solver basado en densidad para flujos incompresibles, el cual es más adecuado para flujos donde la densidad cambia significativamente, como flujos supersónicos o hipersónicos.

En cuanto a la elección de una simulación en estado estacionario, se eligió por su menor complejidad y gasto computacional y para poder contemplar el efecto del desequilibrio de flujo en la primera etapa de la turbina.

Modelos

En este caso la ecuación de la energía no fue usada, debido a que es considerable suponer que el cambio de temperatura entre la entrada y salida no es significativo, pudiendo suponer una temperatura constante, también, la transferencia de calor hacia las paredes no fue considerada, de igual manera reducir el costo computacional de la simulación fue una de las razones.

Para el caso de la elección del modelo de turbulencia en este caso *SST $k - \omega$* , Tu Jiyuan et al. [33] propone la utilización de este modelo debido a que en turbomaquinaria a menudo se presentan flujos con curvaturas significativas, como en álabes de rotores y estatores. Este modelo incluye modificaciones en el cálculo de la viscosidad turbulenta que lo hacen más adecuado para flujos con alta curvatura, a su vez, mejora la predicción de las separaciones de flujo inducidas por gradientes adversos de presión, comunes en compresores y turbinas. Esto ayuda a evaluar con mayor precisión las pérdidas de energía asociadas con estas separaciones.

Métodos de solución

Unión presión-velocidad

El esquema “couple” resuelve las ecuaciones de momento y una ecuación derivada de continuidad (o presión) como un sistema único y acoplado, esto elimina la necesidad de iteraciones entre presión y velocidad, como ocurre en métodos como SIMPLE de tal manera que, al resolver simultáneamente presión y velocidad, reduce el número de iteraciones necesarias usando un enfoque explícito o implícito para resolver las ecuaciones en cada paso iterativo, acelerando la convergencia en comparación con métodos desacoplados.

En la opción tipo de flujo, el método Rhie-Chow es una técnica estándar utilizada para prevenir oscilaciones numéricas (checkerboarding) en las soluciones de presión y velocidad. El enfoque Distance-based (basado en la distancia) calcula los flujos utilizando las diferencias de presión entre las celdas, ponderadas por las distancias entre los centros de las celdas vecinas y sus caras compartidas. Es el método clásico del esquema Rhie-Chow, ampliamente utilizado para flujos incompresibles. Generalmente más robusto y estable, con menor consumo computacional que su contra parte Momentum-based (basado en momento) el cual tiene como enfoque calcular los flujos en función de las diferencias de momento entre las fases o celdas vecinas. Es más adecuado para

problemas donde las dinámicas de momento (como fuerzas inerciales y viscosas) dominan el comportamiento del flujo.

Discretización espacial

Cuando seleccionas un método de gradiente, estás eligiendo cómo calcula el software las derivadas espaciales de las variables (como velocidad, presión, temperatura, etc.) dentro de cada celda. Este cálculo es fundamental para resolver las ecuaciones diferenciales de flujo, ya que el gradiente determina aspectos como la dirección y la magnitud de los cambios en esas variables. Algunas de las opciones son:

- **Green-Gauss Cell-Based:** que usa las propiedades (como presión o temperatura) calculadas en el centro de cada celda para estimar el gradiente, es menos preciso que las opciones basadas en nodos, pero es más rápido computacionalmente y adecuado para problemas donde no se necesita alta precisión
- **Green-Gauss Node-Based:** Usa las propiedades de los nodos (los puntos en los vértices de las celdas) para calcular el gradiente. Ofrece mayor precisión, ya que toma en cuenta más información espacial (de los nodos vecinos), pero es más costoso computacionalmente. Es recomendado para problemas con mallas con alta curvatura en las soluciones, como flujos turbulentos o transitorios.
- **Least Squares Cell-Based:** Este método utiliza un enfoque de mínimos cuadrados para calcular el gradiente basado en la información de las celdas vecinas y es más preciso que Green-Gauss Cell-Based teniendo un costo computacional intermedio, siendo una opción equilibrada entre precisión y costo computacional.

En lo que respecta a la presión, las opciones para el esquema de interpolación determinan cómo el software calcula el valor de presión en las caras de las celdas basándose en los valores del interior de las celdas vecinas. Este cálculo es crucial para resolver el término de presión en las ecuaciones de Navier-Stokes. Existen varios esquemas como: **standard:** para flujos generales y problemas estándar, **linear:** para mallas no estructuradas, **PRESTO!:** superficie libre, cavitación, flujos gravitacionales, **body forcé weighted:** Flujos con fuerzas volumétricas significativas y **second order.**

Este último usa un enfoque de interpolación de segundo orden para calcular la presión en las caras de las celdas arrojando mayor precisión en problemas con gradientes de presión pronunciados, reduciendo la dispersión numérica. Como desventaja tiene que es menos estable en problemas donde la malla es muy tosca o los gradientes son extremos. Recomendando su uso a problemas donde la precisión es crítica y la malla es de alta calidad [34].

En lo que respecta al momento, energía cinética turbulenta y tasa de disipación turbulenta Fluent ofrece diferentes métodos para elegir cómo aproximar las derivadas espaciales de las ecuaciones [35]:

- First Order Upwind (FOU): Es una aproximación de bajo orden que usa información de las celdas aguas arriba para calcular los valores. Es más estable pero menos precisa, especialmente en mallas gruesas o problemas con alta gradiente.
- Second Order Upwind (SOU): Usa un enfoque de mayor orden para mejorar la precisión, considerando una mayor cantidad de celdas vecinas. Es más precisa, pero puede requerir una malla más refinada para evitar oscilaciones.
- Central Differencing (CD): Promedia los valores entre celdas vecinas. Es adecuada para flujos laminares o problemas donde no hay direccionalidad clara, pero puede ser inestable en flujos turbulentos.
- QUICK (Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics): Es una técnica de interpolación de tercer orden que mejora la precisión en problemas con gradientes suaves y flujos alineados.
- Third Order MUSCL (Monotonic Upstream-Centered Scheme for Conservation Laws):
Funcionamiento: Es un esquema avanzado de tercer orden que usa una interpolación más compleja basada en varios nodos vecinos para mejorar la precisión en la resolución de gradientes. Se puede interpretar como una combinación entre el esquema Second Order Upwind y técnicas limitadoras de flujo para evitar oscilaciones no físicas.

Para este caso se eligió Second Order Upwind (SOU) por las características antes mencionadas y su presión en gradientes como capa límite, así como flujos turbulentos.

Otros

El método de tiempo pseudo-transitorio (o Pseudo Time Method) en ANSYS Fluent es una técnica numérica utilizada para estabilizar y acelerar la convergencia de las soluciones de problemas de flujo estacionario (steady-state). Se basa en la idea de introducir un "tiempo ficticio" o "pseudo-tiempo" en las ecuaciones de flujo, que no representa un cambio físico real en el tiempo, sino que actúa como un mecanismo para suavizar las oscilaciones numéricas y mejorar la estabilidad del cálculo. En lugar de resolver directamente las ecuaciones estacionarias, el método reescribe las ecuaciones como si fueran transitorias, añadiendo un término dependiente del tiempo (pseudo-tiempo) a las ecuaciones de conservación (como continuidad, momento y energía). Las ecuaciones se resuelven iterativamente en pasos de pseudo-tiempo hasta que se alcanza una solución estacionaria (es decir, los cambios entre iteraciones se vuelven insignificantes).

Finalmente, la configuración de estos parámetros y opciones fue resultado de un arduo trabajo en busca de la convergencia en la simulación, resultados congruentes y opciones probadas en trabajos previos, los cuales son escasos en este nivel de detalle. Sin embargo, están bien descritas las formulaciones y utilización de todas estas opciones. También la configuración atiende aspectos de costos computacional y precisión, inclinando ligeramente la balanza hacia la precisión en varias opciones como se lee en las características de los apartados.

5.2.2 Casos planteados en simulación

Partiendo del trabajo de Gonzales R. [3] en el que expone un caso usando la geometría real de la carcasa y otra en la que realiza un cambio en los tirantes de la carcasa, cambiando los tirantes que originalmente son de forma cilíndrica a un perfil específico NACA el cual reduce la turbulencia del vapor de agua que pasa por dichos tirantes. Un tercer caso se planteó con la suposición de una distribución uniforme de la presión y un flujo perpendicular a la entrada en toda la sección anular de la primera etapa, para observar cómo se comportaría de manera ideal el flujo del fluido. En resumen, se presentan tres casos:

- Caso 1: simulación de la carcasa real.
- Caso 2: simulación de la carcasa con tirantes de perfil NACA 0012.
- Caso 3: simulación con distribución uniforme de presión (suposición ideal).

Para los casos 1 y 2 la condición de entrada fue una presión de 8.29 Bar en la admisión de la carcasa, para el caso 3, ya sin la carcasa, se consideró una presión de entrada de 8.2 Bar, ya que tras realizar la simulación del caso 1 se tomó la presión promedio en la salida de la carcasa y fue el que se fijó como valor para el caso ideal con la característica de que fuera uniforme en toda la entrada de la primera etapa. La condición de salida para los tres casos fue de un flujo masico de 57.925 kg/s.

Otro punto importante de abordar es que las mallas de estator y de rotor fueron elaboradas por separado, ya en el software Fluent se acoplaron las mallas, sin embargo, existen varios algoritmos de acople que poseen características específicas. A continuación, las enunciamos y describimos:

Mixing plane

- La opción Mixing Plane define una interfaz entre una región rotativa (como un rotor) y una región estacionaria (como un estator). En esta interfaz, Fluent calcula las propiedades promedio del flujo en la cara de salida de la región rotativa y las transfiere a la cara de entrada de la región estacionaria, y viceversa.
- Mixing Plane no realiza un intercambio puntual de los valores de las propiedades, sino que calcula un promedio en cada dirección circunferencial a lo largo de la interfaz. Las propiedades del flujo (como presión, temperatura y velocidad) se promedian a lo largo de la interfaz y luego se aplican en la siguiente región.
- Dentro de sus limitaciones no captura las fluctuaciones instantáneas y transitorias en la interfaz, por lo que no es adecuado para simulaciones que requieren detalles de flujo en el tiempo real. Puede perder detalles finos de interacción que son importantes en simulaciones muy detalladas.

Pitch scale

- Pitch Scale es una opción que permite ajustar los perfiles de flujo en la interfaz cuando hay una diferencia en el paso o en el área entre la región rotativa y la región estacionaria. Fluent

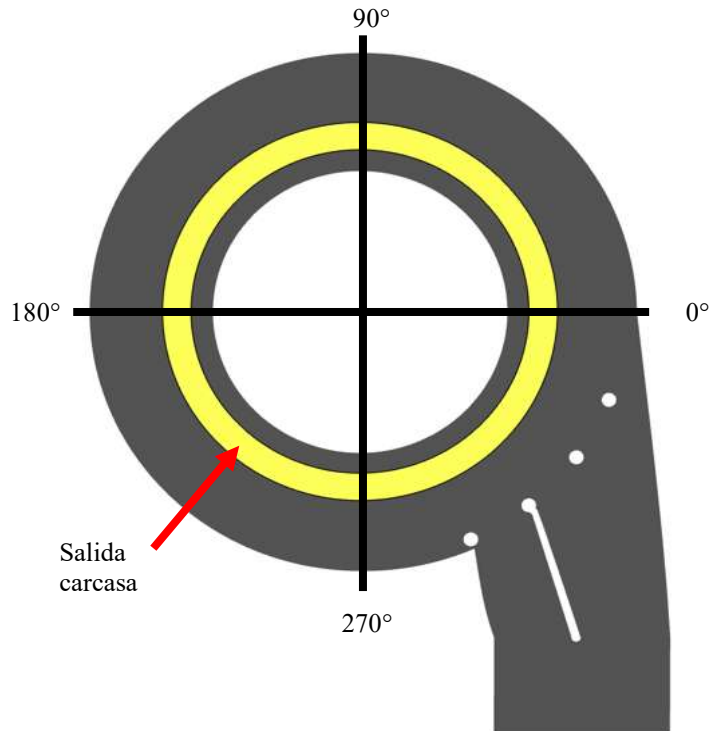


Figura 36 Distribución angular propuesta de la carcasa con respecto a la admisión.

- ajusta automáticamente las propiedades del flujo (como presión, velocidad, temperatura, etc.) para compensar la diferencia de área entre las dos zonas de interfaz.
- Se utiliza cuando hay una diferencia significativa en el área de interfaz o en el paso entre la región rotativa y estacionaria. Esto es común en turbomaquinaria, donde el número de álabes o la geometría del rotor y el estator pueden variar.

No pitch scale:

- No pitch scale (también conocido como “frozen rotor”) es adecuada para simulaciones estacionarias en las que no quieres que los valores del flujo se promedien en la interfaz.
- En esta interfaz las posiciones relativas de álabes en las regiones rotativa y estacionaria se mantienen fijas, permitiendo que los efectos de la variación en el flujo se transfieran directamente de una región a otra sin promediar.
- Esto es útil para capturar variaciones de presión, velocidad y otras propiedades del flujo sin realizar un promedio circunferencial, proporcionando una solución más detallada y específica para la interfaz rotativa-estacionaria.
- Se usa en turbomaquinaria cuando se necesita un análisis estacionario sin promedios y con una transferencia de flujo directa. Es especialmente útil en configuraciones donde el flujo tiene variaciones significativas que se deben conservar al pasar de una zona a otra, como en estudios de interacción entre álabes de rotores y estatores.

Por la naturaleza observada en los resultados a la salida de la carcasa en los que había diferencias circunferenciales significativas se usó el modelo de interfaz “no pitch scale” en los casos uno y dos para observar de manera directa como transmiten estas diferencias a lo largo de la circunferencia de la primera etapa. Para el caso tres la opción más adecuada fue usar “mixing plane” para obtener propiedades más homogéneas e ideales, esto nos permitirá obtener una comparativa entre caso uno y dos, con el tres respecto a lo que sería un flujo uniformemente distribuido.

Para ubicar espacialmente la distribución de flujo que otorga la carcasa con respecto a su entrada tomaremos en cuenta la Figura 36, en la cual se muestra la distribución angular propuesta, este marco de referencia nos permitirá más adelante hacer referencia a ciertos sectores angulares durante el análisis de resultados, también con amarillo se indica la salida de la carcasa en la cual se colocó una interfaz de tipo “no pitch scale” para conectar la malla con la del estator.

En las secciones siguientes se analizarán contornos de velocidad, presión y de energía cinética turbulenta para distintos planos del dominio computacional, también se realiza un análisis de vectores sobre la zona media de los álabes.

5.2.3 Contornos en plano medio de la carcasa

En las Figura 37 se muestran los perfiles de velocidad para las carcasas real y NACA, en ambos se observa como en las sectores cercanas a 0° y en las cercanías de la voluta interna se registran los mayores valores de velocidad de aproximadamente 165 m/s para el caso real y 165 m/s para el caso NACA, esto debido a que en esa zona se encuentra el lado de la admisión, además que en la región próxima a 315° es donde se produce la reintegración del flujo de vapor que no ingresó a la primera etapa de la turbina. En la zona de los tirantes observa como existen fluctuaciones marcadas alrededor de los tirantes reales, esto debido al desprendimiento de capa limite, para el caso de los perfiles NACA se observa una transición de flujo suave alrededor del perfil. También se observa que en los sectores comprendidas entre 90 a 140° y 180 a 200° se presentan gradientes de velocidad adversos, esto debido a la geometría y admisión de la carcasa, que estaría induciendo una fuerza centrífuga y al involucrar un cambio de dirección del flujo de 180° durante el recorrido circular del fluido estarían ocasionando un desprendimiento de la capa limite en la circunferencia interna de la carcasa.

De igual forma en la Figura 37 se presentan los perfiles de energía cinética turbulenta, la cual representa la energía contenida en las fluctuaciones de velocidad de un flujo turbulento en comparación con su velocidad media e indica cuánta energía está siendo transportada por los remolinos y fluctuaciones de velocidad dentro del flujo. Esto se ve reflejado en los sectores comprendidas entre 90 a 140° y 180 a 200° que se mencionaron arriba, en las cuales se generan remolinos, por lo cual el fluido pierde energía cinética y se altera la trayectoria del flujo con la entra al estator, para la primera región (90 a 140°) se registran los máximos valores de alrededor 550 a $640 \text{ m}^2/\text{s}^2$. Otra zona de interés es el sector entre 270 y 315° , donde debido al ingreso del flujo y la circulación del fluido en la carcasa se estaría produciendo un estancamiento y por lo tanto un remolino, para el caso NACA los valores de la ECT (energía cinética turbulenta) son menores, debido al redireccionamiento del fluido que tiene el tirante más largo al final de su punta. En general, observamos en toda la zona circunferencial estelas con valores más bajos para el caso NACA, indicando que la colocación de perfiles aerodinámicos en elementos estructurales resulta favorable para la entrega del flujo en la primera etapa de la turbina.

La presión representada en los contornos corresponde a la presión total que representa la energía total contenida en un fluido en movimiento, compuesta por energía de presión (presión estática) y energía cinética (presión dinámica). En dichos contornos son visibles los efectos de las zonas mencionadas, la forma en que se manifiestan es en gradientes de baja presión que buscan ser compensados y en consecuencia el flujo de fluidos se ve atraído hacia esa zona ocasionando lo ya mencionado arriba, afectaciones en la trayectoria del flujo y por consecuencia formación de remolinos que se traducen en pérdida de energía cinética, dicha energía se disipa y no es aprovechada por los álabes. Otro aspecto por resaltar son las estelas producidas por los postes de la carcasa en los que para el caso NACA resultan ser menores y esto se traduce en una mejor conservación del campo de presión y por lo tanto energía de flujo.

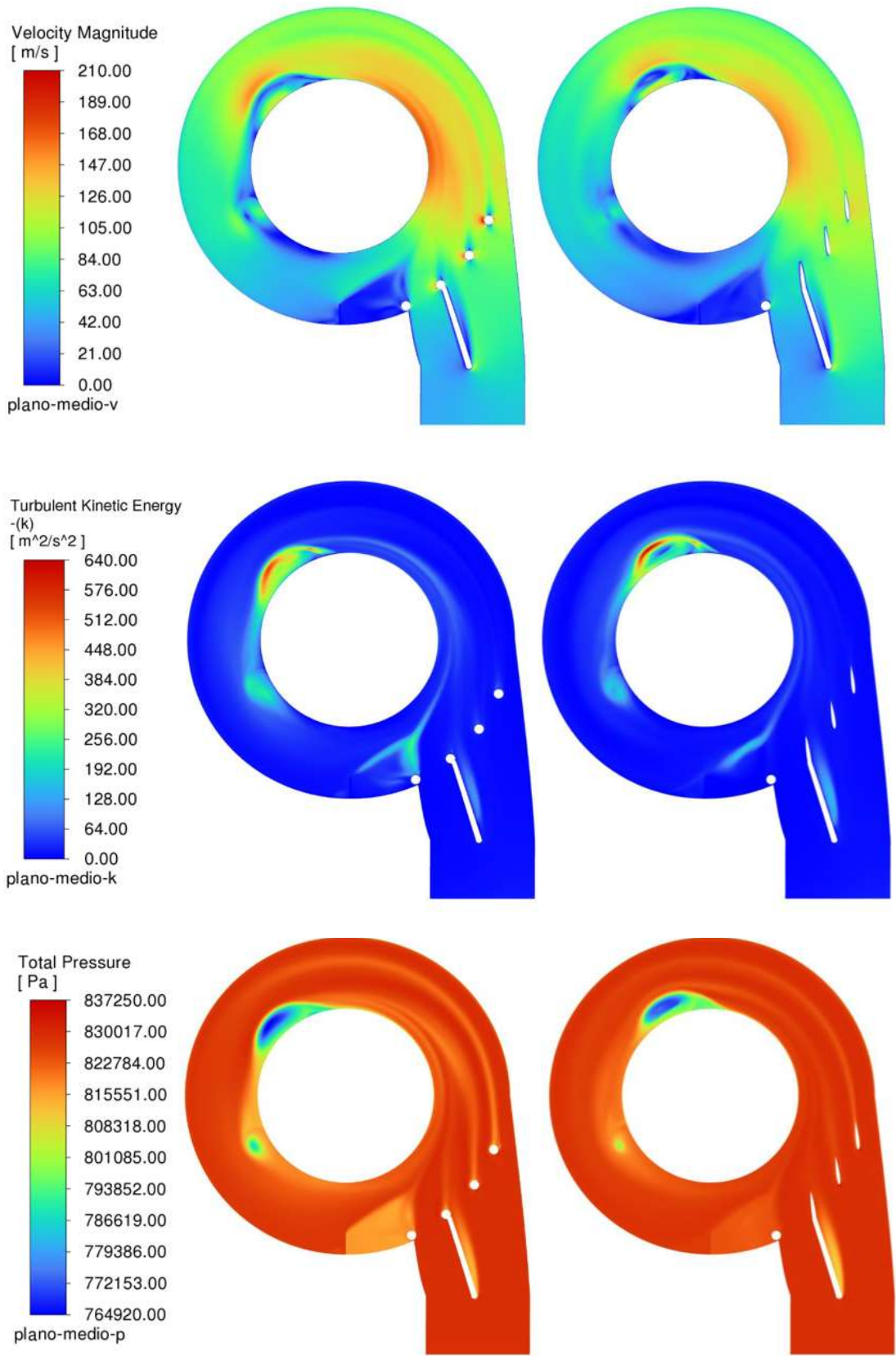


Figura 37 Contornos de velocidad, ECT y presión total en plano medio de la carcasa, caso real lado izquierdo, caso NACA lado derecho.

5.2.4 Contornos en la salida de la carcasa

Como se muestra en la Figura 38 la distribución de la velocidad a la salida de la carcasa para ambos casos (real y NACA) no es uniforme, tal y como ya se venía advirtiendo, dicha distribución es consistente con la geometría de la carcasa y su admisión, en la cual desde la sector angular comprendido entre -15° y 135° se presentan las mayores velocidades debido a la posición de la admisión (lado derecho de la circunferencia), en promedio en esta región se tienen velocidades de entre 130 a 158 m/s para el caso real y 115 a 137 m/s para el caso NACA. Se observa también la herencia de las regiones de gradientes de velocidad adversos comentadas en la sección anterior (entre 90 a 140° y 180 a 200°) dichas zonas registran una magnitud de velocidad de alrededor de 20 m/s, estas zonas comprometen aún más la distribución del flujo con esta acentuación tan marcada en los valores de velocidad producto de la turbulencia generada en la voluta de la carcasa. Ya para la velocidad en el resto de la circunferencia a partir de 200° son bastantes parecidos para ambos casos con valores que rondan los 65 m/s. Es bastante notorio como una mitad de la salida registra altos valores de velocidad, mientras que la otra registra valores de alrededor 50% menos.

Analizando los contornos de presión estática en la Figura 38 nos damos cuenta de zonas de baja presión correspondientes a las mismas zonas donde se presentan estas variaciones abruptas de velocidad y ECT, empero, de nuevo dichas zonas reportan valores más bajos de presión para el caso real en comparación con el caso NACA habiendo una diferencia aproximada de 20 KPa en la zona principal de baja presión. En general se observan valores mayores de presión estática para las demás zonas en el caso NACA, en especial si prestamos atención a la zona comprendida entre 160 y 320° donde se registran valores notoriamente más altos. Esto nos dice que una menor cantidad de energía de presión está siendo transformada en energía cinética (velocidad) lo cual podría explicar también la diferencia entre los valores de velocidad en la salida entre un caso y otro, siendo ligeramente mayor en algunas zonas para el caso real. Si bien se pudiera pensar que valores mayores de velocidad son deseables a la salida de la carcasa, también lo son valores de presión cercanos a los valores de la presión de entrada, ya que como mencionamos se estaría convirtiendo menos energía de presión a energía de flujo y preservando o “ahorrando” energía de presión para etapas futuras de la turbina.

Los perfiles de la ECT son similares en cuanto a las regiones donde se manifiesta la turbulencia, no obstante, en la Figura 38 observamos que, para el caso real, en la principal sección de turbulencia, valores de $600-700 \text{ m}^2/\text{s}^2$ mientras que el caso NACA $440-540 \text{ m}^2/\text{s}^2$, lo cual representa un 22.85% más respecto a los valores máximos. Para la segunda región el caso real reporta $462-483 \text{ m}^2/\text{s}^2$ y el caso NACA $315-336 \text{ m}^2/\text{s}^2$, también la estela comprendida en el cuarto cuadrante reporta valores menores para el caso NACA con $70-180 \text{ m}^2/\text{s}^2$ además de tener una menor longitud y para el caso real $70-343 \text{ m}^2/\text{s}^2$. A pesar de que, en el plano medio analizado en la sección anterior, el caso NACA reportó valores de ECT mayores que el caso real, ya para la salida comienzan a manifestarse los efectos del perfil NACA disipando menos energía y entregando un flujo más ordenado en la salida de la carcasa donde es crucial porque en seguida se daría la transferencia de energía en los álabes.

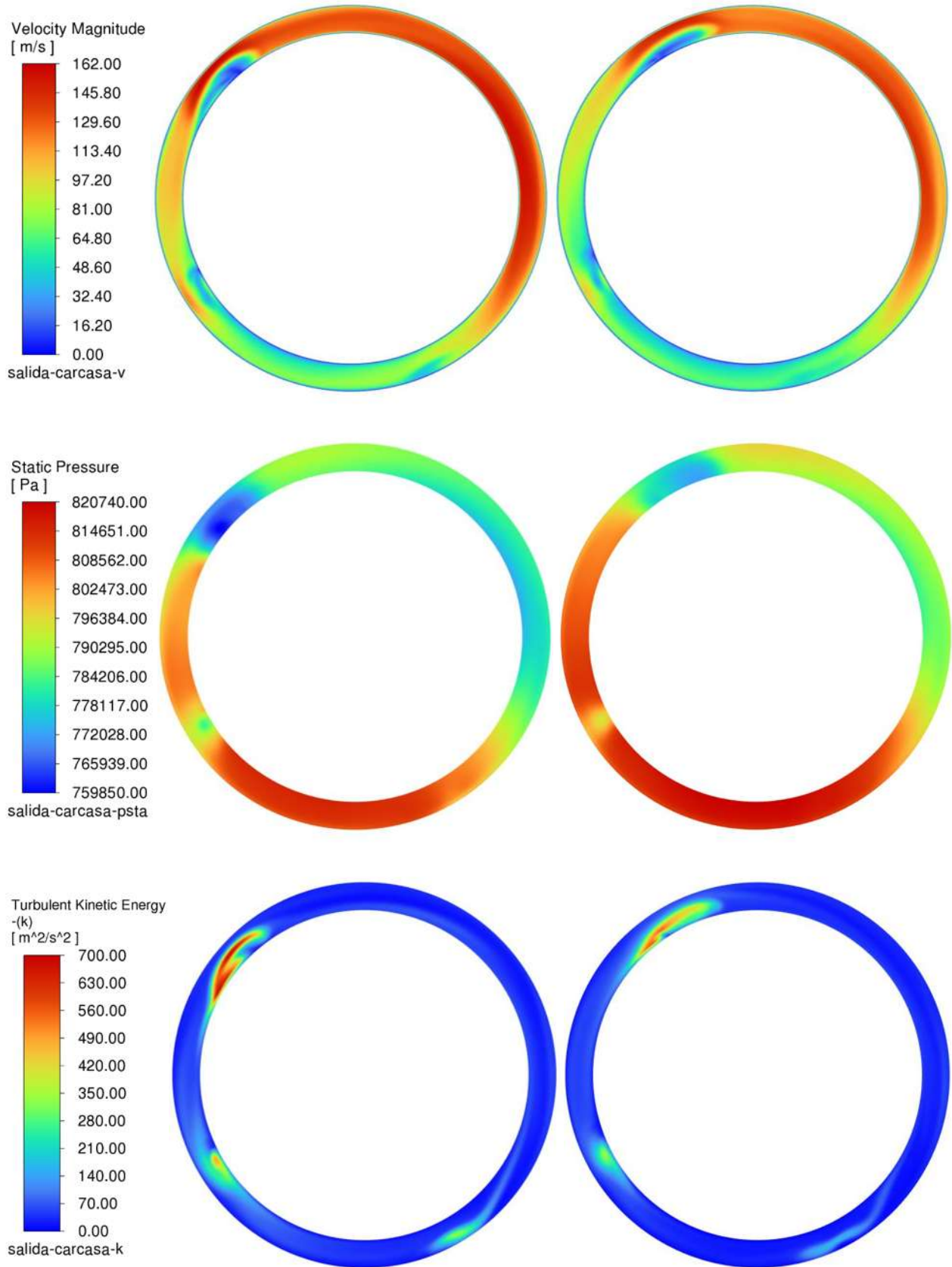


Figura 38 Contornos de velocidad, presión estática y ECT en la salida de la carcasa, caso real lado izquierdo, caso NACA lado derecho.

5.2.5 Contornos en zona media de los álabes de estator y rotor

A partir de esta sección se integra también al análisis el caso ideal con la consideración de presión uniforme a la entrada del estator y un flujo perpendicular a la misma. En primera instancia se analiza los contornos de velocidad, observando primeramente la zona donde termina la carcasa y comienza la entrada a la primera etapa correspondiente al estator, se puede apreciar la distribución desigual en la energía de flujo para el caso real y NACA, en las que desde -45 a 130° observamos valores de 140 a 185 m/s, posterior a 130° y hasta 210° se observan velocidades de 100 a 115 m/s, de 210 a 305° velocidades de 60 a 85 m/s. Si bien ambos casos resultan parecidos, es posible apreciar velocidades más uniformes para el caso NACA sobre todo en las regiones cercanas a 270° . Para el caso ideal donde la dirección del flujo se fijó perpendicular a la entrada, se registran velocidades de 50 a 64 m/s, sustancialmente menores que los casos anteriores.

Para parte de los álabes del estator se observa un fenómeno de gradiente en la energía de flujo en el lado succión del álabe de nuevo en la región comprendida entre -45 a 130° en el caso real y NACA, en dicha región se observa como los álabes muestran valores de velocidad de 14 a 25 m/s bastante bajos, estas zonas indican que existe un desprendimiento de capa límite en estos álabes, producto del ángulo en que el vapor incide con los álabes, esto derivado de la geometría en de la admisión y la orientación de los álabes con respecto a esta. Posterior a 130° este fenómeno ya no se observa, debido a que el ángulo con el que el fluido choca en los álabes es más favorable con relación con su geometría. En el caso ideal se puede observar como este fenómeno no se presenta y solo se percibe una zona de menor velocidad en su borde de ataque lo cual es completamente normal, de igual manera se aprecia como existe un patrón homogéneo de velocidades en estos álabes.

Si analizamos la salida del estator podemos percibir como en los álabes donde no se presenta el desprendimiento de capa límite la velocidad ronda los 350 a 370 m/s, en cambio, para los álabes donde se presenta dicho fenómeno la velocidad a la salida ronda los 200 a 215 m/s para zonas cercanas a los 0° , para las demás zonas 220 a 268 m/s. Resulta interesante notar como en la zona de -45 a 130° registra las menores velocidades a la salida del estator aun cuando en la entrada de este registraba las velocidades más grandes y viceversa, en la región de 130 a 315° se registran velocidades menores en la entra del estator, pero las más altas a su salida. Para el caso ideal las velocidades son constantes a la salida de los álabes las cuales rondan los 270 a 275 m/s.

Probablemente estas zonas de baja presión que se presentan en el lado succión del álabe estarían actuando de tal forma que reducen el espaciamento (o paso) en los álabes, disminuyendo el área por la que pasa el fluido y debido a esto entregando una velocidad menor a la su salida, explicando el hecho de que en esa zona a pesar de tener las mayores velocidades en su entrada registren las menores velocidades a su salida.

En los contornos de presión total presentados en la Figura 40 es posible observar dichas zonas de baja presión en el lado succión de los álabes de estator, para estas zonas de baja presión los valores oscilan los 727 kPa para los álabes cercanos a los 0° mientras que los álabes cercanos a los 90° a 698 kPa. Respecto a la entrada y salida del estator en los casos real y NACA los valores de presión

son bastante similares y homogéneos registrando valores para la entrada y salida de 825 y 793 kPa respectivamente, para el caso ideal se registra valores de 820 y 809 kPa para entrada y salida respectivamente.

En el caso de la ECT ilustrada en la Figura 40, es visible como las regiones de turbulencia revisadas en secciones anteriores siguen presentes en los sectores cercanos a 130 y 200° aunque son más acentuadas y de mayor valor para el caso real que para el caso NACA, dichas zonas de turbulencia tienen su influencia en los álabes posteriores a estas zonas incrementando su valor, al pasar por estos debido al aumento en la velocidad. Resulta interesante notar como se manifiestan también las zonas de baja presión en el lado succión de los álabes de estator de la región de -45 a 130° con valores de 800 a 870 m²/s², lo que indica que en esta zona se estaría perdiendo energía debido a como impacta el fluido en el álabe, otro fenómeno interesante es observar cómo después de la primera y gran zona de turbulencia que para los casos real y NACA se da después de los 90° las zonas de baja presión en el lado succión de los álabes de estator ya no se siguen presentando hasta después de los 280°, sin embargo, es importante mencionar que para el caso NACA el número de álabes que presentan este fenómeno es menor por 17 álabes, en comparación con el caso real. Ya para el caso ideal los valores de ECT en estas zonas son sustancialmente menores y no se presenta ninguna alteración similar a lo expuesto anteriormente, en parte por la dirección perpendicular en la que el flujo impacta.

Por parte de los álabes de rotor en los contornos de velocidad, es notorio que debido a la distribución desigual en la energía de flujo a la salida de los álabes de estator y por lo tanto a la entrada del rotor, la salida del rotor también resulta ser desigual en sus velocidades. Si tenemos en cuenta el triángulo de velocidades para los álabes, podemos inferir que a mayor velocidad en la entrada existe un mayor empuje y por lo tanto torque generado, entonces podemos decir que por los datos de la Figura 39 en los que se muestra una distribución de velocidad no uniforme a la entrada de los álabes de rotor, se tiene una distribución desigual en el torque de la turbina, esto al menos en la primera etapa, en secciones posteriores se abordará con detenimiento la cantidad de torque en cada álabe. De nuevo, la sección con mayor velocidad comprende de 130 a 270° aproximadamente para los casos real y NACA, como referencia, algunas de las velocidades máximas de salida en esta región corresponden a valores de entre 260 a 290 m/s, mientras que para las velocidades mínimas en las regiones cercanas a los 10° oscilan entre 150 a 170 m/s.

En lo que respecta a los campos de presión total en el rotor observamos una correspondencia con los campos de velocidad, donde la zona de 130 a 270° experimenta valores sustancialmente bajos para la zona de succión en los álabes de rotor que van desde los 552 hasta 663 kPa (tonalidades azules), mientras que para las demás zonas ronda valores de 701 kPa (tonalidades amarillas), esto indica que debido a velocidades más grandes se crean zonas gradientes de presión de valores más bajos, incrementando la succión y por lo tanto el torque, otra forma de ver y explicar lo expuesto arriba. En lo que respecta al lado presión del álabe, se tienen valores similares para ambos casos que van de 800 a 808 kPa. Para el caso ideal los valores del lado succión rondan los 669 kPa de manera uniforme para todos los álabes, se aprecian patrones regulares, lo cual en contra partida de los otros casos, estarían indicando torques similares en los álabes de rotor. Los valores correspondientes al lado presión giran en torno a los 816 kPa.

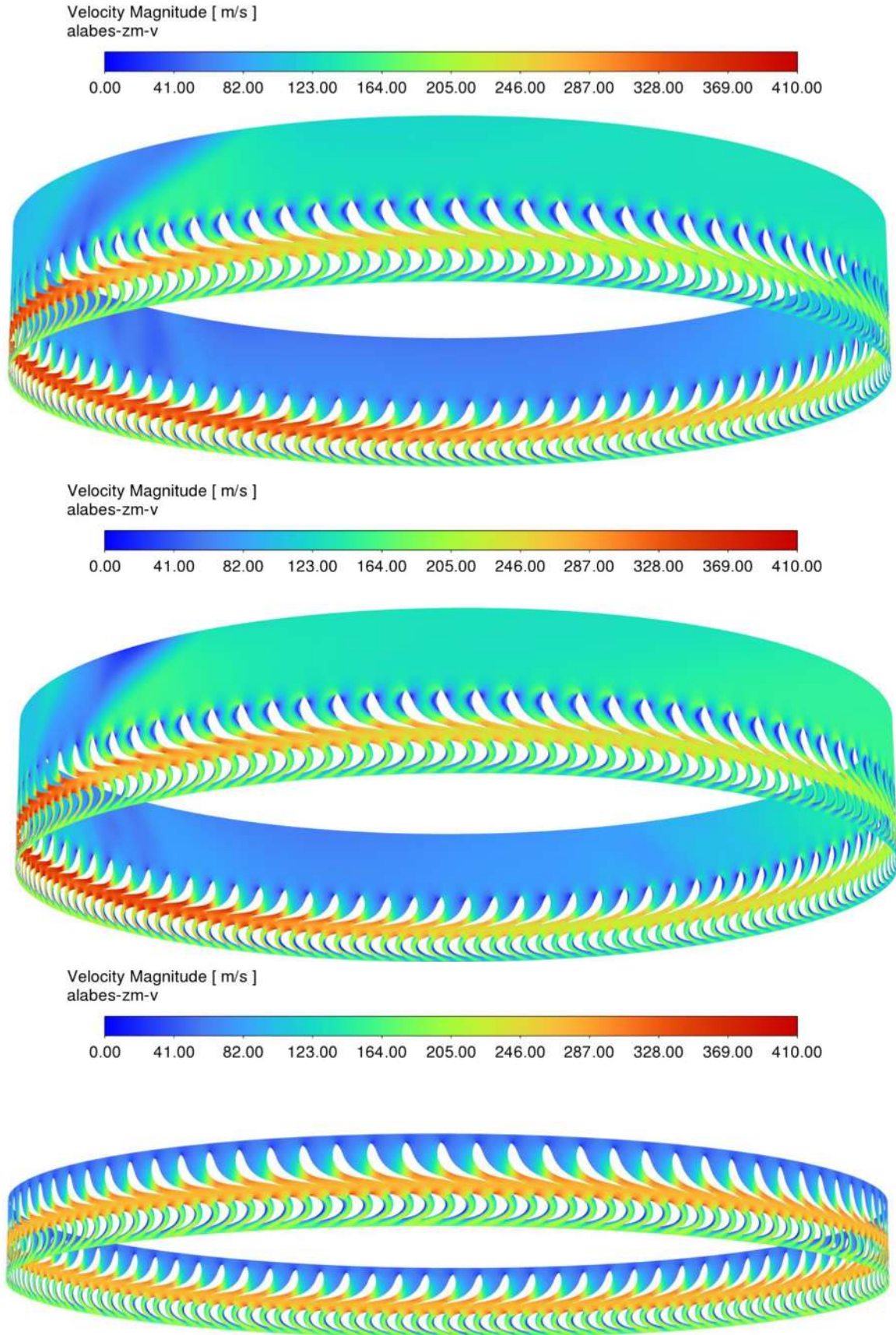


Figura 39 Contornos de velocidad de la zona media de los álabes de estator y rotor vistos desde 90° .

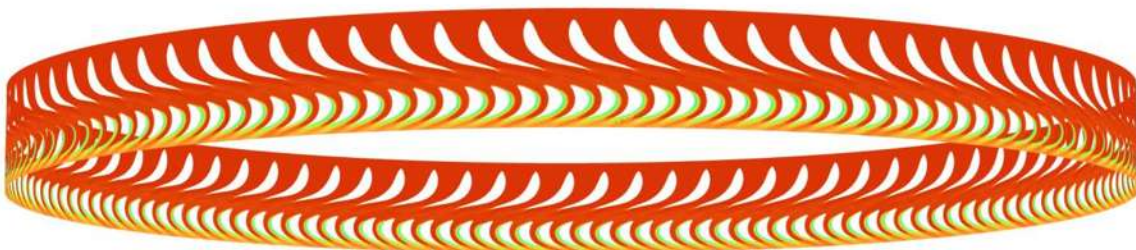
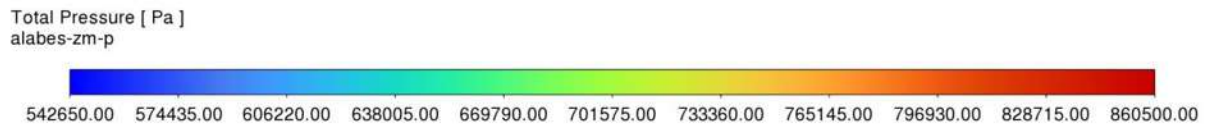
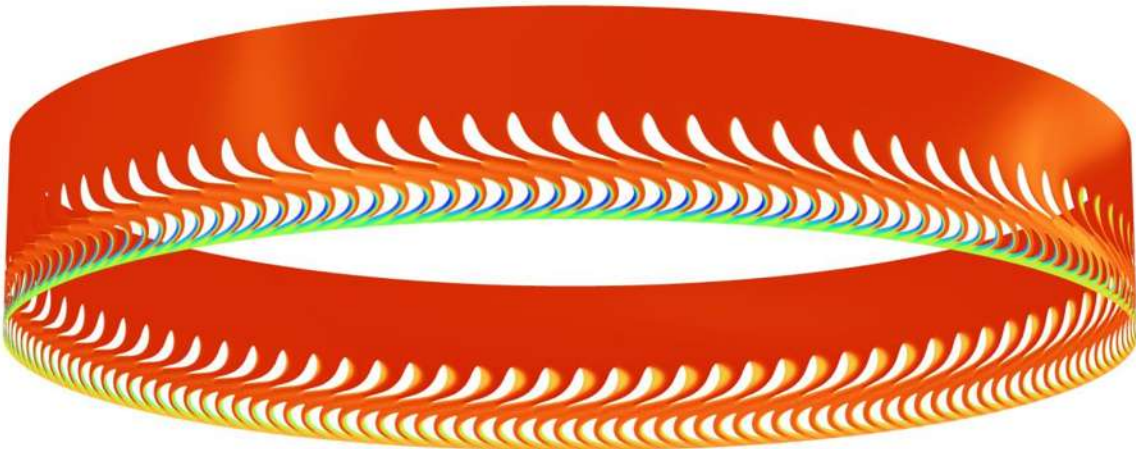
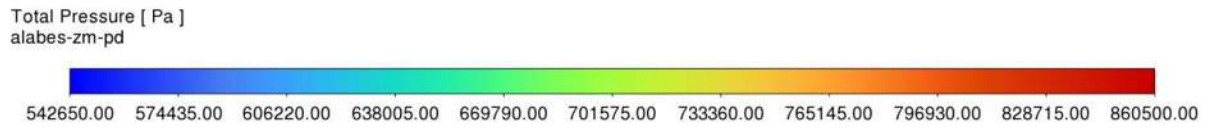
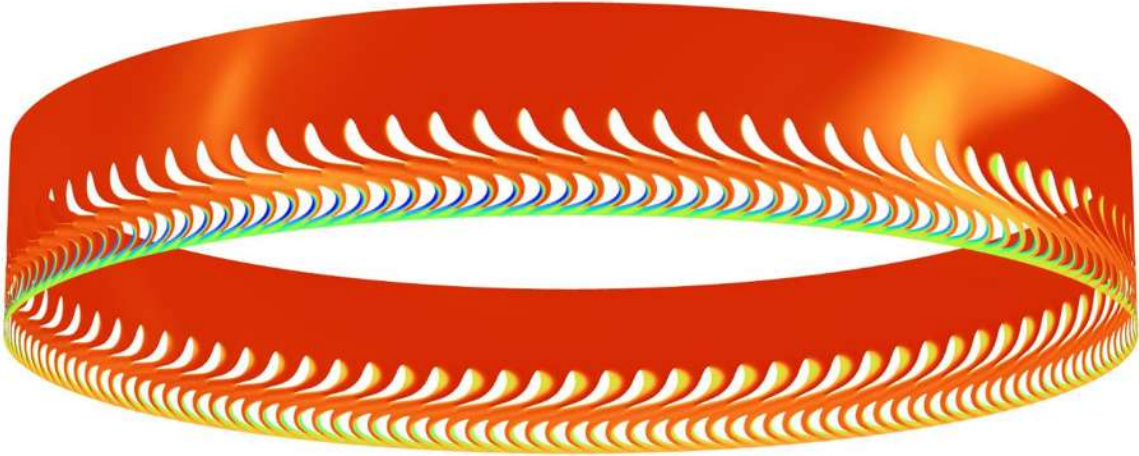
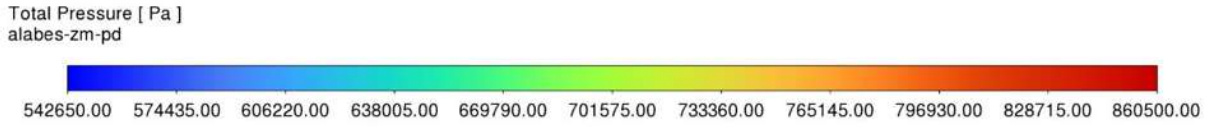


Figura 40 Contornos de presión total de la zona media de los álabes de estator y rotor vistos desde 180°.

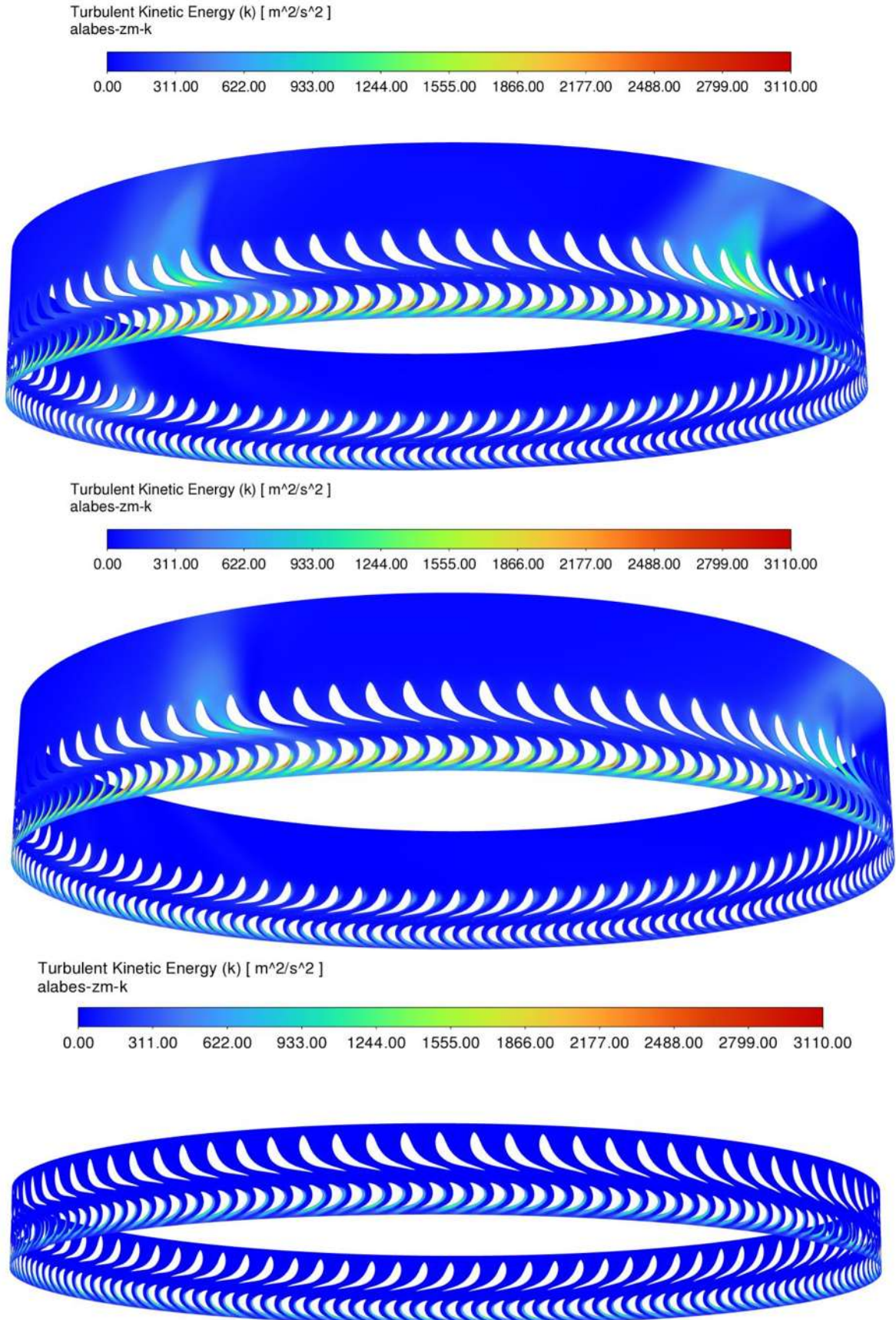


Figura 41 Contornos de ECT de la zona media de los álabes de estator y rotor vistos desde 180°.

Lo que respecta a la energía cinética turbulenta en los álabes de rotor se puede notar como se muestra en la Figura 41, en las zonas donde existen mayores velocidades a la entrada del rotor, es donde existen los mayores valores de ϵ , en especial en la segunda mitad de los álabes donde se presenta el desprendimiento de capa límite, registrando valores máximos (tonalidades rojas) de hasta $3100 \text{ m}^2/\text{s}^2$ para el caso real, $2750 \text{ m}^2/\text{s}^2$ para el caso NACA especialmente en la zona de 130 a 210° y $1300 \text{ m}^2/\text{s}^2$ para el caso ideal, las estelas producidas se estarían manifestando a la salida en la salida del rotor, más adelante se exploran planos donde se analizan planos paralelos a la salida de la carcasa en la salida del estator y rotor.

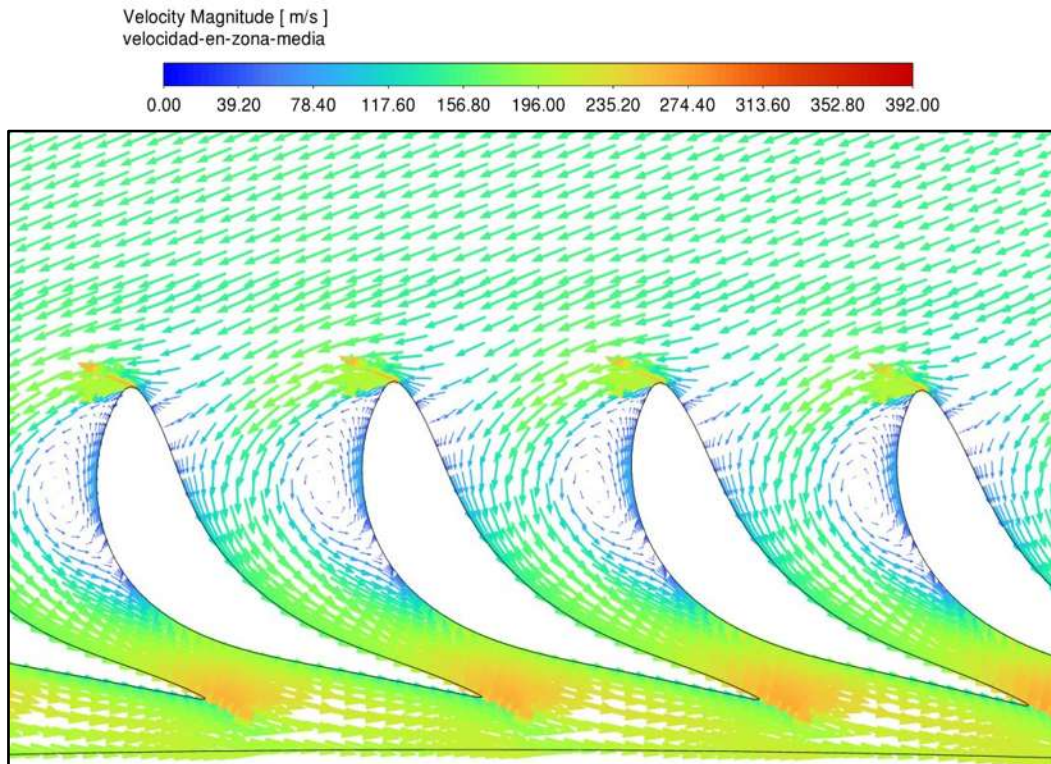


Figura 42 Vectores de velocidad en los álabes de estator, figura correspondiente a una zona en 0° .

5.2.6 Campos vectoriales en álabes de rotor y estator

La Figura 42, que corresponde a una zona de alrededor de 0° podemos apreciar la dirección en la que el fluido está entrando en los dominios del estator, esto producto de la posición de la admisión con respecto a la carcasa, observamos como el ángulo con el que los vectores de velocidad ingresan en relación a la posición de los álabes es en promedio de 30° esto para la zona de análisis en cuestión ya que este ángulo está cambiando conforme el fluido va recorriendo la voluta de la carcasa, se puede mirar como el ángulo con el que el fluido impacta en el álabe no coincide en lo absoluto con su borde de ataque, sino que lo hace en el primer tercio del lado presión, en consecuencia, parte del fluido que impacta es dirigido en sentido contrario al que debería ser su dirección, ocasionando este particular fenómeno en el borde de ataque del álabe, donde al apenas iniciar el lado succión ya hay un desprendimiento de capa límite, generando esta zona de baja presión donde existe recirculación y por lo tanto turbulencia, como lo mencionamos en la sección anterior, esta zona de recirculación del fluido estaría estrangulando la entrada de flujo en estos álabes, esta sería la razón por la que en las zonas donde se presenta este fenómeno las velocidades a la salida del estator son menores en comparación con otras zonas. En contra partida, la Figura 43 en su primera imagen, se presenta una zona de “transición” donde el fenómeno mencionado deja de ocurrir, como se mencionó arriba ocurre al redor de 130° justamente donde se presenta una de las mayores zonas de turbulencia, pero posteriormente el fluido ingresa a los álabes de estator con un ángulo más favorable de alrededor de 55° , vemos como no se genera esta especie de “bolsa” y el fluido se pega más a las paredes de los álabes y debido a esto pueden registrar mayores valores de velocidad a su salida como se muestra en la segunda imagen de la Figura 43, de tal manera que dicho fenómeno no vuelve a presentarse hasta poco después de la región de 270° . Las dos imágenes corresponden al caso real, pero el mismo fenómeno está presente también el caso NACA, también podemos comparar estas imágenes con la última de la Figura 43 que corresponde al caso ideal, donde observamos como la dirección con la que el fluido impacta, coincide con el borde de ataque lo que resulta en un flujo ordenado en su paso por los álabes, de igual manera observamos velocidades relativamente altas y uniformes a su salida. Con esto se demuestra la influencia que tiene la carcasa con relación a la dirección que entra el vapor en el estator.

Sabemos que la tarea principal de los álabes de estator es redireccionar y acelerar el flujo de vapor convirtiendo la energía de presión en energía cinética, observando la Figura 44 nos damos cuenta que para los tres casos planteados, los álabes fijos cumplen dicha tarea, los patrones de dirección del fluido se muestran constantes y el ángulo con el que impactan coincide a la perfección con el borde de ataque de los álabes de rotor, también se aprecia de manera clara las zonas donde se da el desprendimiento de la capa límite que genera la succión en estos álabes, de igual forma dichas zonas son prácticamente iguales para los dos primeros casos, para el caso real las separación se da poco después, sin embargo, la gran diferencia y con notoriedad, son los valores de la velocidad en la entrada de los álabes móviles, que resulta consecuencia del el fenómeno descrito arriba, siendo que las velocidades más bajas se registren del lado derecho y viceversa, las más altas del lado izquierdo, dentro de nuestro marco de referencia y por consiguiente las velocidades a la salida del rotor también sean desiguales. Como venimos advirtiendo, esta diferencia en las velocidades origina que se produzca más torque en el lado izquierdo, en por lo menos la primera etapa.

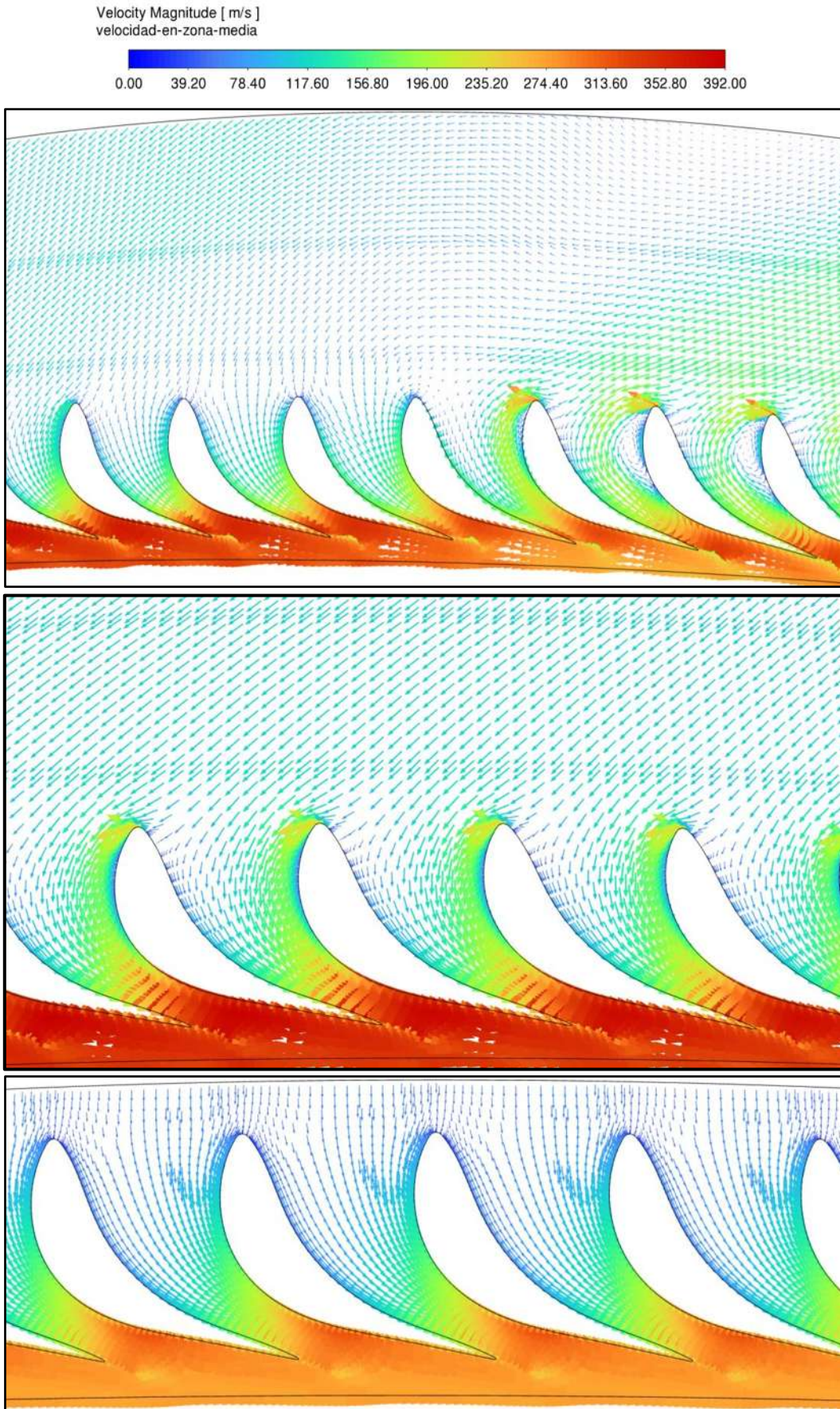


Figura 43 Vectores de velocidad en los álabes de estator, la primera figura corresponde a una zona en 180°, la segunda a una zona en 130°, la última figura corresponde al caso ideal.

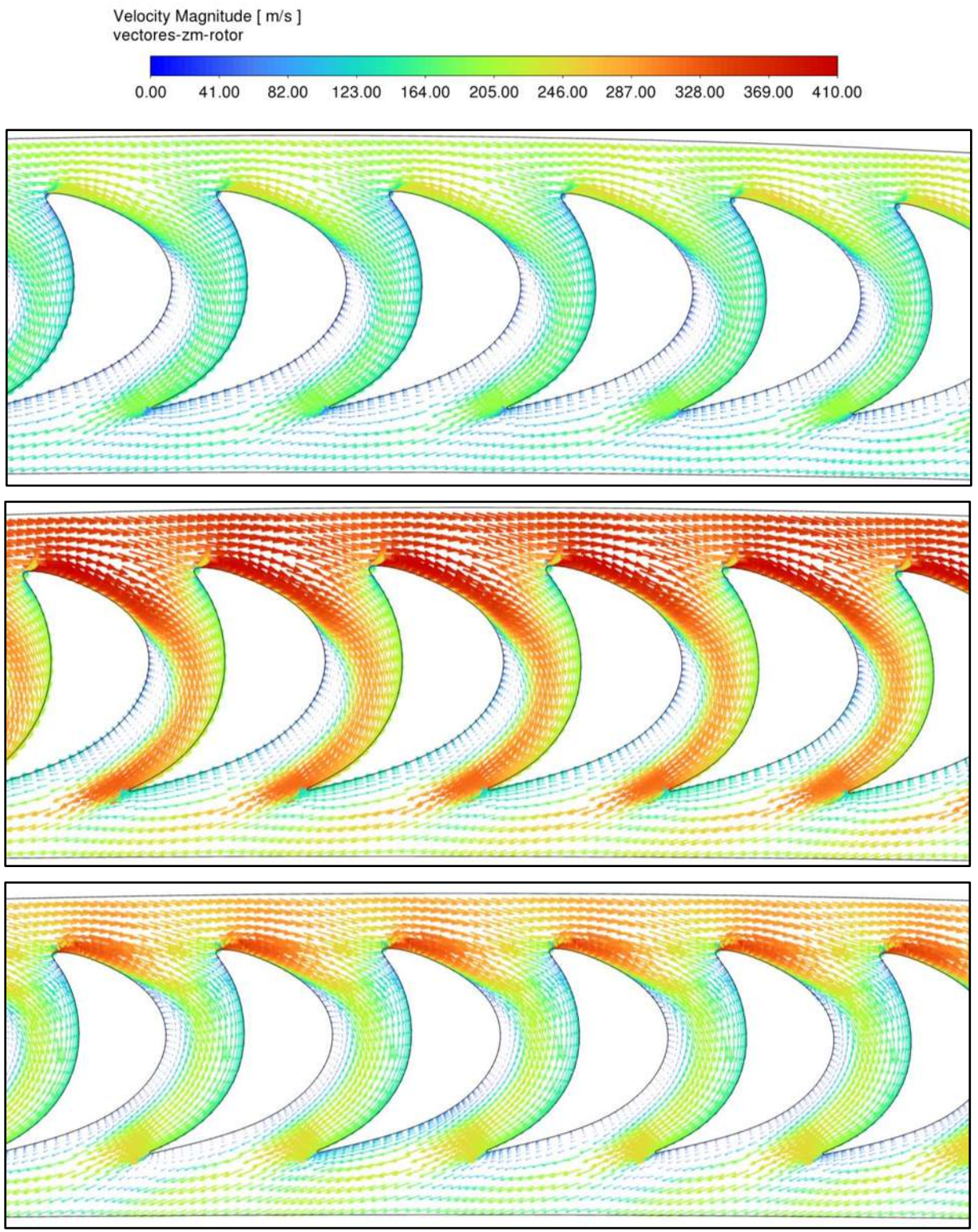


Figura 44 Vectores de velocidad en los álabes de estator, primera figura en posición de 0° , segunda figura en posición de 180° ambas del caso real, la última figura caso ideal a 0° .

5.2.7 Contornos en la entrada del rotor

En seguida se analiza un plano que se localiza entre la mitad del estator y rotor, dicho plano permite observar de forma anular las condiciones que se presentan a la salida de los álabes fijos y por consiguiente como entran a los álabes móviles, recordemos que en la primera etapa es donde se presenta el mayor intercambio energético de presión a energía cinética, por lo cual la condición en la que el fluido llega a estos álabes es crucial. En la Figura 45 se presentan los resultados de los contornos de velocidad, para el caso real las velocidades mayores se registran en una región comprendida de 145 a 255° con valores de entre 300 a 350 m/s (tonalidades rojas), de 0 a 30° se registran los valores más bajos con 190 a 215 m/s (tonalidades verdes), estos valores en estas regiones son debido al fenómeno descrito en el apartado 5.2.6, en el que se parte de la entrada en los álabes de estator se ve bloqueada debido a un desprendimiento en la capa límite resultado del ángulo con el que impacta el vapor en el fluido. El caso NACA presenta valores similares, sin embargo, los sectores angulares son ligeramente más amplios, para las velocidades mayores la región comprende de 140 a 260° aproximadamente, para la zona con velocidades menores también es ligeramente más amplia, de 0 a 35°, también existen zonas localizadas en 90 y 270° donde se registran valores de 230 a 260 m/s (tonalidades naranjas), esto para ambos casos igualmente. Para comparar, tenemos el caso ideal, en el cual el patrón de velocidad es uniforme para toda el área de análisis, con valores de 260 a 290 m/s, con esto vemos la influencia que tiene un flujo a la entrada del estator con velocidades uniformes.

En lo que respecta a la presión, podemos examinar los campos de presión total en la Figura 46, para el caso real destacan dos gradientes de baja presión alrededor de los 135° donde se registra la presión más baja, posteriormente en 205° se registra otra zona de baja presión, para el caso NACA, también podemos contemplar dos zonas de baja presión, sin embargo, de menor intensidad y un tanto recorridas, la primera se encuentra en 105° y la segunda en 190°, también podemos detectar que en caso NACA presenta valores más altos de presión, concretamente en el lado derecho donde observamos más franjas de tonalidades rojas que reportan valores de 814 kPa. Los espacios con tonalidades naranjas y amarillas corresponden a zonas donde el fluido fue acelerado por los álabes fijos, mientras que las franjas rojas corresponden a la presión que surge cuando el fluido saliente de un álabe se encuentra con el fluido de otro álabe contiguo. El caso ideal muestra unos valores de presión muy buenos y regulares, esto producto de un buen desempeño en los álabes fijos y un flujo que coincide con su borde de ataque, reportando valores de 816 a 819 kPa, presiones cercanas a la considerada en su entrada, sin embargo, debemos tener en cuenta que la opción “mixing plane” fue utilizada.

Examinando los valores de la ect , podemos darnos cuenta de que las zonas turbulentas analizadas en el plano medio de la carcasa se siguen presentando casi en las mismas zonas tras pasar el estator, reportando para el caso real valores máximos de 760 a 870 m^2/s^2 , podemos visualizar también como en el caso NACA tienen valores menores de 590 a 630 m^2/s^2 en dichas zonas y general para las demás, lo cual indica una mejora en la entrega del flujo por parte de los perfiles NACA en los postes. Ya para el caso ideal, los valores son mínimos con 7 a 15 m^2/s^2 de nuevo haciendo notal la importancia en la dirección de impacto del fluido en el estator y así como propiedades uniformes.

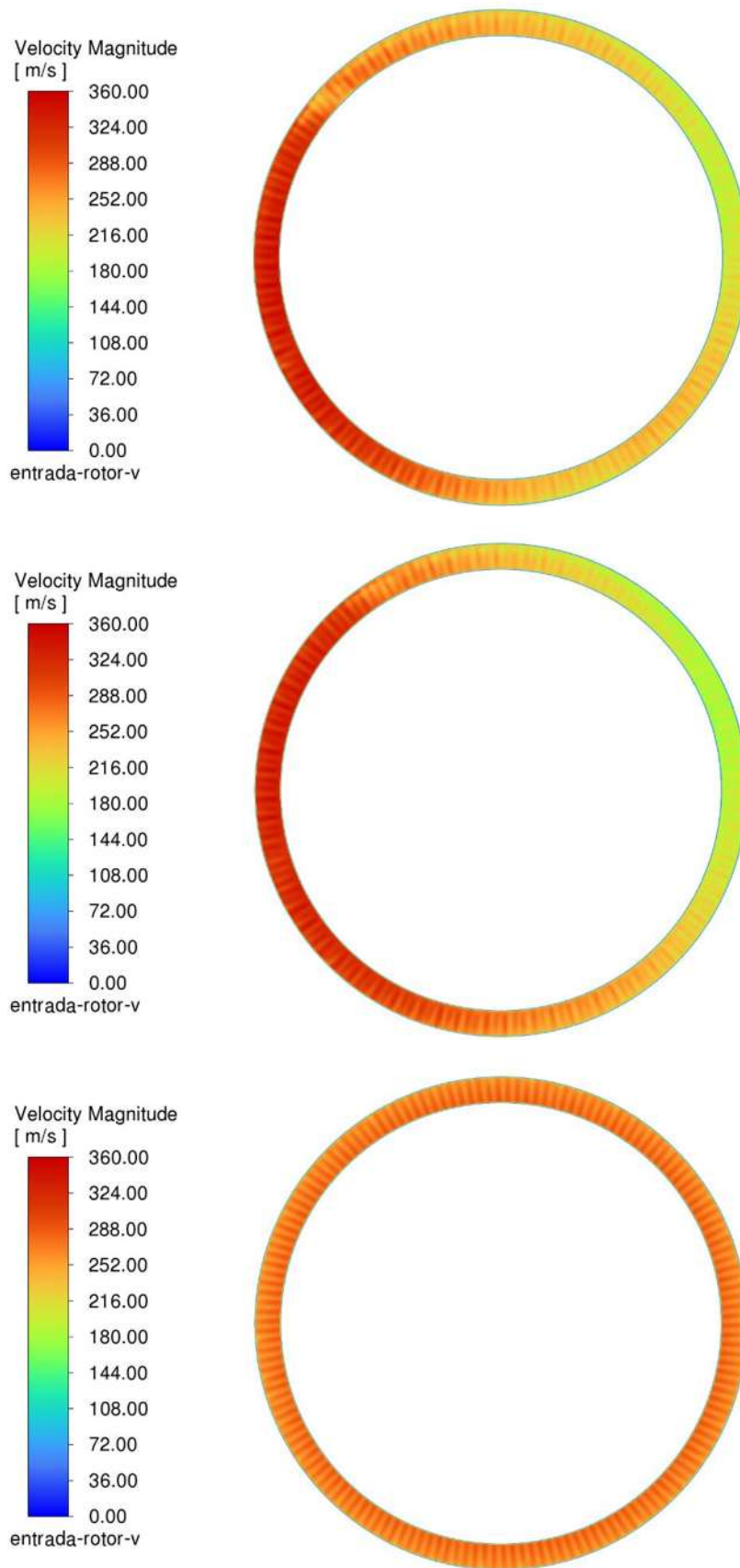


Figura 45 Contornos de velocidad para un plano localizado entre los álabes del estator y rotor. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.

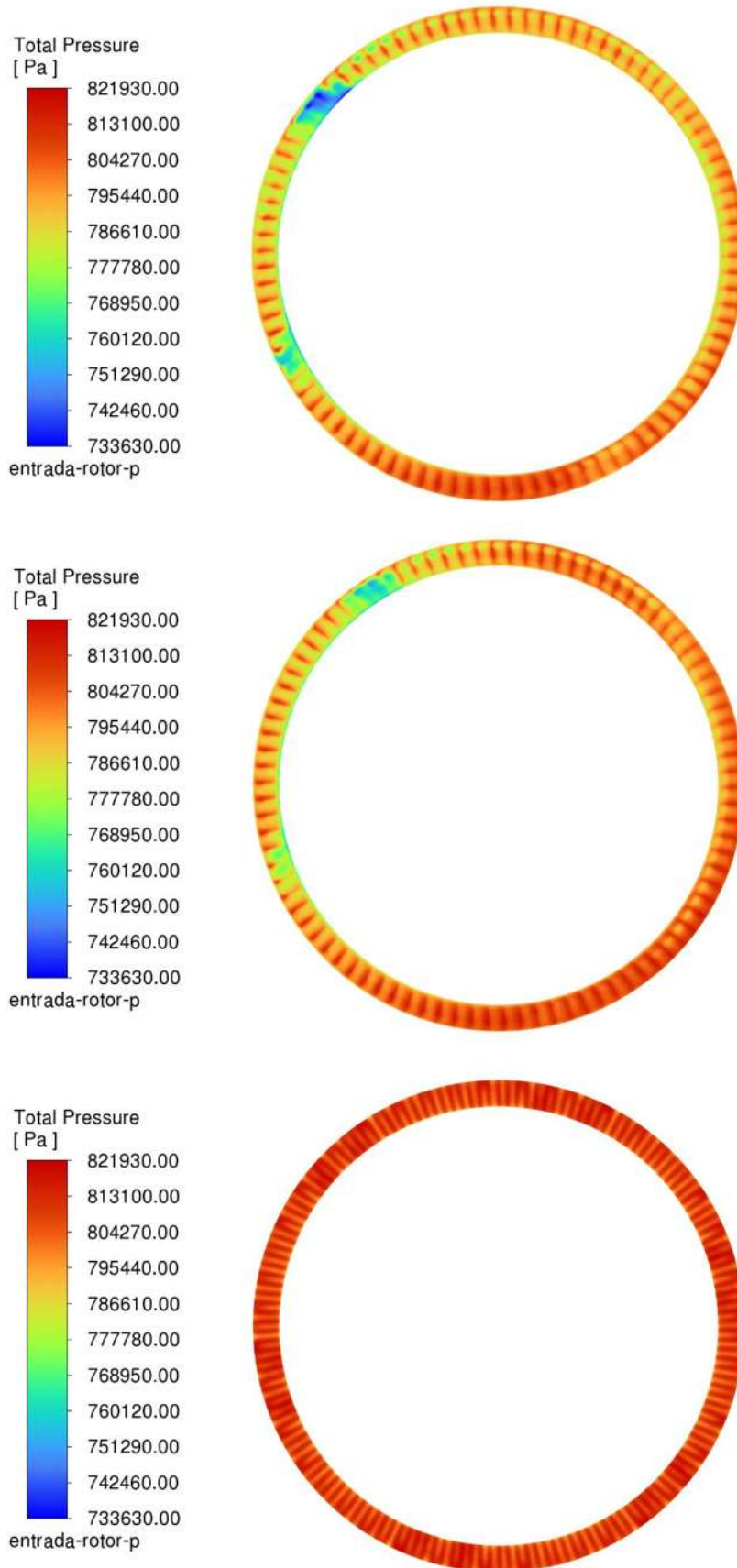


Figura 46 Contornos de presión total para un plano localizado entre los álabes del estator y rotor. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.

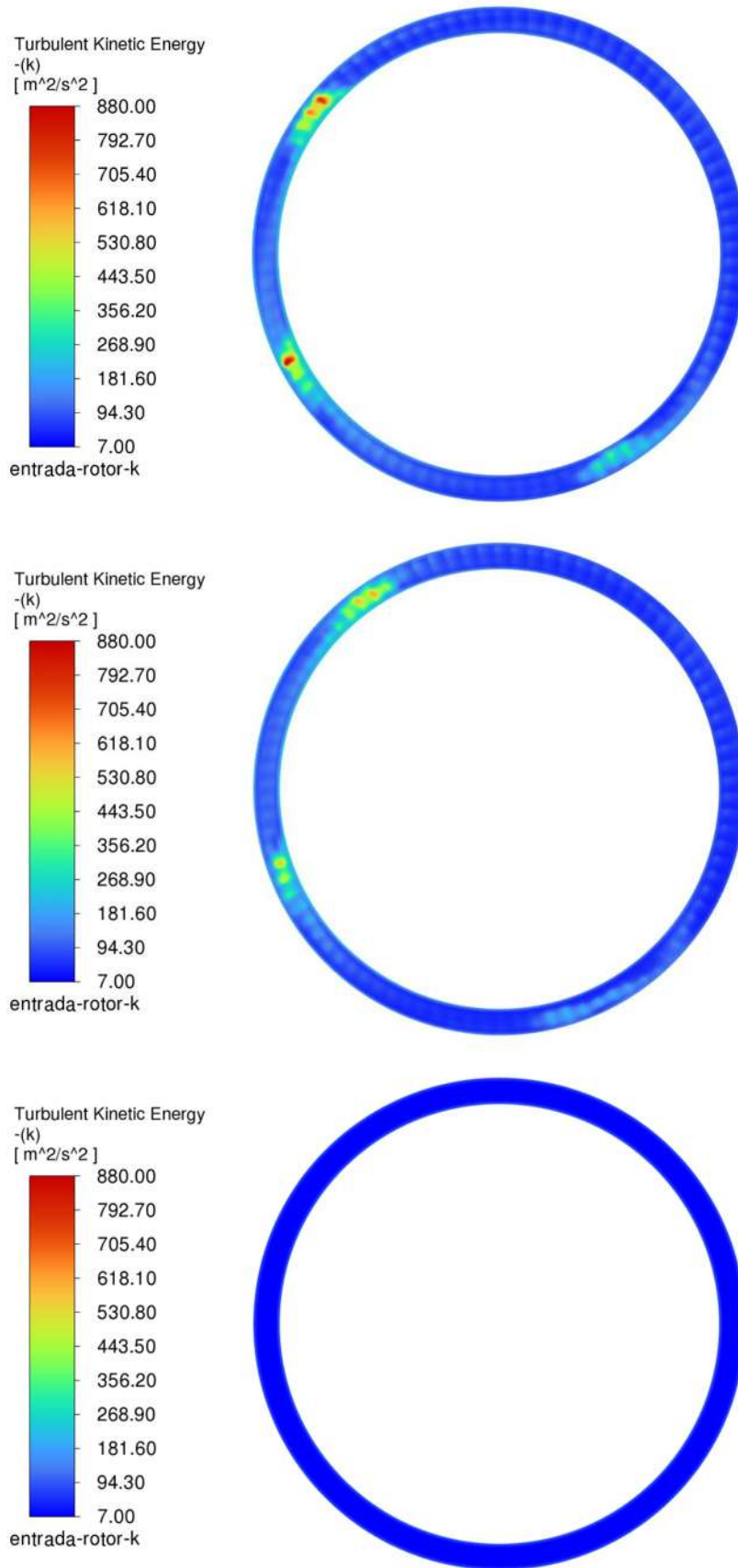


Figura 47 Contornos de ect para un plano localizado entre los álabes del estator y rotor. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.

5.2.8 Contornos en la salida del rotor

Finalmente tenemos los contornos a la salida de la primera etapa, veremos las condiciones en las que el flujo sale de la primera etapa y por lo tanto como llegaría a la segunda etapa. En primer lugar, en la Figura 48 se muestran los contornos de velocidad, donde para los casos real y NACA los valores mayores se registran en la mitad izquierda, para ambos casos las velocidades máximas reportadas son de 204 a 265 m/s (para tonalidades naranjas y rojas), sin embargo, se detecta que la región de mayor velocidad se extiende ligeramente más para el caso NACA de 115 a 270° mientras que para el caso real de 130 a 265°. Para el lado derecho observamos como se presentan valores menores de velocidad, en este caso para el caso NACA esta región es más extensa abarcando de -50 a 50°, mientras que para el caso real es menor, de -30 a 35°, el rango de velocidades para estas zonas es de 130 a 170 m/s (tonalidades verdes), en contra partida el caso ideal muestra velocidades uniformes y bien distribuidas de 190 a 210 m/s (tonalidades naranjas). Con estas marcadas diferencias de velocidad a la salida podemos decir, que el torque está siendo desigual en todos los 360° en al menos la primera etapa y debido a los perfiles de salida observados, posiblemente esta tendencia permanezca en etapas posteriores, autores señalan que podría extenderse hasta la tercera o cuarta etapa, más adelante abordaremos las implicaciones que tiene un torque mal distribuido.

Para el caso de la presión, abordaremos primeramente la aparición de puntos en toda la circunferencia, estos aparecen debido al desprendimiento de capa límite en el lado succión debido a la geometría con torcedura del álabe, en esa zona (aproximadamente a la mitad de su altura) es donde primero se da el desprendimiento, ocasionando una zona de baja presión y provocando la atracción de fluido hacia esa zona. En la Figura 49 el caso ideal muestra valores presión bastante elevados de 768 a 795 kPa (tonalidades rojas y naranja oscuro), lo que esto indica que la energía de presión se transforma de una manera muy eficiente en energía cinética, conservando presión para etapas posteriores, para los casos real y NACA muestran patrones y valores similares, a excepción de la zona de 0 a 90° donde el caso NACA muestra valores más altos, no obstante, vemos un claro desbalance en la presión y que de esta forma es recibida por la siguiente etapa.

En la Figura 50 los contornos de ϵ muestran claramente la turbulencia generada en medio de los álabes en el lado succión, con característicos puntos rojos de valores entre 1690 a 1840 m^2/s^2 para caso real y NACA, cuyos contornos son parecidos, aunque levemente menores en zonas como en 30° y 240° para el caso NACA, vemos como la turbulencia es generada en el lado izquierdo donde se presentan las velocidades más altas, esto probablemente debido a que el flujo se separa prematuramente por exceder un umbral en el valor de velocidad, como vemos en la Figura 44, los vectores en el caso ideal tienen una menor zona de baja presión, por una velocidad más baja, lo que permite una mayor deformación del flujo y que retome su dirección curvada, es por todo esto que en el caso ideal vemos valores bajo en la ϵ con valores de 110 a 440 m^2/s^2 , con esto se ve reflejado nuevamente el efecto que tiene un correcto ángulo de incidencia del fluido, así como velocidades adecuadas a la entrada del rotor, ya que como se expone, no necesariamente mayor velocidad significa que sea beneficioso para el rotor, ya que se estaría perdiendo más energía y provocando turbulencia para etapas posteriores.

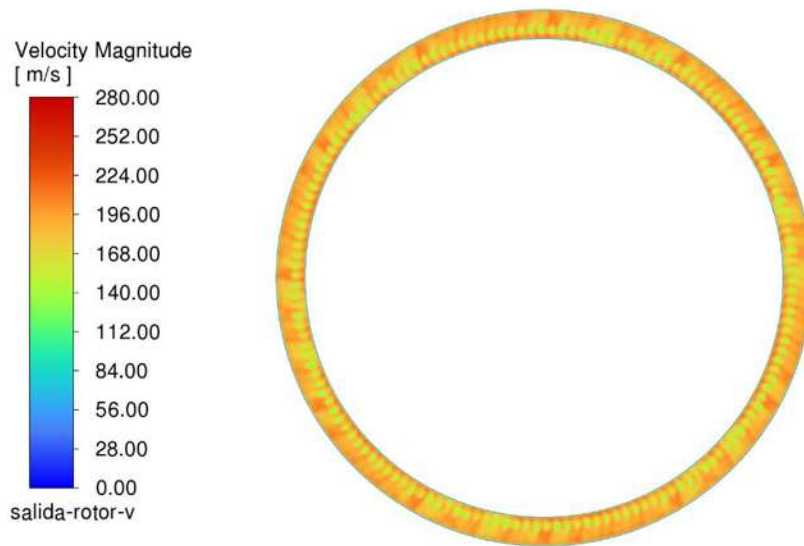
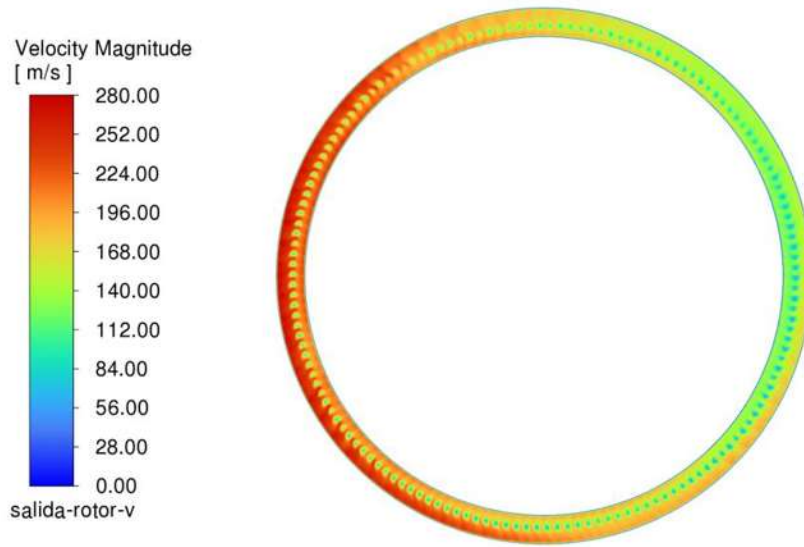
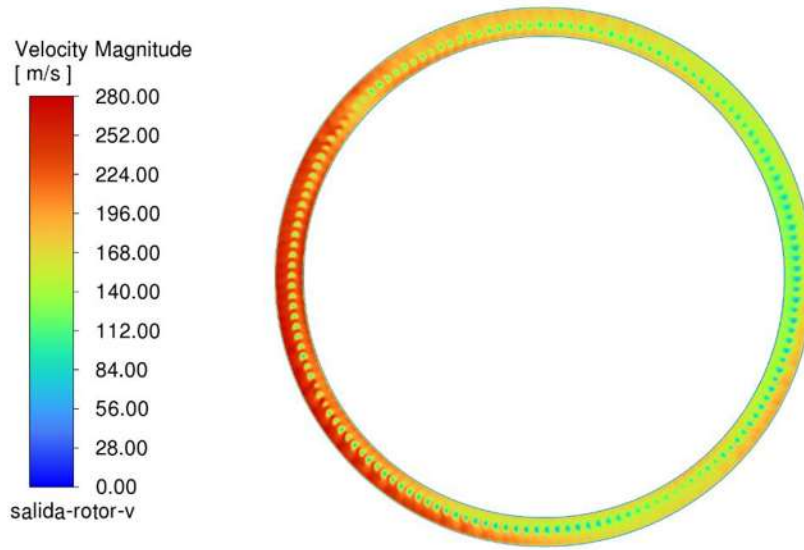


Figura 48 Contornos de velocidad a la salida del rotor Ira etapa. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.

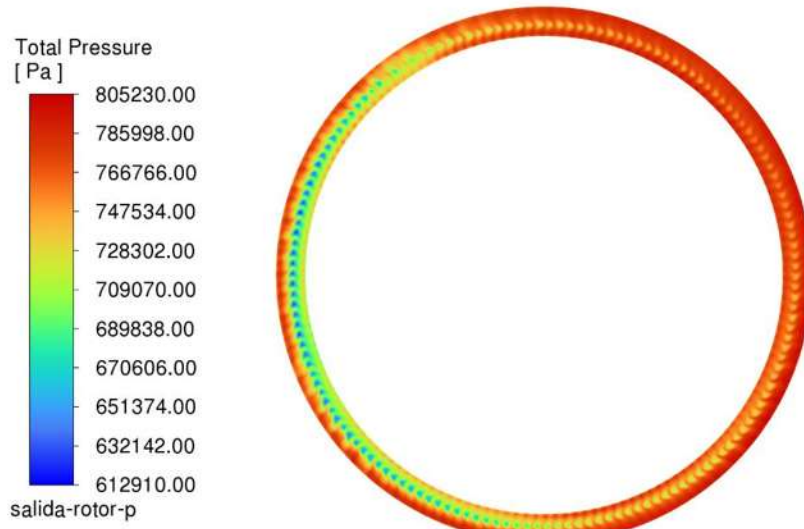
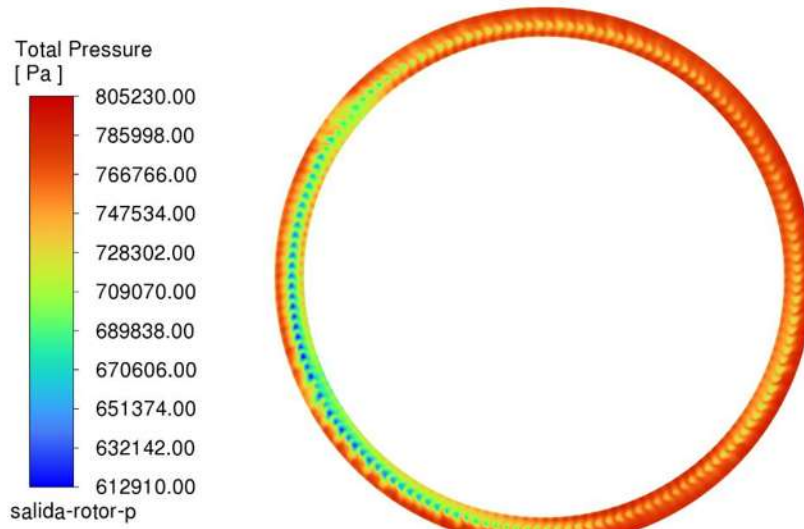


Figura 49 Contornos de presión total a la salida del rotor 1ra etapa. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.

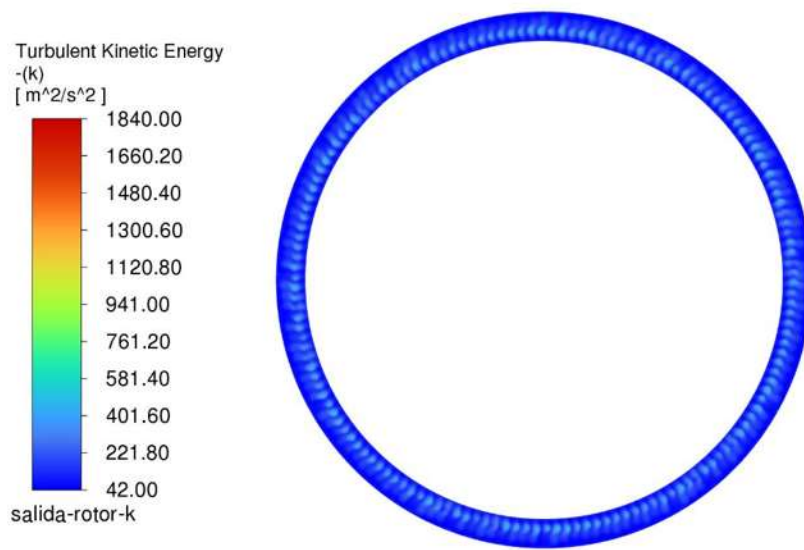
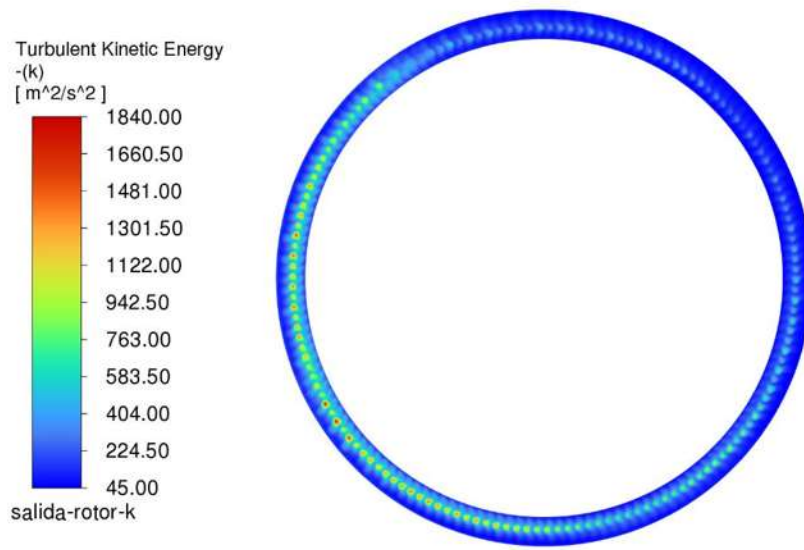
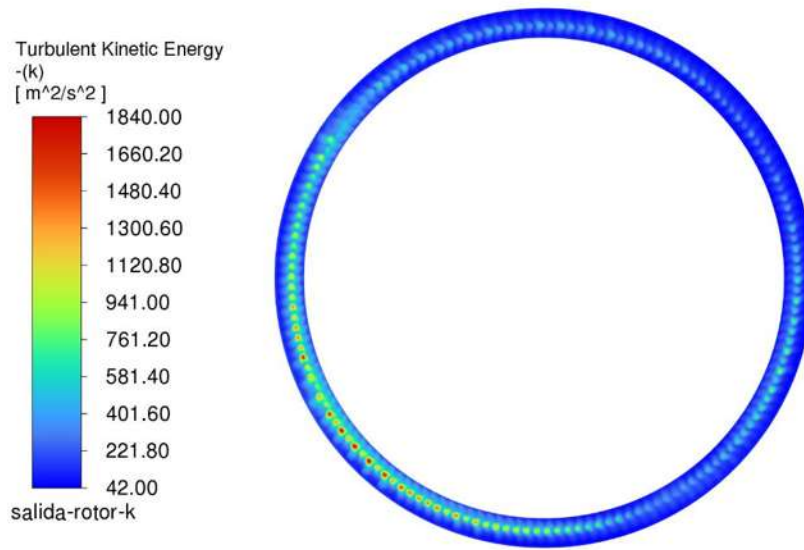


Figura 50 Contornos de ect a la salida del rotor Ira etapa. Caso real, NACA e ideal es el orden en que se disponen las imágenes.

5.2.9 Análisis gráfico del torque en los álabes de rotor

Después de analizar los contornos de velocidad, presión y energía cinética turbulenta queda claro que en la primera etapa de los álabes de rotor existe un desbalance en el torque generado debido principalmente a la geometría en la carcasa de admisión, la cual se localiza en la zona de 270 a 0° en nuestro marco de referencia, lo que ocasiona un desbalance en la distribución de la energía cinética en toda la región anular de la entra del estator, además de la nula concordancia en ciertas zonas entre el ángulo de incidencia del fluido y el borde de ataque de los álabes de estator.

El programa Fluent nos permite contabilizar el torque generado en cada uno de los 154 álabes de rotor, de tal forma que la Figura 51 se expone la gráfica correspondiente para los valores calculados de torque en Nm para cada álabe y su posición dentro de nuestro marco de referencia angular, también es importante aclarar que la turbina tiene un giro en sentido horario. Ahora bien, si observamos la línea roja correspondiente al caso real comienza en 0° con valores de entre 52 a 62 Nm para los primeros 15 álabes, para el caso NACA los valores son levemente menores de entre 47 a 54 Nm para los primeros 15 álabes, y a partir de los 35° comienza una pendiente ascendente para ambos casos, hasta llegar a aproximadamente 105° donde registran valores de 92 y 98 Nm para el caso real y NACA respectivamente, donde cabe mencionar el caso NACA comienza a registrar valores mayores de torque. Resulta curioso que la zona de 105 a 140° es donde se registran las zonas con más turbulencia para ambos casos y también donde se da la transición observada en la Figura 43 donde el fluido se adapta mejor al perfil de los álabes de estator y deja de haber un desprendimiento de capa limite tan pronunciado. De 117 a 168° el caso NACA registra valores mayores de torque que el caso real, reportando un pico máximo de 160.67 Nm, después de 168° la gráfica muestra valores erráticos de torque para ambos casos, aunque en general el caso real reporta valores hasta 229° mayores con un pico de 161.19 Nm, posterior a 229°, en ambos casos se observa una pendiente descendente en el valor del torque que si se observa la Figura 45 es la región donde la velocidad vuelve a decaer para ambos casos, aunque el caso NACA vuelve a reportar valores mayores hasta 311° donde el caso real vuelve a tener valores mayores hasta los 360°. Ahora para el caso ideal, aunque si bien muestra variaciones, estas son pequeñas en comparación con los otros casos, sus valores de torque oscilan de 86.55 a 105.95 Nm, con un promedio de 99.04 Nm, si bien sus valores en algunas zonas angulares está por debajo de los casos real y NACA como vemos en la Tabla 10, su torque total suma más que los casos anteriores, en concreto se produce 2.41% más que el caso real y 1.17% que el caso NACA, si bien no parece mucho, habría que observar la Figura 49, donde vemos que a la salida del rotor sigue conservando buena energía de presión, por lo que produce más torque y preserva energía para las etapas posteriores, todo esto con el hecho de tener

Caso	Torque total (Nm)	Diferencia con caso real (%)
Real	14883.7875	0
NACA	15058.7105	1.1752
Ideal	15243.7284	2.4183

Tabla 10 Torque generado en la primera para los casos real, NACA e ideal.

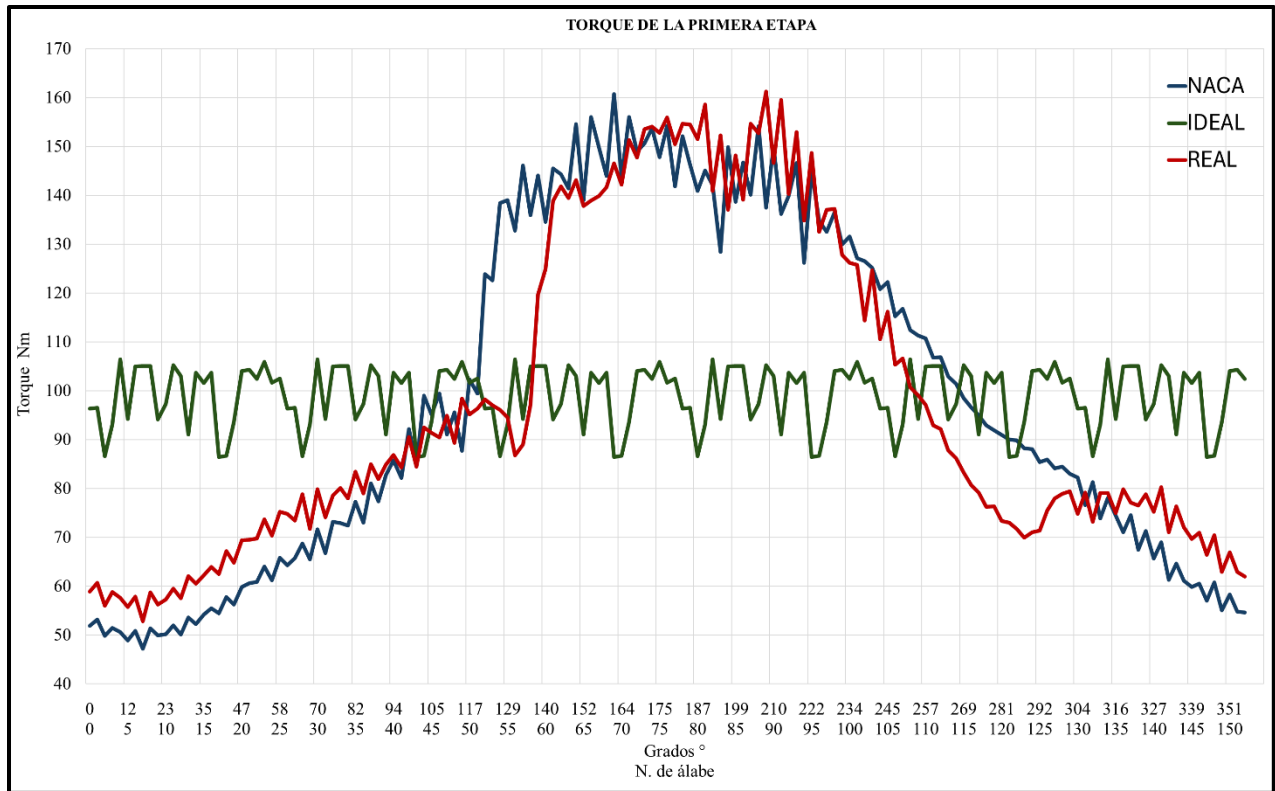


Figura 51 Gráfica de torque producido por álabe, línea azul caso NACA, línea verde caso ideal, línea roja caso real.

una distribución de uniforme en los valores de presión y velocidad, así como un buen ángulo de incidencia sobre los bordes de ataque de los álaves. El caso NACA en comparación con el caso real ofrece 1.17% más torque, si lo ponemos en perspectiva con el solo hecho de cambiar tres tirantes a un perfil aerodinámico obtenemos más torque en por lo menos la primera etapa y potencialmente en etapas subsecuentes si tomamos en cuenta los perfiles de salida de las figuras 48, 49 y 50 donde el caso NACA muestra propiedades de velocidad, presión y ect más favorables que el caso real, también es necesario mencionar que sería necesario realizar un análisis estructural en la carcasa para determinar que los tirantes con perfiles NACA tendrán las mismas prestaciones estructurales que los tirantes circulares normales.

Ahora abordaremos las implicaciones y posibles consecuencias de un torque no uniforme en la turbina, ya que esto puede generar varias implicaciones mecánicas, dinámicas y operativas, tales como:

1. Desbalance de fuerzas y esfuerzos mecánicos

- Un torque desigual significa que una parte del rotor experimentará mayores esfuerzos que la otra, lo que puede causar fatiga localizada en los materiales y aumentar el riesgo de fisuras o fallas estructurales.
- También puede afectar los cojinetes del rotor, ya que el desequilibrio de carga podría inducir una mayor presión en un lado, provocando desgaste prematuro.

2. Vibraciones y problemas de estabilidad rotodinámica

- Un desbalance en el torque puede inducir vibraciones asimétricas, generando problemas de estabilidad en la turbina.
- Estas vibraciones pueden amplificarse en ciertas frecuencias, provocando resonancia y aumentando la posibilidad de daño en el sistema.

3. Desgaste irregular de los cojinetes y el eje

- Si el torque está desbalanceado, el eje experimentará un momento desequilibrado, lo que puede provocar un contacto desigual en los cojinetes, generando un desgaste prematuro y posible falla de lubricación.
- A largo plazo, puede inducir desalineaciones en el sistema rotodinámico.

4. Desalineación y posibles daños en el generador o acoplamientos

- En turbinas acopladas a generadores u otros sistemas mecánicos, un torque desigual puede inducir un momento torsional adicional en el eje de transmisión, afectando la alineación y generando problemas en los acoplamientos.

5.2.10 Valores promedio en distintas zonas de la turbina

En ANSYS Fluent, dentro de los reportes de integrales de superficie, existen dos opciones muy útiles: Mass-Weighted Average y Area-Weighted Average son herramientas útiles para analizar los resultados de una simulación CFD y extraer información cuantitativa relevante, estos reportes permiten calcular la integral de una variable en una superficie específica.

La diferencia clave entre estos dos: es que Mass-Weighted Average toma en cuenta la cantidad de flujo másico que atraviesa la superficie, por lo que es más representativo en flujos con velocidades y densidades variables. Area-Weighted Average solo promedia los valores sobre el área sin considerar cuánto fluido pasa a través de la superficie.

En la práctica, si quieres conocer la temperatura media de un flujo a la salida de una tobera, el Mass-Weighted Average es más representativo. En cambio, si necesitas el promedio de temperatura en la superficie de una pared, el Area-Weighted Average es más adecuado.

Por lo tanto, cuando el flujo atraviesa los álabes, puede haber variaciones significativas en la velocidad, la presión y otras propiedades debido a los efectos aerodinámicos y termodinámicos de la turbomaquinaria. Como el fluido transporta energía y cantidad de movimiento, el promedio debe ponderarse por el flujo másico para representar correctamente el impacto de cada porción del fluido, por lo cual Mass-Weighted Average es más adecuado en el presente estudio.

Dicho lo anterior en la Tabla 11 se reportan los valores promedio de algunas variables físicas, si bien son cantidades promediadas, nos permiten revisar el comportamiento general de cada caso y

en zonas específicas. La tabla se organiza en grupos de tres, cada grupo abarca una zona y en cada zona se muestra los resultados para los casos real, NACA e ideal, en ese orden.

En primer lugar, abordaremos la salida de la carcasa, donde observamos que el caso real muestra un valor promedio de magnitud de velocidad mayor que el caso NACA. Si consideramos la forma en que entra el fluido a la carcasa, podemos decir que la mayor componente de la velocidad para este caso es tangencial y de nuevo es mayor para el caso real que el NACA. Sin embargo, para los valores de la presión total, pasa lo contrario, el caso NACA registra un valor mayor por 1.66 kPa, lo que estaría indicando una preservación en forma de energía, esto también se ve reflejado en la diferencia de ect donde en promedio hay 16% menos ect para el caso NACA. Para el caso ideal las velocidades son relativamente menores debido a las condiciones de entrada, donde se supone que las velocidades entran de manera perpendicular al plano de salida de carcasa, es por eso que la velocidad radial y tangencial son prácticamente cero y la axial es casi igual a la magnitud de la velocidad, en caso de la ect podemos ver que es 82% menor en comparación con la real lo cual tiene un impacto benéfico para entrada a los álabes de estator.

Para los álabes de estator en su zona media podemos comentar lo siguiente; en lo que respecta a los valores de velocidad en caso real y NACA muestran valores similares, en promedio el caso real tiene valores poco más altos que el caso NACA, esto podría explicarse de nuevo con los valores de presión donde el caso NACA tiene 4 kPa más en promedio, lo cual representa 0.51% más, para el valor en la ect registra 28.26% menos, indicando que se pierde menos energía en turbulencia. Ahora bien el caso ideal registra 202.74 m/s en magnitud de velocidad, lo que representa 50.65% más respecto al caso real, la velocidad axial 35.66% más, en lo que respecta a la velocidad radial negativa estaría indicando que existe una muy leve tendencia a que el fluido se dirija hacia centro de la turbina, la velocidad tangencial es negativa indica que el fluido se mueve en dirección horaria, lo cual es normal en el caso ideal ya que el giro del fluido ocasionado por la carcasa aquí es inexistente debido a esto reporta -171.3 m/s. Observamos que la presión también es ligeramente mayor por alrededor de 0.39%, pese a que la presión a la entrada del estator en el caso ideal era menor por 1.4 kPa, lo que indica un mejor eficiencia de conversión de energía de presión a energía cinética en el estator, también menos pérdidas con 93.48% menos de ect, como se vio en los vectores de velocidad, esto se debe a un mejor ángulo de incidencia del fluido hacia el borde de ataque en los álabes fijos, lo que reduce pérdidas y acelera de manera más eficiente el fluido.

La zona de entrada al rotor que corresponde con un plano situado a la mitad de la transición estator rotor reporta valores muy parecidos en sus velocidades, donde las más grandes se manifiestan en la magnitud de la velocidad, donde el caso real reporta 265.90 m/s, el caso NACA reporta 0.92% más y el caso ideal 2.57% más de velocidad promedio. No obstante, para el caso de la presión, los casos NACA e ideal reportan 0.52% y 2.04% más presión respectivamente, para la ect NACA e ideal reportan menores con 10.58% y 82.99% menos respectivamente.

En la zona media de los álabes de rotor las velocidades son similares para los casos real y NACA con una variación de 1.6% en la magnitud de la velocidad para el caso NACA, para el caso ideal ocurre que registra un 12.27% menos para el valor de magnitud de velocidad, sin embargo, esto se debería en parte a que el caso ideal registra valores más estables, en comparación con los otros dos

casos donde se registran valores más fluctuantes, que afectan el cálculo del promedio ponderado. La velocidad radial negativa sobre este plano estaría indicando que fluido se estaría dirigiendo hacia el eje de rotación, quizá producto del diseño y debido a la curvatura de los álabes o la geometría del canal de paso. En cuanto a la velocidad tangencial el caso real registra un valor de 22.73% mayor que el caso NACA, esto quizá producto de los ángulos con el que fluido entra al rotor y que estarían modificando su ángulo de salida. Para la presión el caso NACA e ideal registran 0.41% y 2.51% más presión que el caso real, por el lado de la ect el caso ideal registra 48.77% menos que el caso real, el caso NACA registra prácticamente los mismos valores. A pesar de tener valores similares, en los casos NACA e ideal se produce más torque, indicando que la energía se transforma de forma más eficiente.

Por último los valores a la salida del rotor, en los cuales los valores a la velocidad son bastante parecidos para los tres casos, sin embargo, para todo este análisis es importante considerar que son valores promedio, como vimos en los contornos, la velocidad, la presión y la energía cinética turbulenta no son uniformes en toda la región anular. Los valores de presión para el caso NACA e ideal son 0.36% y 3.20% respectivamente mayores en comparación con el caso real. La ect resulta ser más alta para el caso NACA por 1.09% esto sería debido a que desde la entrada al rotor viene registrando valores más altos de velocidad, por que estaría disipando levemente más energía, por el contrario, el caso ideal tiene 37.63% menos de ect.

Para cerrar podemos decir los siguientes comentarios generales; las condiciones reales muestran pérdidas significativas en comparación con la ideal, debido a efectos de fricción, turbulencia y disipación de energía. Los perfiles NACA mejoran el rendimiento con respecto a la condición real, pero aún presentan pérdidas notables en comparación con la ideal. La mayor caída de presión ocurre en los álabes del rotor, lo que es esperado, ya que es donde se extrae la mayor parte de la energía del fluido y las velocidades tangenciales juegan un papel clave en la conversión de energía, y su disminución en la condición real indica pérdidas en la eficiencia de conversión.

Tipo de reporte: Mass-Weighted Average						
Zona	Magnitud de velocidad (m/s)	Velocidad axial (m/s)	Velocidad radial (m/s)	Velocidad tangencial (m/s)	Presión total (Pa)	ECT (m ² /s ²)
Salida carcasa real	105.6468	45.7131	-9.6038	89.6304	821439.5	72.9844
Salida carcasa NACA	92.4111	45.3732	-7.8725	74.0480	823103.8	61.3107
Salida carcasa ideal	57.6082	57.6016	0.0345	0.0409	820000.0	12.5237
Álabes estator zona media real	134.5764	62.3914	6.2419	27.8949	812533.1	196.8075
Álabes estator zona media NACA	132.3684	66.5964	6.9218	25.0990	816685.7	141.1839
Álabes estator zona media ideal	202.7433	84.6428	-2.1524	-171.3002	815699.4	12.8217
Entrada rotor real	265.9058	58.4502	2.8051	-259.0691	792944.6	133.5980
Entrada rotor NACA	268.3551	58.8652	3.5879	-261.4806	797070.5	119.4587
Entrada rotor ideal	272.7509	56.7589	-1.6102	-266.6058	809135.6	22.7164
Álabes rotor zona media real	200.1050	100.9836	-19.8145	19.0605	752692.9	416.7009
Álabes rotor zona media NACA	203.3985	101.6255	-20.3010	14.7277	755820.7	416.5339
Álabes rotor zona media ideal	175.5474	97.2889	-11.1777	48.4231	771657.4	213.4714
Salida rotor real	189.3779	59.5353	-0.3266	179.2894	751387.1	259.3561
Salida rotor NACA	191.3332	60.1515	-0.4905	181.1193	754092.2	262.2070
Salida rotor ideal	188.8152	56.3719	0.2862	179.9482	775484.1	161.7375

Tabla 11 Valores de velocidad (magnitud, axial, radial, tangencial), presión total y ect en zonas de interes de la primera etapa.

6. CONCLUSIONES

En conclusión, a través del uso de la dinámica de fluidos computacional (CFD), se logró realizar un análisis detallado del comportamiento del vapor en la carcasa y los álabes de primera etapa de la turbina geotérmica de “Los Humeros”. A pesar de la falta de datos experimentales in situ, la simulación demostró ser una herramienta poderosa para reproducir fenómenos fluidodinámicos con precisión. Se observó que las perturbaciones en el flujo del vapor generadas por la geometría inadecuada de la carcasa provocan una distribución no simétrica en las propiedades del fluido hacia los álabes. A su vez, se identificaron gradientes de presión y turbulencia en la primera etapa de álabes, que impacta negativamente en la eficiencia de la turbina, provocando pérdidas energéticas y disminuyendo el rendimiento general. Se recomienda optimizar y modificar la configuración geométrica de la carcasa con enfoque especial en la posición de su admisión, para lograr un flujo más controlado y uniforme en el ingreso a la primera etapa de álabes.

Se cuantificó el torque generado para los tres casos planteados, obteniendo 14883.7875 Nm para el caso real, 15058.7105 Nm para el caso NACA y 15243.7284 Nm para el caso ideal, donde existe una diferencia en comparación con el caso real de 1.1752% y 2.4183% para los casos NACA e ideal respectivamente. Con esto se corrobora la influencia positiva en el rendimiento de la turbina al sustituir los perfiles de los tirantes en la admisión de la carcasa por perfiles NACA. También se encontró y demostró que el torque transferido varía dependiendo de la sector angular con una tendencia a ser más grande del lado derecho de acuerdo al marco de referencia planteado en la investigación, confirmando que el flujo no uniforme impacta directamente el desempeño de la turbina, donde algunas consecuencias de un torque desigual en el rotor son: desbalance de fuerzas y esfuerzos mecánicos en el rotor, vibraciones y problemas de estabilidad rotodinámica, desgaste irregular de los cojinetes y el eje, entre otros.

Mediante el uso de contornos de velocidad, presión y energía cinética turbulenta, así como el análisis de campos vectoriales de velocidad en la zona media de los álabes, se descubrió que para ciertos sectores angulares que son cercanos a la admisión de la carcasa, el ángulo de incidencia con el que el vapor impacta a los álabes de estator no coincide con su borde de ataque, generando desprendimiento de capa limite en los álabes y pérdidas de energía. Por otro lado el caso ideal donde el flujo impactaba de manera eficiente los álabes, demuestra la importancia que tiene entregar un flujo con propiedades uniformes, donde al estudiar y cuantificar las variables mencionadas arriba se observa un mejor aprovechamiento de la energía y su transferencia, de igual manera ofrece valores de velocidad, presión y energía cinética turbulenta a la salida de la primera etapa con mejores prestaciones, esto tendría un impacto benéfico para etapas posteriores. Sin embargo, se tiene que tomar en cuenta que es un caso ideal, el cual nos sirve para comparar, aunque también sirve como punto de partida para posibles mejoras, sobre todo en la dirección con la que el fluido llega a la primera etapa. Para al caso NACA y los valores observados respecto al caso ideal podemos decir que las diferencias son pequeñas pero positivas y en pro de la eficiencia de la turbina, su campo más notable fue la reducción la energía cinética turbulenta, lo cual se traduce en una menor disipación de energía, energía que fue aprovechada en la primera etapa y podría ser aprovechada en etapas posteriores.

6.1 Trabajo a futuro

Recomendaciones para trabajos a futuro, es realizar más estudios experimentales y obtener datos de operación más específicos para validar los resultados simulados. Además, se sugiere explorar nuevas configuraciones en la simulación CFD, donde se agreguen más etapas de la turbina, ya que algunos autores señalan que el efecto de gradientes de presión se normaliza hasta después de la tercera o cuarta etapa; así mismo incorporar en estos modelos la ecuación de la energía y otras interacciones complejas del flujo. Además, sería de interés explorar nuevas configuraciones que optimicen el flujo de la carcasa, donde se cambie la posición de la admisión a una más favorable, donde el flujo tienda a una homogeneización anular. En referencia al caso NACA, sería necesario corroborar que los perfiles NACA propuestos cumplen estructuralmente los requisitos termomecánicos, se exhorta a una simulación fluido-estructura.

6.2 Limitaciones

Algunas de las limitaciones del presente trabajo fue que la validación del modelo no fue posible debido a la falta de datos experimentales directos. No obstante, se realizaron pruebas de convergencia y análisis de independencia de malla, asegurando que los resultados obtenidos fueran confiables dentro de los límites de error aceptables. A pesar de la falta de validación experimental directa, los resultados se alinearon con las expectativas teóricas y trabajos previos.

Otra limitación de este estudio radica en la falta de incorporación de los sellos laberínticos con los que cuenta la turbina en su operación real, estos sellos no fueron simulados, por lo que podrían existir cambios en el análisis de la primera etapa, de igual forma otro factor es el flujo en la admisión donde se asumió que el flujo era uniforme y sin considerar alguna turbulencia previa, esto resulta importante ya que el ducto que llega a la admisión viene precedido por dos codos, según los dibujos de diseño de la turbina, de tal manera que la condición en la que el flujo llega a la admisión de la turbina puede llegar a ser un factor importante para la condición en la que el fluido llega a la primera etapa de los álabes.

7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] S. C. Hernández, “Tomografía tridimensional de doble diferencia en el campo geotérmico Los Humeros, Puebla”, Instituto Politécnico Nacional, Ciudad de México, 2019.
- [2] Ó. L. Romero, “Actualización del modelo geoquímico de Los Humeros, Pue., México”, *Comisión Federal de Electricidad*, núm. Geotermia, Vol. 19, No. 1, 2006.
- [3] Ricardo González Mora, “Modelado y análisis fluido dinámico a una carcasa de admisión para una turbina de vapor industrial con capacidad de 25MW.”, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Morelia, Michoacán, 2022.
- [4] L. He, “Computation of unsteady flow through steam turbine blade rows at partial admission”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 211, núm. 3, pp. 197–205, 1997, doi: 10.1243/0957650971537105.
- [5] J. E. Fridh, B. Bunkute, R. Fakhrai, y T. H. Fransson, “AN EXPERIMENTAL STUDY ON PARTIAL ADMISSION IN A TWO STAGE AXIAL AIR TEST TURBINE WITH NUMERICAL COMPARISONS”, *Power for Land*, Vienna, Austria, jun. 2004. doi: <https://doi.org/10.1115/GT2004-53774>.
- [6] D. E. Bohn y H. H-W Funke, “Experimental Investigations Into the Nonuniform Flow in a 4-Stage Turbine With Special Focus on the Flow Equalization in the First Turbine Stage”, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference.*, vol. 6, núm. Turbo Expo 2003, Parts A and B. Atlanta, Georgia, USA., pp. 281–289, jun. 2003, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2003-38547>.
- [7] J. Fridh, B. Laumert, y T. Fransson, “Forced response in axial turbines under the influence of partial admission”, *J Turbomach*, vol. 135, núm. 3, jun. 2013, doi: 10.1115/1.4007599.
- [8] P. Lampart, M. Szymaniak, y R. Rządkowski, “UNSTEADY LOAD OF PARTIAL ADMISSION CONTROL STAGE ROTOR OF A LARGE POWER STEAM TURBINE”, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. Volume 5: Turbo Expo 2004, Parts A and B. Vienna, Austria. June 14–17, 2004.* pp. 237-246. ASME., 2004, doi: 10.1115/GT2004-53886.
- [9] N. B. Hushmandi, J. Hu, J. Fridh, y T. H. Fransson, “NUMERICAL STUDY OF UNSTEADY FLOW PHENOMENA IN A PARTIAL ADMISSION AXIAL STEAM TURBINE”, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. Volume 5: Structures and Dynamics, Parts A and B. Berlin, Germany. June 9–13, 2008.* pp. 713-722. ASME., 2008, doi: 10.1115/GT2008-50538.
- [10] N. B. Hushmandi, J. E. Fridh, y T. H. Fransson, “Unsteady forces of rotor blades in full and partial admission turbines”, *J Turbomach*, vol. 133, núm. 4, abr. 2011, doi: 10.1115/1.4002408.
- [11] R. Rzdkowski y M. Soliski, “UNSTEADY FORCES ACTING ON THE ROTOR BLADES AND SHAFT IN THE CONTROL STAGE FOR DIFFERENT STEAM ADMISSION VARIANTS”, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air.*

- Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C. Glasgow, UK. June 14–18, 2010. pp. 2267-2275. ASME., doi: 10.1115/GT2010-22807.*
- [12] D. Yu, Y. Duan, J. Liu, Z. Liu, y Q. Hu, “Experimental study on fault caused by partial arc steam forces and its economic solution”, *J Eng Gas Turbine Power*, vol. 132, núm. 6, pp. 64501-1-64501–4, 2010, doi: 10.1115/1.4000090.
- [13] L. Gao, Y. Dai, Z. Wang, Y. Xu, y Q. Ma, “ROTORDYNAMIC STABILITY UNDER PARTIAL ADMISSION CONDITIONS IN A LARGE POWER STEAM TURBINE”, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. Volume 6: Structures and Dynamics, Parts A and B. Orlando, Florida, USA. June 8–12, 2009. pp. 795-802. ASME., doi: 10.1115/GT2009-59467.*
- [14] K. Gao, C. Wang, Y. Xie, y D. Zhang, “EFFECTS OF INLET CHAMBER STRUCTURE OF THE CONTROL STAGE ON THE UNSTEADY AERODYNAMIC FORCE”, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 8: Microturbines, Turbochargers, and Small Turbomachines; Steam Turbines. Oslo, Norway. June 11–15, 2018. V008T29A034. ASME., doi: 10.1115/GT2018-76632.*
- [15] T. Yoshida, N. Sakai, A. Matsumoto, M. Div, y Y. Kitajima, “NUMERICAL ESTIMATION OF THE UNSTEADY FORCE ON ROTOR BLADES IN A PARTIAL ARC ADMISSION STAGE OF AN AXIAL TURBINE”, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 2C: Turbomachinery. Düsseldorf, Germany. June 16–20, 2014. V02CT38A047. ASME., doi: 10.1115/GT2014-26774.*
- [16] J. Bellucci, F. Rubecchini, y A. Arnone, “MODELING PARTIAL ADMISSION IN CONTROL STAGES OF SMALL STEAM TURBINES WITH CFD”, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 8: Microturbines, Turbochargers, and Small Turbomachines; Steam Turbines. Oslo, Norway. June 11–15, 2018. V008T29A029. ASME., doi: 10.1115/GT2018-76528.*
- [17] S. Hecker, A. Rohe, y H. Stoff, “STEAM TURBINE INLET GEOMETRY FROM A STRUCTURAL AND FLUID DYNAMICS POINT OF VIEW”, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 6: Oil and Gas Applications; Concentrating Solar Power Plants; Steam Turbines; Wind Energy. Copenhagen, Denmark. June 11–15, 2012. pp. 487-495. ASME., doi: 10.1115/GT2012-68678.*
- [18] R. Sievert Aus Quedlinburg, “Analyse der Einflussparameter auf die Strömung im Eintritt von Niederdruck-Dampfturbinen”, Doctoral Thesis, Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau urn:nbn:de:hbz:294-18733, 2007.
- [19] A. Koprowski y R. Rządkowski, “Computational fluid dynamics analysis of several designs of a Curtis wheel”, *Archives of Thermodynamics*, vol. 42, núm. 3, pp. 197–208, 2021, doi: 10.24425/ather.2021.138116.

- [20] A. Koprowski y R. Rzadkowski, “Computational fluid dynamics analysis of 1 MW steam turbine inlet geometries”, *Archives of Thermodynamics*, vol. 42, núm. 1, pp. 35–55, 2021, doi: 10.24425/ather.2021.136946.
- [21] Y. A. Cengel y M. A. Boles, *Termodinámica*, Octava edición. McGraw Hill, ISBN 978-607-15-1281-9, 2015.
- [22] Claudio Mataix, *Turbomáquinas térmicas: turbinas de vapor, turbinas de gas, turbocompresores*, Tercera edición. ISBN: 842370727X, 9788423707270.
- [23] R. H. Aungier, *TURBINE AERODYNAMICS AXIAL-FLOW AND RADIAL-INFLOW TURBINE DESIGN AND ANALYSIS*, ISBN-10: 0791802418. ASME Press, 2006. doi: 10.1115/1.802418.
- [24] B. K. Venkanna, *Fundamentals of turbomachinery*. ISBN: 8120337751, 9788120337756.
- [25] M. Muñoz, D. Antonio, y J. Rovira De Antonio, *Máquinas Térmicas*. ISBN: 8436268865, 9788436268867, 2014.
- [26] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, y M. B. Bailey, *FUNDAMENTALS OF ENGINEERING THERMODYNAMICS*, Eighth Edition. John Wiley & Sons. ISBN: 0470495901, 9780470495902, 2014.
- [27] B. Goldstein, G. Hiriart, y D. Blackwell, “Geothermal Energy”, *Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.*, núm. In IPCC Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation [O. Edenhofer, R. Pichs-Madruga, Y. Sokona, K. Seyboth, P. Matschoss, S. Kadner, T. Zwickel, P. Eickemeier, G. Hansen, S. Schlömer, C. von Stechow (eds)],.
- [28] A. S. Reddy, M. I. Ahmed, T. Sharath Kumar, A. Vamshi, K. Reddy, y V. V Prathibha Bharathi, “Analysis Of Steam Turbines”, 2014.
- [29] M. P. Singh y George M. Lucas., *Blade Design and Analysis for Steam Turbines*, 1st ed. McGraw-Hill. ISBN: 9780071635745, 2011.
- [30] Z. Zou, S. Wang, H. Liu, y W. Zhang, *Axial Turbine Aerodynamics for Aero-engines Flow Analysis and Aerodynamics Design*. Springer. ISBN: 9811057508, 9789811057502, 2018. doi: 10.1007/978-981-10-5750-2.
- [31] S. L. Dixon, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, FOURTH EDITION. Butterworth-Heinemann, 1998.
- [32] B. Nsonga, J. Ventosa-Molina, D. Koschichow, J. Fröhlich, S. Gumhold, y G. Scheuermann, “Visual analysis of the impact of periodic wakes on the pressure side of a turbine blade”, *J Vis (Tokyo)*, vol. 26, núm. 5, pp. 1115–1137, oct. 2023, doi: 10.1007/s12650-023-00930-6.
- [33] Tu Jiyuan, Yeoh Guan-Heng, y Liu Chaoqun, *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*, Third Edition. ISBN: 978-0-08-101127-0, 2012.
- [34] H. K. Versteeg y W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, Second Edition. Pearson, 2007.

- [35] J. H. Ferziger, M. Perić, y R. L. Street, *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Fourth Edition. Springer, 2020. doi: 10.1007/978-3-319-99693-6.
- [36] D. C. Wilcox, *Turbulence modeling for CFD*, Third edition. DCW Industries, 2006.
- [37] W. L. Oberkampf y Trucano Timothy G., “Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics”, *Progress in Aerospace Sciences, Volume 38, Issue 3, 2002*, pp. 209–272, doi: 10.1016/S0376-0421(02)00005-2.
- [38] N. Herrera, S. Galván, J. Camacho, G. Solorio, y A. Aguilar, “Automatic shape optimization of a conical-duct diffuser using a distributed computing algorithm”, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 39, núm. 11, pp. 4367–4378, nov. 2017, doi: 10.1007/s40430-017-0753-5.
- [39] T. J. Baker, “On the Relationship between Mesh Refinement and Solution Accuracy”, núm. 17th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference, jun. 2005, doi: 10.2514/6.2005-4875.
- [40] Tannehill John C., Anderson Dale A., y Pletcher Richard H., *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*, Second Edition. Taylor&Francis ISBN:156032046X, 1997.

8. ANEXOS

Sergio Miguel Alanis Prado

MODELADO Y ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO DE LA PRIMERA ETAPA DE UNA TURBINA INDUSTRIAL DE VAPOR CON CAPAC

Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::3117:447016821

Fecha de entrega

8 abr 2025, 11:23 a.m. GMT-6

Fecha de descarga

8 abr 2025, 11:35 a.m. GMT-6

Nombre de archivo

MODELADO Y ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO DE LA PRIMERA ETAPA DE UNA TURBINA INDUSTRIAL.....pdf

Tamaño de archivo

7.4 MB

123 Páginas




36.775 Palabras

197.241 Caracteres

18% Overall Similarity

The combined total of all matches, including overlapping sources, for each database.

Top Sources

- 17%  Internet sources
- 6%  Publications
- 0%  Submitted works (Student Papers)

Integrity Flags

0 Integrity Flags for Review

No suspicious text manipulations found.

Our system's algorithms look deeply at a document for any inconsistencies that would set it apart from a normal submission. If we notice something strange, we flag it for you to review.

A Flag is not necessarily an indicator of a problem. However, we'd recommend you focus your attention there for further review.

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	MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA	
Título del trabajo	"MODELADO Y ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO DE LA PRIMERA ETAPA DE UNA TURBINA INDUSTRIAL DE VAPOR CON CAPACIDAD DE 25 MW"	
	Nombre	Correo electrónico
Autor/es	SERGIO MIGUEL ALANIS PRADO	1926163J@UMICH.MX
Director	SERGIO RICARDO GALVÁN GONZÁLES	SERGIO.GALAVAN@UMICH.MX
Codirector	SIXTOS ANTONIO ARREOLA VILLA	SVILLA@UADEC.EDU.MX
Coordinador del programa	MIGUEL VILLAGOMEZ GALINDO	MAE.CS.INGENIERIA.MECANICA@UMICH.MX

Uso de Inteligencia Artificial		
Rubro	Uso (sí/no)	Descripción
Asistencia en la redacción	SI	Obtención de ecuaciones en formato LaTeX así como descripción de las ecuaciones mismas.

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	SI	Traducción parcial de artículos y tesis en idioma inglés y alemán.
Traducción a otra lengua	NO	
Revisión y corrección de estilo	NO	
Análisis de datos	NO	
Búsqueda y organización de información	NO	
Formateo de las referencias bibliográficas	NO	
Generación de contenido multimedia	NO	
Otro	NO	

Datos del solicitante	
Nombre y firma	SERGIO MIGUEL ALANIS PRADO <i>SMP</i>
Lugar y fecha	MORELIA MICHOACÁN A 08 DE ABRIL DE 2025