



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

ANÁLISIS FLUIDODINÁMICO EN UNA TURBINA HELICOIDAL GHT PARA GENERACIÓN
DE ENERGÍA MAREO-MOTRIZ

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERA CIVIL MECÁNICA

MÓNICA NATALIA ZAMORA ZAPATA

PROFESOR GUÍA:
ALEJANDRO ORTIZ BERNARDIN

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ
JAVIER LARRONDO PIÑA

SANTIAGO DE CHILE
JUNIO 2012

RESUMEN DE LA MEMORIA
PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERA CIVIL MECÁNICA
POR: MÓNICA NATALIA ZAMORA ZAPATA
FECHA: JUNIO 2012
PROF. GUÍA: ALEJANDRO ORTIZ BERNARDIN

ANÁLISIS FLUIDODINÁMICO EN UNA TURBINA HELICOIDAL GHT PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA MAREO-MOTRIZ

La diversificación de la matriz energética en el plano nacional es un tema actual de discusión. Lo anterior se debe al escenario de crisis que ha provocado el incremento sostenido de la demanda energética durante los últimos 50 años, la contaminación ligada al consumo de energía producida con combustibles fósiles y el aumento de los costos de vida en general. En relación con esto, el desarrollo e investigación ligado a nuevas fuentes de energía es necesario con el objeto de tener una red de generación limpia, viable económicamente y con una vida útil sustentable en cuanto a recursos.

En este trabajo se estudia la fluidodinámica de una turbina helicoidal GHT para generación de energía mareo-motriz con datos obtenidos para el Canal de Chacao, X Región de Los Lagos.

El trabajo realizado tuvo como objetivo principal obtener curvas de torque y eficiencia en relación con la velocidad angular de la turbina, lo que sirve para dimensionar la producción energética que puede ser generada. De manera adicional se estudiaron dos modelos de turbina derivadas del original y con ello se comparan también dos geometrías para la base de la turbina.

Se realizaron simulaciones computacionales 3D por método de volúmenes finitos utilizando Ansys FLUENT, teniendo como antecedentes las características del recurso hidráulico y la geometría de la turbina GHT. Para ello se llevó a cabo previamente la etapa de validación de la malla. Se estudiaron también el efecto de algunas variables que inciden en los resultados mediante análisis de sensibilidad 2D.

Por otro lado se realizó una aproximación analítica mediante la implementación de un modelo de moméntum para turbinas de eje vertical, con modificaciones para aplicarlo a esta turbina helicoidal.

Los principales resultados indican que este nuevo modelo tendría una eficiencia máxima estimada entre 12% y 19%, pudiendo generar del orden de 300 kW por módulo en marea viva. Los dos modelos derivados de esta turbina obtienen resultados menores, y el tipo de base que menos perturba la potencia generada es la base plana.

Agradecimientos

Agradezco sinceramente a las personas que me animaron y toleraron la realización de este trabajo. A mi familia, a mis profesores de la comisión, a los profesores coordinadores, a la gente de la oficina, del cuarto piso y Mecánica en general, a mis cercanos y a Pablo.

Agradezco a todos quienes conocí durante la estadía en esta facultad; desde el mechoneo al día de hoy. Por todos los momentos académicos, recreativos, reflexivos y las memorias que quedan de ellos. Recordaré con alegría haber gastado dinero infinito en los tacas y haber formado parte de grupos como el PEAB, la rama de Tenis de Mesa, CLUCh y Eolian 2.

Agradezco a la gente del DIMEC que conforma una comunidad fraternal, acogiéndome durante los últimos años. Tengo la impresión de que la Ingeniería Mecánica en Chile crecerá y con ello la comunidad.

Índice de Contenidos

1. Introducción	1
1.1. Energía Mareo-motriz	1
1.1.1. Mareas	1
1.1.2. Aprovechamiento de las Mareas	3
1.2. Contexto Energético Nacional	5
1.3. Motivación	6
1.4. Objetivos	7
1.4.1. Objetivos Específicos	7
2. Antecedentes	8
2.1. Dinámica de Fluidos Computacional	8
2.1.1. Ecuaciones Base	8
2.1.2. Discretización Espacial	10
2.1.3. Método de Volúmenes Finitos	11
2.1.4. Modelos de Turbulencia	12
2.1.5. Esquemas de Solución	18
2.2. Aerodinámica y Turbinas de Viento	18
2.2.1. Teoría del Disco Actuador	22
2.2.2. Modelos Analíticos para Turbinas de Eje Vertical	25
2.3. Turbinas Mareo-motrices	26
2.3.1. Turbina Darrieus	27

2.3.2.	Turbina Davis	27
2.3.3.	Turbina Kobold	28
2.3.4.	Turbina GHT	29
2.3.5.	Características Generales de Turbinas de Eje Vertical	30
2.4.	Recurso en el Canal de Chacao	31
3.	Metodología	33
3.1.	Modelos Analíticos	33
3.1.1.	Modelo Analítico Básico	33
3.1.2.	Modelo de Moméntum	35
3.2.	Simulación de la Turbina Original	40
3.2.1.	Alcances de la Simulación	40
3.2.2.	Geometría	41
3.2.3.	Discretización de la Geometría	42
3.2.4.	Validación de la malla	44
3.2.5.	Parámetros de la Simulación	45
3.2.6.	Simulación	46
3.2.7.	Programación Original	50
3.3.	Simulación de la Turbinas Modificadas	51
3.3.1.	Dimensión de Álabes	52
3.3.2.	Dibujo	52
3.3.3.	Pre-procesamiento y Simulación	58
3.3.4.	Programación Modificada	58
3.4.	Recursos y Etapas Críticas	59
4.	Resultados	60
4.1.	Modelos Analíticos	60
4.1.1.	Modelo Analítico Básico	60
4.1.2.	Modelo de Moméntum	64

4.2. Validación de la Malla	67
4.3. Simulación de la Turbina Original	72
4.4. Simulación de las Turbinas Modificadas	78
4.5. Comparaciones entre Métodos	87
4.6. Análisis de Sensibilidad de las Simulaciones	88
4.6.1. Tamaño del Dominio	88
4.6.2. Tamaño de los Elementos	90
4.6.3. Régimen Transiente	90
4.6.4. Cambios en simulaciones 3D	97
5. Análisis de Resultados	99
5.1. Comparación entre Métodos	99
5.2. Modelos Analíticos	105
5.3. Simulaciones	112
5.3.1. Origen del Torque	114
5.3.2. Fuerzas sobre la Turbina	115
5.3.3. Base de las Turbinas	116
5.3.4. Cavitación	118
5.4. Análisis de Sensibilidad de las Simulaciones	121
6. Conclusiones y Recomendaciones	123
6.1. Conclusiones	123
6.2. Recomendaciones	124
Bibliografía	126
Anexo A. Modelo Analítico Básico	127
A.1. Modelo Analítico Básico 1	127
A.2. Modelo Analítico Básico 2	129

Anexo B. Modelo de Moméntum	132
B.1. varght.m	132
B.2. omegafijoght.m	133

Capítulo 1

Introducción

En este capítulo se presentan las ideas introductorias para facilitar la comprensión del tema a abordar. También se explica el contexto en el que se encuentran las motivaciones para el estudio de la turbina helicoidal GHT y los objetivos que se quieren cumplir durante el desarrollo del trabajo.

1.1. Energía Mareo-motriz

La energía mareo-motriz corresponde a una energía primaria, en la cual la energía de las mareas es aprovechada para ser transformada en energía mecánica o eléctrica. Debido a la calidad del recurso mareo-motriz, este tipo de energía es clasificada como un tipo de Energía Renovable no Convencional (ERNC) según la Ley 20.257 [1].

La energía mareo-motriz es una fuente de energía con múltiples ventajas. Entre ellas destacan la abundancia del recurso hidráulico en todo el planeta y las características del agua como fluido de trabajo al compararla con el recurso eólico, pues el agua tiene una densidad mayor. Esta diferencia se traduce en una mayor densidad energética. Interesa por lo tanto conocer la razón que origina las mareas y qué parámetros las definen.

1.1.1. Mareas

La explicación al fenómeno de las mareas fue un problema que cautivó a muchos pensadores en épocas antiguas. Incluso antes de que se formulara la Ley de Gravitación Universal, se creía que las mareas tenían relación con el movimiento del sol y la luna. Fue el mismo Isaac Newton en su obra *Naturalis Principia Mathematica* quien explicó el fenómeno de la manera en que lo aceptamos actualmente.

La generación de las mareas tiene relación con la rotación de la tierra y los campos gravitacionales ejercidos por la luna y el sol. En estricto rigor, los demás planetas del sistema solar también tienen una influencia en este campo, pero es baja debido a su lejanía.

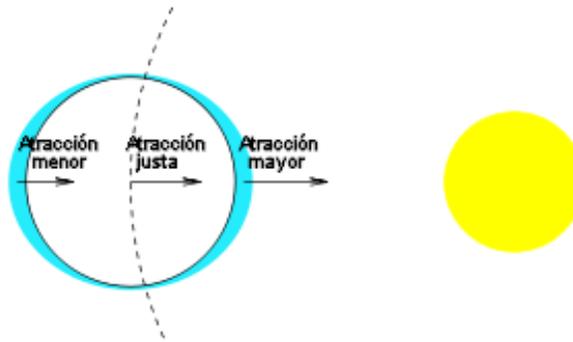


Figura 1.1: Esquema de atracción gravitacional. Original por LP en Wikimedia Commons (cc).

Si tenemos al sistema conformado por la tierra y la luna, el campo gravitacional que ejerce la luna sobre la tierra depende de la distancia a cada punto de interés. De ese modo, si se consideran el centro de la tierra y los extremos más cercano y lejano de la misma con respecto a la luna; el campo atrae con mayor fuerza al extremo cercano, luego al centro de la tierra, y finalmente al extremo lejano. El agua que cubre el 75% del planeta se ve sometida a desplazamientos en ambos extremos, como se observa en la Figura 1.1.

Este esquema de atracción junto con la rotación de la tierra da origen a las mareas. Debido a la doble acumulación de agua en los extremos, las mareas tienen un período cercano a las 12 horas, esto es, existen dos mareas altas o pleamar y dos mareas bajas o bajamar al día.

Si bien la luna ejerce un campo gravitacional mayor que el del sol, debido a su cercanía, sus posiciones relativas dan origen a dos estaciones de mareas como se ilustra en la Figura 1.2. La marea viva o sizigia se produce en luna llena o luna nueva, cuando nuestro satélite se encuentra alineado con el sol. La marea muerta o de cuadratura se produce durante el cuarto creciente o cuarto menguante, posiciones en las que la luna y el sol no están alineados con la tierra.

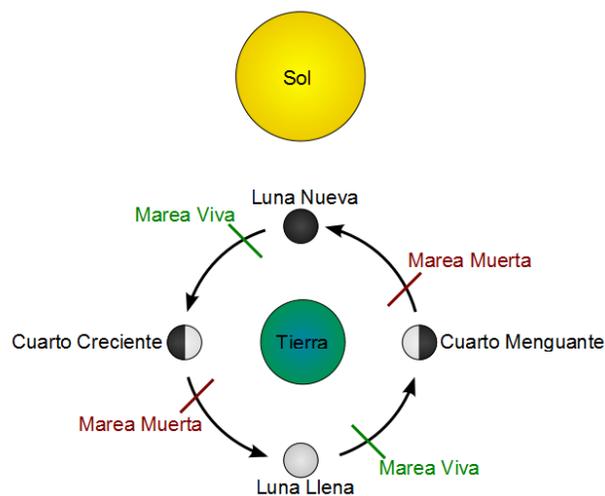


Figura 1.2: Influencia del sol en el régimen de mareas. Imagen de dominio público.

La existencia de continentes y geometrías complicadas determinan que las mareas no

tengan las mismas características en todo el mundo. Sin embargo, con un estudio experimental pueden predecirse también a lo largo del año como lo hacen geofísicos. Las principales características de las mareas son la altura de pleamar y bajamar y las velocidades de marea.

1.1.2. Aprovechamiento de las Mareas

Dentro de la energía mareo-motriz, existen tres tecnologías para su conversión. Una de ellas es conocida como presas de mareas, la segunda la conforman las turbinas de corrientes mareo-motrices y la tercera es una mezcla entre ambas, conocida como energía mareo-motriz dinámica.

Presas de Mareas

Las presas de mareas (*Tidal Barrages* en inglés) aprovechan la energía potencial de las mareas. Su principio de funcionamiento consta de una presa en una zona de altas mareas, donde la diferencia de altura generada por la marea alta y baja es aprovechada en turbinas hidráulicas de tipo bulbo, straflo o tubulares. El lugar para aprovechar esta energía debe tener mareas con rangos altos de altura, como la Bahía de Fundy en Canadá con 10 m de marea, el estuario Severn entre Inglaterra y Gales con un rango promedio de 7 m, y el norte de Francia con un rango de 7 m [2].



Figura 1.3: Central mareo-motriz de La Rance. Imagen de dominio público.

Debido a su semejanza con las centrales hidroeléctricas convencionales, esta tecnología se encuentra muy avanzada. Una planta ha estado operando en La Rance (Bretaña, Francia) desde 1966. Tiene una capacidad instalada de 240 MW con 24 turbinas, e incorpora un camino sobre un puente cruzando el estuario. Esta central genera el 0,5% de la energía eléctrica en Francia [2].

Turbinas de Corrientes de Mareas

Las turbinas de corrientes aprovechan directamente la energía cinética de las mareas. Constan de un rotor con álabes que permiten la transformación de la energía. Están fuertemente inspiradas en las turbinas eólicas y el principio de funcionamiento es el mismo. Sin embargo, debido a que el fluido es más denso y viscoso, se pueden lograr mayores densidades energéticas y menores inestabilidades.

A diferencia de las presas de mareas donde se estanca el flujo, el impacto ambiental de estas turbinas es menor en el sentido de que no constituye un obstáculo para la migración natural de peces ni provoca inundaciones o cortes de tráfico marítimo en zonas costeras [3].

La turbina helicoidal de Gorlov a estudiar se encuentra en este grupo de turbinas para generación de energía mareo-motriz. Fue inventada por el profesor Alexander M. Gorlov de la Northeastern University, y sus diferentes versiones han sido patentadas desde 1995 hasta 2001. Su forma particular tiene una gran ventaja en términos de estabilidad, cuya innovación fue galardonada con el Premio de Patentes Thomas A. Edison de la ASME en el año 2001.

Energía Mareo-Motriz Dinámica

Esta es una tecnología que combina las mencionadas anteriormente, creando una presa en el mar con aspecto de muelle en forma de T. En este largo muelle se ubican turbinas de pasada que aprovechan la acumulación temporal de altura de mareas en el muelle. Esta tecnología no ha sido puesta en marcha aún.

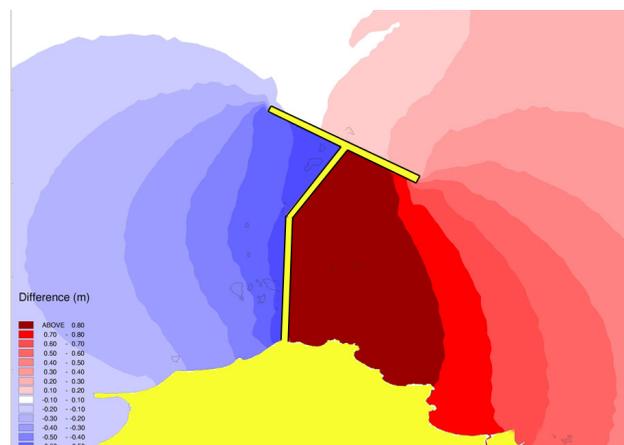


Figura 1.4: Estructura del recurso en un sitio pensado para una Central Mareo-motriz Dinámica. Imagen de dominio público.

1.2. Contexto Energético Nacional

La oferta de energía primaria en Chile el año 2007 alcanzó los 301.381 GWh, de los cuales 55.914 GWh correspondieron a energía eléctrica (18,5% de la energía primaria). Para la oferta eléctrica, la matriz de generación se encuentra dominada por fuentes convencionales. Como se puede observar en el gráfico de la Figura 1.5, son el petróleo, carbón y energía hidráulica de embalse las fuentes que hacen funcionar motores de combustión interna, centrales térmicas y turbinas hidráulicas, respectivamente. En Chile estas tres fuentes siempre han sido dominantes por razones geográficas y de recursos disponibles.

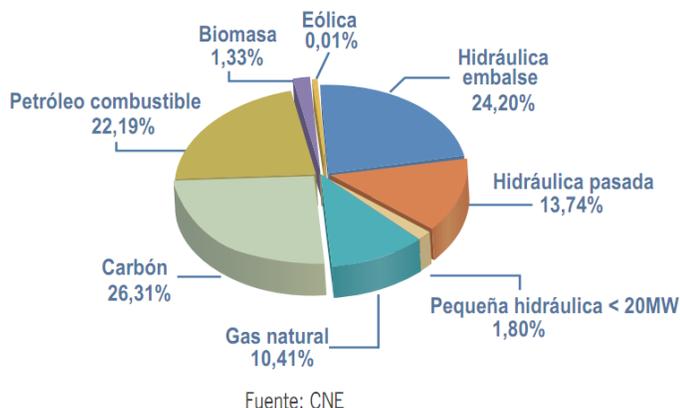


Figura 1.5: Generación eléctrica por fuente, año 2007

La energía eléctrica generada es consumida principalmente por la minería y otras industrias, y en menor cantidad por los sectores residenciales y comerciales. Debido a la ubicación de la demanda, existen dos sistemas interconectados mayores que corresponden al SING (Sistema Interconectado Norte Grande) y el SIC (Sistema Interconectado Central). Existen también el Sistema eléctrico de Aysén y el de Magallanes, menores en términos de potencia transportada.

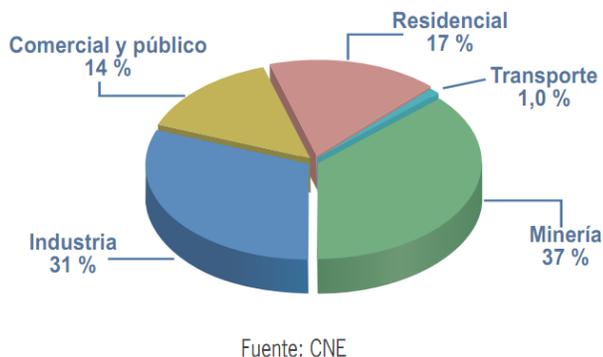


Figura 1.6: Distribución del consumo por sector, año 2007

El SING, de 3.602 MW de capacidad instalada, cubre desde Arica a Coloso y abastece al 5,8% de la población. Principalmente tiene como generadoras a centrales térmicas y su

consumidor principal es la minería. El SIC, en tanto, tiene 9.385 MW de capacidad instalada, cubre desde Tal Tal a Quellón y abastece al 90% de la población.

El mercado eléctrico chileno, reformado desde 1980, corresponde a uno de tipo pool en el cual existe un gran número de generadores y un organismo que regula quiénes deben estar generando en base al costo marginal mínimo. La idea detrás de esto es incentivar la eficiencia energética y aprovechar las economías de escala. Debido a esto no es sencillo que las ERNC se incorporen al mercado nacional. En ese contexto el Estado decidió perfeccionar el marco regulatorio al promulgar la Ley 20.257 *Ley para el desarrollo de las ERNC*, y al implementar apoyos a la inversión en ERNC.

La ley de ERNC acepta las siguientes fuentes como medios de generación renovables no convencionales: biomasa, hidráulica y potencia máxima menor a 20MW, geotérmica, solar, eólica, de los mares (mareas y olas), y otras que pueden ser determinadas por la CNE (Comisión Nacional de Energía). Dentro de los cambios al marco regulatorio, se modifica la Ley General de Servicios Eléctricos (LGSE), asegurando el derecho a conexión a redes de distribución a pequeñas centrales y eximiéndolos de pago de peajes por el sistema de transferencia troncal.

Además un punto fuerte en la ley de ERNC consiste en que se exigirá que *“cada empresa que retire del SING y SIC debe acreditar que en energía el 10% haya sido inyectada por medios de generación renovables no convencionales”*. Esta meta porcentual iniciará con el 5% en el año 2014 y se incrementará gradualmente hasta tener el 10% en el año 2024 [1].

1.3. Motivación

El desarrollo de fuentes sustentables para la generación de energía eléctrica es un tema en boga. Se ha visto empujado, por un lado, por la escasez de combustibles fósiles debido al aumento del consumo mundial de ellos durante los últimos 50 años. Por otro lado, se ha tomado conciencia de los efectos ambientales que ha tenido la producción de contaminantes con esas fuentes.

En este contexto el trabajo que se realizará contribuye al estudio de fuentes mareomotrices para la generación de energía. Este tipo de energía no presenta emisiones en su funcionamiento; tiene una huella de agua baja debido al pequeño efecto que produce en el canal que sea escogido, en comparación con una central hidroeléctrica que mediante el uso de embalses genera un efecto mayor. Esta tecnología es capaz de generar durante las 24 horas del día, y tiene un impacto ambiental bajo en peces en comparación con centrales hidroeléctricas convencionales.

Sin embargo, su instalación en el mar es de tipo flotante. Esa estructura encarece enormemente los costos de la planta. En un estudio de pre-factibilidad realizado por MaBeCon [4] para una planta de este tipo en el Canal de Chacao, no resultó ser un proyecto rentable debido a los altos costos de inversión y los relativamente bajos ingresos por venta de energía eléctrica.

La turbina GHT es un referente en la generación mareo-motriz debido a sus características [5], por lo que contribuir a su caracterización y difusión es gratificante y enriquecedor.

1.4. Objetivos

En el presente trabajo, el objetivo principal corresponde a analizar una turbina helicoidal GHT a través de simulaciones fluidodinámicas y métodos analíticos para obtener sus parámetros de funcionamiento y capacidades de producción energética.

1.4.1. Objetivos Específicos

De acuerdo a la programación, los objetivos específicos del trabajo a realizar son los siguientes:

- Realizar simulaciones del modelo 3D a diferentes velocidades angulares y diferentes velocidades de la corriente
- Obtener resultados de torque sobre la turbina en cada caso estudiado, para construir curvas de torque y determinar el comportamiento de la turbina en términos de potencia y rendimiento
- Realizar un análisis con un modelo analítico 3D del torque ejercido sobre la turbina

De forma adicional, se añadieron objetivos durante el transcurso del trabajo:

- Constrastar el diseño original de la turbina con uno modificado para intentar mejorar el desempeño de la turbina
- Implementar un modelo de moméntum para predecir el desempeño de las turbinas

Capítulo 2

Antecedentes

El trabajo a realizar consiste en una simulación de una turbina helicoidal GHT para generación mareo-motriz, llevada a cabo en un programa de CFD. A continuación se presentan antecedentes sobre variados temas relacionados para una mejor comprensión del trabajo desarrollado.

2.1. Dinámica de Fluidos Computacional

Los programas de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) implementan algoritmos de cálculo basados en aplicar las ecuaciones de mecánica de fluidos en dominios formados por volúmenes de control o elementos finitos. Esto significa que en la resolución de un problema se discretiza el volumen de control total en sub-volúmenes, para luego aplicar los balances necesarios en cada uno de ellos. El cálculo realizado es mediante métodos numéricos, y por lo tanto los resultados tienen errores asociados.

A continuación se presentarán las bases del cálculo realizado en las simulaciones, abarcando las ecuaciones que gobiernan la física del problema, la discretización que debe hacerse al espacio y a las ecuaciones para implementar los métodos numéricos, además de una introducción a los modelos de turbulencia.

2.1.1. Ecuaciones Base

En mecánica de fluidos, se establecen modelos con el objetivo de representar el movimiento, energía y otras características del fluido. Tales ecuaciones serán brevemente enunciadas a continuación, exceptuando la ecuación de energía pues no se aplicará en este problema.

Las ecuaciones que modelan el movimiento de un fluido en un volumen de control dado son las ecuaciones de Navier-Stokes. Estas ecuaciones representan la conservación

de moméntum lineal en el sistema y vienen dadas por:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla P + \nabla \cdot T + \vec{f} \quad (2.1)$$

Que corresponde a la forma general donde ρ es la densidad del fluido, \vec{v} es el campo de velocidades del fluido, P es el campo de presiones en el fluido, T es el tensor de esfuerzos del fluido, y \vec{f} son fuerzas externas aplicadas sobre el volumen de control, como la gravedad.

Considerando la ecuación constitutiva para un fluido newtoniano, la ecuación puede simplificarse a

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{v} + \vec{f} \quad (2.2)$$

Otro aspecto que es posible controlar es la conservación de masa mediante la ecuación de continuidad, expresada de manera diferencial como

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.3)$$

Todas las ecuaciones base se pueden llevar a un único sistema de ecuaciones, como el que se describe a continuación [6].

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \vec{W} d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{F}_c - \vec{F}_v) dS = \int_{\Omega} \vec{Q} d\Omega \quad (2.4)$$

Donde el vector de las variables conservativas \vec{W} se define como

$$\vec{W} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

El vector de flujos convectivos \vec{F}_c en tanto

$$\vec{F}_c = \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho u V + n_x p \\ \rho v V + n_y p \\ \rho w V + n_z p \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Donde V es la velocidad en la dirección normal al elemento de superficie dS ; u , v y w son las componentes de la velocidad \vec{v} en las direcciones x , y y z respectivamente.

$$V \equiv \vec{v} \cdot \vec{n} = n_x u + n_y v + n_z w \quad (2.7)$$

Para el vector de flujos viscosos \vec{F}_v se tiene

$$\vec{F}_v = \begin{bmatrix} 0 \\ n_x \tau_{xx} + n_y \tau_{xy} + n_z \tau_{xz} \\ n_x \tau_{yx} + n_y \tau_{yy} + n_z \tau_{yz} \\ n_x \tau_{zx} + n_y \tau_{zy} + n_z \tau_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Donde τ_{ij} es el esfuerzo de corte en la dirección j y perpendicular a la dirección i . Si uno asume el fluido como newtoniano, puede reescribir los esfuerzos de corte en función de las tasas de cambio de las velocidades y obtener la expresión expresada en (2.1) para Navier-Stokes. Finalmente, el vector de términos fuente \vec{Q} es

$$\vec{Q} = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho f_{e,x} \\ \rho f_{e,y} \\ \rho f_{e,z} \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

El fenómeno de turbulencia se encuentra presente en los problemas de este tipo, aunque no es lo principal que se quiere observar. Existe un gran número de modelos, con diferentes dificultades de resolución y utilización de recursos durante el cálculo. El modelo $k-\varepsilon$ es un modelo que se deriva de las ecuaciones de Navier-Stokes, generando dos ecuaciones que son evaluadas en el volumen de control con el objetivo de modelar la turbulencia. Específicamente, se busca agregar la convección y difusión de la energía por efectos turbulentos. La enunciación de este modelo será presentada en la Sección 2.1.4.

2.1.2. Discretización Espacial

En primer lugar, el espacio físico en que se ha contextualizado el problema puede ser definido mediante un dibujo 3D en un software CAD (*Computer Aided Design*). Cabe destacar que el dominio físico en un problema de fluido-dinámica ha de ser el volumen de control en el que se estudia el problema. Este espacio físico o geometría del problema debe dividirse en unidades llamadas celdas. El conjunto de celdas generadas es conocido como malla.

En una malla tridimensional, se pueden encontrar celdas con formas tetraédricas, hexaédricas, prismas y pirámides. Una malla no debe contener agujeros entre celdas y éstas tampoco deben estar traslapadas una sobre otra. Idealmente, la transición entre volumen y forma de celdas adyacentes debe ser suave y los elementos generados deben ser lo más regulares posible. Esto tiene como objetivo prevenir el aumento de errores numéricos en la etapa de cálculo [6].

A grandes rasgos existen dos tipos de malla: las cartesianas, que son perfectamente regulares y se definen a partir de las coordenadas del problema; y las ajustadas-al-cuerpo (*body-fitted*), que se generan a partir de la geometría, consumen más recursos y generan un mejor resultado frente a geometrías complejas, especialmente en los bordes.

Otra clasificación posible es definir a las mallas como estructuradas si todas sus celdas

poseen una forma regular y su definición tiene relación con el sistema de coordenadas del problema, en los casos 3D normalmente las celdas son hexaédricas . Las mallas no estructuradas poseen celdas sin un orden particular, y normalmente contienen celdas con diversas formas.

La ventaja que presenta el uso de mallas no estructuradas es que la diversidad en la forma y tamaño de las celdas permite una mejor resolución de la malla en una geometría compleja. Sin embargo, esta característica normalmente exige un mayor número de celdas y finalmente un mayor uso de recursos en el cálculo. Un método interesante y recomendado es el uso de multibloques o multizonas, dividiendo el espacio en zonas con mallas estructuradas y otras con mallas no estructuradas.

Además de la discretización del espacio mismo debe escogerse cómo discretizar las ecuaciones que modelan la fluido-dinámica. Para ello existen 3 principales metodologías: Método de diferencias finitas, Método de elementos finitos y Método de volúmenes finitos. El programa comercial FLUENT utiliza el método de volúmenes finitos.

2.1.3. Método de Volúmenes Finitos

El método de volúmenes finitos utiliza la forma integral de las ecuaciones de Navier-Stokes, como la descrita de manera sistémica en (2.4). En base a la discretización espacial realizada, la malla define un conjunto de volúmenes de control. La integral de superficie que considera a las fuerzas externas y términos fuente se evalúa realizando un balance en todas las caras del volumen de control.

Dentro de las diversas maneras de definir el volumen de control a partir de la malla, existen dos que son las básicas, tal como se muestra en la Figura 2.1.

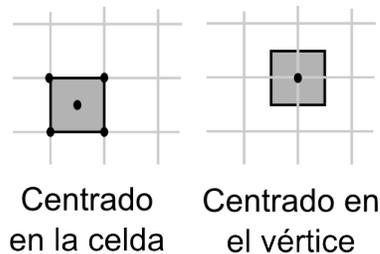


Figura 2.1: Esquemas de definición del volumen de control

Uno es el esquema de celda centrada (*cell-centred scheme*), donde el volumen de control es idéntico a la celda de la malla y la información es guardada en el centroide de cada celda. Otro es el esquema de celda vértice (*cell-vertex scheme*) en el que la información se almacena en los puntos de la malla; aquí el volumen de control pueden ser la unión de varias celdas que tengan como centro ese punto, o bien un volumen diferente centrado en dicho punto. Aquí se pueden generar volúmenes de control sobrepuestos o duales, respectivamente [6].

Ya habiendo discretizado el dominio y definido los volúmenes de control a utilizar, existen métodos para resolver las ecuaciones. Existen los esquemas Centrales (*Central Schemes*) y Aguas Arriba (*Upwind Schemes*). Éstos buscan aproximar con más exactitud los flujos

viscosos y convectivos. Los esquemas centrales agrupan a todos los que aproximan valores de un dominio. Los upwind reconocen el sentido en el que se da el flujo según el método de Euler.

Los esquemas centrales consumen menos recursos, pero los aguas arriba son capaces de captar discontinuidades con mejor precisión, siendo capaces de resolver capas límite con un menor número de elementos [6].

2.1.4. Modelos de Turbulencia

El flujo turbulento se caracteriza por contener partículas con movimiento caótico que generan trayectorias irregulares. Dentro de la mecánica de fluidos, existen diversos modelos para intentar reflejar el movimiento turbulento. En cada aplicación se debe equilibrar la precisión que se pueda alcanzar con un modelo y el esfuerzo computacional requerido.

Los diversos modelos se clasifican en: aproximaciones de primer orden, aproximaciones de segundo orden y Large Eddy Simulation (LES). En el primer grupo de aproximaciones se distinguen: modelos algebraicos, de 1-ecuación y de n-ecuaciones.

Los modelos de aproximaciones de primer y segundo orden tienen como raíz común las ecuaciones RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*), cuya formulación se presentará más adelante.

Las ecuaciones base para la resolución de los problemas son las ecuaciones de continuidad, momento (Navier-Stokes) y Energía (en el problema a estudiar no se considerará). Reescribiendo dichas ecuaciones en notación indicial, se tiene para la ecuación de continuidad

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = 0 \quad (2.10)$$

Y para la ecuación de momento o Navier-Stokes

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_j v_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.11)$$

La notación indicial determina que v_i es u si $i = 1$, es v si $i = 2$ y es w si $i = 3$. Del mismo modo aplica a las demás variables que se definen por componentes como para $x_1 = x$, $x_2 = y$, $x_3 = z$. En tanto τ_{ij} es el esfuerzo de corte.

La hipótesis de Stokes presenta una ecuación constitutiva para fluidos newtonianos. En notación indicial se escribe como

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} + \lambda \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} = 2\mu S_{ij} - \left(\frac{2\mu}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (2.12)$$

Donde S_{ij} corresponde al tensor de deformación (*stretching*) S , escrito en notación indicial es

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.13)$$

Y el tensor de rotación Ω , el que escrito en notación indicial es

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.14)$$

Si el flujo es incompresible, las ecuaciones base (2.10) y (2.11) pueden reescribirse como

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.15)$$

Y

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \nabla^2 v_i \quad (2.16)$$

Donde ν es la viscosidad cinemática, definida como

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.17)$$

RANS y F&RANS

Las ecuaciones RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*), tal como su nombre lo dice son las ecuaciones de Navier-Stokes que han sido promediadas con el método de Reynolds. Para comprender esto, primero veamos qué es el promedio de Reynolds.

Esta técnica realiza una descomposición de las variables del fluido, mostrándolas como una suma de una parte promedio con una parte fluctuante, como se muestra en (2.18) para la velocidad.

$$v_i = \bar{v}_i + v'_i \quad (2.18)$$

Existen tres formas de realizar esta descomposición de acuerdo a cómo se defina la componente promedio [7]. La primera es realizar un promedio temporal, donde \bar{v}_i cumpliría con que

$$\bar{v}_i = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+dT} v_i dT \quad (2.19)$$

Donde T es la variable temporal, t es un instante de tiempo y dT una pequeña variación temporal. Esta aproximación resulta útil para casos con turbulencia estacionaria. La segunda manera es realizar un promedio espacial, donde \bar{v}_i cumpliría con que

$$\bar{v}_i = \lim_{\Omega \rightarrow \infty} \frac{1}{\Omega} \int_{\Omega} v_i d\Omega \quad (2.20)$$

Donde Ω es el espacio considerado y $d\Omega$ es un pequeño elemento del espacio. Esta aproximación resulta útil para casos con turbulencia homogénea. La tercera manera es el promedio por conjunto, donde \bar{v}_i cumpliría con que

$$\bar{v}_i = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N v_i \quad (2.21)$$

Donde N es el número de elementos o celdas consideradas. Esta aproximación resulta útil para casos con turbulencia general.

Existen otros promedios como el de Favre, que se relaciona con la masa. En este caso, considera los casos en los que la densidad no es constante, para ello define las variables en base a una densidad media de la siguiente manera

$$\tilde{v}_i = \frac{1}{\bar{\rho}} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \rho v_i dt \quad (2.22)$$

Y a partir de eso, descompone las variables

$$v_i = \tilde{v}_i + v_i'' \quad (2.23)$$

Donde \tilde{v}_i representa el valor medio y v_i'' la parte fluctuante de la velocidad. Para casos en los que la densidad es variable, es conveniente utilizar los promedios de Reynolds para la densidad y presión, y los promedios de Favre para otras variables como la velocidad, energía interna, entalpía y temperatura [6].

Tal como los promedios de Reynolds dan origen a las ecuaciones RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*), los promedios de Favre se utilizan para generar las ecuaciones F&RANS (*Favre and Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*).

Aplicando ya sea el promedio temporal o el promedio de conjunto a las ecuaciones de Navier-Stokes para flujo incompresible, se obtienen las siguientes relaciones para la conservación de masa y moméntum.

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.24)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \rho \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \rho \overline{v_i' v_j'}) \quad (2.25)$$

Estas son conocidas como las ecuaciones RANS. Son idénticas a las ecuaciones de Navier-Stokes excepto por el término adicional

$$\tau_{ij}^R = -\rho \overline{v_i' v_j'} = -\rho (\overline{v_i v_j} - \bar{v}_i \bar{v}_j) \quad (2.26)$$

Que se conoce como el tensor de esfuerzos de Reynolds y representa la transferencia de moméntum debido a fluctuaciones turbulentas. Los esfuerzos viscosos de la parte laminar se evalúan en cambio usando los componentes promedio de velocidad.

$$\bar{\tau}_{ij} = 2\mu \bar{S}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.27)$$

La suma de los esfuerzos normales del tensor de esfuerzos de Reynolds dividido por la densidad define la Energía cinética turbulenta K ,

$$K = \frac{1}{2} \overline{v_i' v_i'} = \frac{1}{2} \left[\overline{(v_1')^2} + \overline{(v_2')^2} + \overline{(v_3')^2} \right] \quad (2.28)$$

De una manera similar, para los promedios de Favre, se determina que reemplazando en la ecuación de Navier-Stokes se tiene un término extra correspondiente al tensor de Reynolds según el promedio de Favre τ_{ij}^F . Las ecuaciones F&RANS se muestran a continuación

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{v}_i) = 0 \quad (2.29)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{v}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{v}_j \tilde{v}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{\tau}_{ij} - \bar{\rho} \widetilde{v_i'' v_j''}) \quad (2.30)$$

Donde el término extra es el tensor de Reynolds según el promedio de Favre:

$$\tau_{ij}^F = -\bar{\rho} \widetilde{v_i'' v_j''} \quad (2.31)$$

Análogamente, las componentes del tensor de esfuerzos viscosos laminar $\tilde{\tau}_{ij}$ se determinan usando las componentes promedio según la definición de Favre.

Hipótesis de la Viscosidad de Eddy

Esta hipótesis, presentada por Boussinesq en el año 1877, enuncia que la transferencia de moméntum en un flujo turbulento está dominada por la mezcla causada por eddies turbulentos de gran energía. Asume que el esfuerzo de corte turbulento depende linealmente de la deformación media [6]. El factor de proporcionalidad es la viscosidad de Eddy, μ_T . Esto, en las ecuaciones RANS queda como

$$\tau_{ij}^R = -\bar{\rho} \overline{v_i'' v_j''} = 2\mu_T \bar{S}_{ij} - \frac{2}{3} \rho K \delta_{ij} \quad (2.32)$$

Donde δ_{ij} es la función Delta de Kronecker. Esta aproximación lineal puede no ser útil en algunos casos, para los cuales se puede extender la hipótesis a mayores órdenes, mediante una expansión en serie de Taylor.

Para las ecuaciones F&RANS, en tanto

$$\tau_{ij}^F = -\bar{\rho} \widetilde{v_i'' v_j''} = 2\mu_T \tilde{S}_{ij} - \left(\frac{2\mu_T}{3} \right) \frac{\partial \tilde{v}_j}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{K} \delta_{ij} \quad (2.33)$$

Donde la viscosidad puede descomponerse como la suma de una componente laminar y otra turbulenta.

$$\mu = \mu_L + \mu_T \quad (2.34)$$

Con μ_L la componente laminar de la viscosidad y μ_T la componente turbulenta (de Eddy).

Modelo $k - \varepsilon$

El modelo utilizado en este trabajo corresponderá al modelo de aproximación de 2 ecuaciones $k - \varepsilon$. La elección por este modelo se basa en sus buenas características para

modelar flujo turbulento y tratar las capas límite con suficiente resolución. El modelo $k - \varepsilon$ corresponde al más utilizado para modelar turbulencia.

El nombre del modelo representa las variables que se introducen en estas dos ecuaciones: k , la energía cinética turbulenta y ε , la tasa de disipación turbulenta.

La tasa de disipación turbulenta corresponde a la tasa a la que la energía cinética turbulenta k es absorbida, transformando los *eddies* a otros más y más pequeños hasta que finalmente son transformados en calor por disipación viscosa [8].

$$\varepsilon = \nu(T) \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)} \quad (2.35)$$

A continuación se presenta el modelo en su forma diferencial

$$\frac{\partial \rho K}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j K) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_L + \frac{\mu_T}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij}^F S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (2.36)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon^*}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j \varepsilon^*) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_L + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon^*}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} f_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon^*}{K} \tau_{ij}^F S_{ij} - C_{\varepsilon 2} f_{\varepsilon 2} \rho \frac{(\varepsilon^*)^2}{K} + \phi_\varepsilon \quad (2.37)$$

Donde μ_T es la viscosidad turbulenta de Eddy

$$\mu_T = C_\mu f_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon^*} \quad (2.38)$$

Y ε se descompone como

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon^* \quad (2.39)$$

Con ε_w la tasa de disipación en la pared.

$$f_\mu = \exp \left(\frac{-3.4}{(1 + 0.02 Re_T)^2} \right) \quad (2.40)$$

$$f_{\varepsilon 1} = 1 \quad (2.41)$$

$$f_{\varepsilon 2} = 1 - 0.3 \exp(Re_T^2) \quad (2.42)$$

$$Re_T = \frac{\rho k^2}{\varepsilon^* \mu_L} \quad (2.43)$$

$$\phi_\varepsilon = 2 \mu_T \frac{\mu_L}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_s}{\partial y_n^2} \right)^2 \quad (2.44)$$

$$\varepsilon_w = \frac{2 \mu_L}{\rho} \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial y_n} \right)^2 \quad (2.45)$$

Donde v_s es la velocidad paralela a la pared, y_n es la distancia perpendicular a la pared.

Las constantes a utilizar en el modelo son las siguientes [8]:

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44$$

$$C_{\varepsilon 2} = 1.92$$

$$C_{\mu} = 0.09$$

$$\sigma_k = 1$$

$$\sigma_{\varepsilon} = 1.3$$

La forma integral del modelo se presenta a continuación

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \vec{W}_T d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{F}_{c,T} - \vec{F}_{v,T}) dS = \int_{\Omega} \vec{Q}_T d\Omega \quad (2.46)$$

Con

$$\vec{W}_T = \begin{bmatrix} \rho k \\ \rho \varepsilon^* \end{bmatrix} \quad (2.47)$$

$$\vec{F}_{c,T} = \begin{bmatrix} \rho k V \\ \rho \varepsilon^* V \end{bmatrix} \quad (2.48)$$

$$\vec{F}_{v,T} = \begin{bmatrix} n_x \tau_{xx}^k + n_y \tau_{yy}^k + n_z \tau_{zz}^k \\ n_x \tau_{xx}^{\varepsilon} + n_y \tau_{yy}^{\varepsilon} + n_z \tau_{zz}^{\varepsilon} \end{bmatrix} \quad (2.49)$$

$$\tau_{xx}^k = \left(\mu_L + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \quad (2.50)$$

$$\tau_{xx}^{\varepsilon} = \left(\mu_L + \frac{\mu_T}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon^*}{\partial x} \quad (2.51)$$

$$\vec{Q} = \begin{bmatrix} P - \rho \varepsilon \\ (C_{\varepsilon 1} f_{\varepsilon 1} P - C_{\varepsilon 2} f_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon^*) \frac{\varepsilon^*}{k} + \phi_{\varepsilon} \end{bmatrix} \quad (2.52)$$

Donde P denota el término de producción de energía cinética turbulenta.

$$P = \tau_{xx}^F \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yy}^F \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zz}^F \frac{\partial w}{\partial z} + \tau_{xy}^F \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \tau_{xz}^F \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (2.53)$$

El modelo implementa una función estándar de tratamiento de pared desarrollada por Launder y Spalding en 1978 [8]. El uso de esto depende en la práctica de valores obtenidos en la simulación. Estos valores corresponden a y^* y a y^+ en la superficie de interés. El rango de valores para y^* en los que las funciones de pared estándar se ajustan bien se relacionan con el número de Reynolds del problema. El límite inferior se encuentra en el orden de y^* 15. Bajo ese número las funciones de pared típicamente deteriorarán y la precisión de los resultados no se podrá mantener. Entonces se recomienda utilizar funciones para el tratamiento de la pared [8]. La definición de y^* es la siguiente

$$y^* = \frac{\rho C_{\mu}^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (2.54)$$

Donde C_{μ} es una constante utilizada en las ecuaciones $k - \varepsilon$, k_p es la energía turbulenta medida en las celdas cercanas a la pared, y_p es la distancia entre el centroide de la celda

cercana a la pared y la pared. Otro parámetro es y^+ , definido como

$$y^+ = \frac{\rho u_T y}{\mu} \quad (2.55)$$

Donde y es la distancia medida desde la pared y u_T es la velocidad de fricción definida como

$$u_T = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.56)$$

2.1.5. Esquemas de Solución

La ecuación de continuidad (2.3) contiene una derivada temporal de la densidad. La densidad, como variable independiente, es utilizada para calcular la presión, hay un acoplamiento de ecuaciones entre la evolución en el tiempo de la densidad y la presión en las ecuaciones de Navier-Stokes. Los métodos de solución que contienen discretizaciones de las ecuaciones, son llamados esquemas basados en la densidad (*density-based*). El problema surge con fluidos incompresibles, pues tal derivada temporal se anula.

En casos donde no se puede utilizar ese esquema, existen otras aproximaciones. Una de ellas consiste en resolver una ecuación de Poisson para la presión, derivándola de las ecuaciones N-S, estos son los métodos basados en la presión (*pressure-based*) [7].

2.2. Aerodinámica y Turbinas de Viento

Como antecedente de la tecnología de turbinas mareo-motrices, es conveniente comentar los aspectos observados en las turbinas eólicas. Existen turbinas eólicas de eje horizontal y vertical, siendo las primeras las más conocidas e instaladas en el mundo. La aproximación más sencilla para el estudio de la eficiencia en las turbinas eólicas es la publicada por Betz en el año 1921. Este cálculo asume un campo de velocidades unidimensional y un balance de momento basado en la ecuación de Bernoulli. Así, determina un máximo teórico de 59,3% para las turbinas de viento [9]. Sin embargo es una aproximación bastante gruesa y no considera el efecto de los vórtices que se generan en la ola generada aguas abajo de la turbina.

Las turbinas eólicas, por lo general, están formadas por un rotor del que se sujetan álabes que tienen algún tipo de perfil aerodinámico. El viento se encuentra con el perfil en un ángulo denominado ángulo de ataque, del que dependen la dirección y magnitud de la fuerza generada en el perfil.

En la Figura 2.2 se muestra un esquema del perfil del álabe. Las componentes de la fuerza R generada se conocen como arrastre (D) y levantamiento (L) (*drag* y *lift* en inglés). El arrastre es la componente en la dirección de la velocidad V_∞ del fluido que enfrenta al álabe, en tanto el levantamiento se considera en la dirección perpendicular a ésta. La cuerda c es

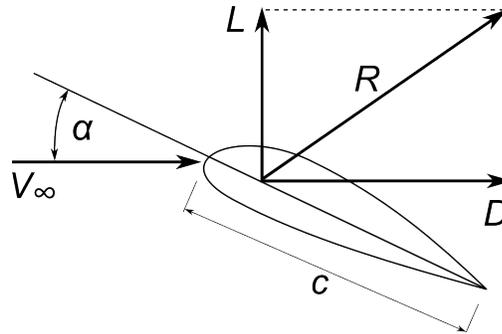


Figura 2.2: Fuerzas generadas en un perfil aerodinámico

la distancia desde la punta del perfil hasta el final, y α es el ángulo de ataque definido entre la cuerda del perfil y la dirección de V_∞ , s es el largo del perfil en la dirección perpendicular a la hoja de papel, en inglés es conocido como *span*. Existen coeficientes adimensionales para caracterizar estas fuerzas denotados por C_D y C_L . Para un perfil aerodinámico de cuerda c están definidos como:

$$C_D = \frac{2D}{\rho c s V_\infty^2} \quad (2.57)$$

$$C_L = \frac{2L}{\rho c s V_\infty^2} \quad (2.58)$$

A partir de las fuerzas de arrastre y sustentación es posible obtener los torques ejercidos en las turbinas. En turbinas de viento existe un método conocido como BEM (*Blade Element Momentum*) el cual permite mediante un algoritmo, obtener el torque en el rotor de la turbina. En turbinas verticales existen también modelos de momento que se pueden implementar, y que se presentarán en la Sección 3.1.2. En general, en las turbinas de eje vertical la componente que más contribuye a la fuerza sobre los álabes es la de sustentación. A modo esquemático, se presentan las curvas de sustentación para los perfiles NACA 0018, NACA 0020 y NACA 0021 obtenidas con el programa XFOIL [10] (utilizado para estimar coeficientes aerodinámicos) en la Figura 2.3; son estos los perfiles con los que se trabajará en esta memoria.

Se ve que la sustentación es grande entre ángulos de ataque de 10° y 20° . También se ve que de los 30° en adelante existe una caída brusca, debido al fenómeno de desprendimiento de la capa límite llamado *Stalling*. Después de eso es posible encontrar fuerzas de sustentación de la misma magnitud como se ve en la Figura 2.4, pero se debe notar que el fenómeno de *Stalling* puede determinar presiones no previstas en la superficie de la turbina. En este caso, también se puede ver que en general la principal diferencia en los perfiles simétricos es el punto de *Stalling*, pues el resto de la curva tiene una forma bastante similar.

Cuando ocurre el desprendimiento de la capa límite la fuerza efectuada sobre los álabes cambia, pasando por un proceso de histéresis conocido como *Stall dinámico* (*Dynamic Stall*). Esto puede ser observado de manera gráfica en la Figura 2.5.

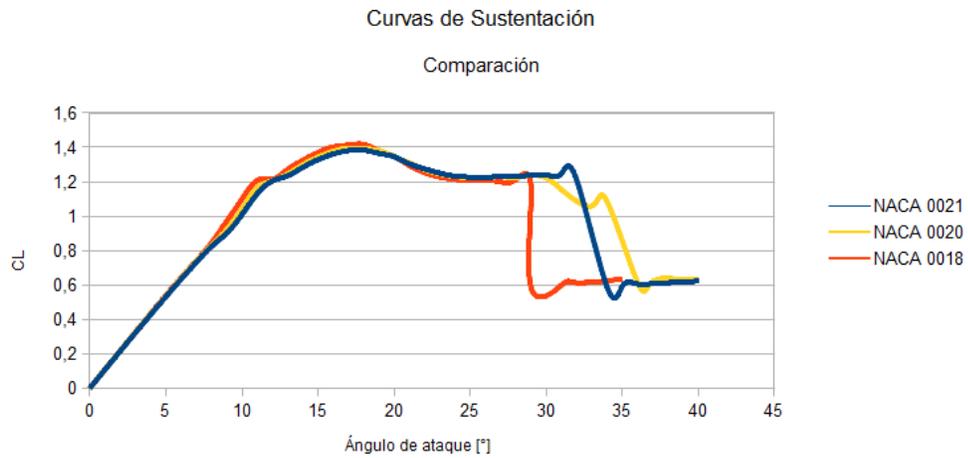


Figura 2.3: Curvas de sustentación para tres perfiles NACA simétricos

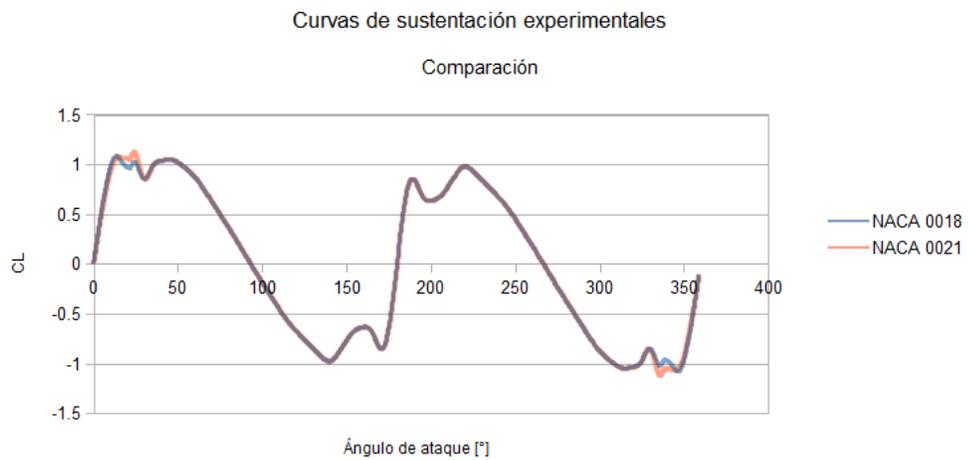


Figura 2.4: Curvas de sustentación para ángulos de ataque grandes. Datos experimentales de Sandia Labs. [11]

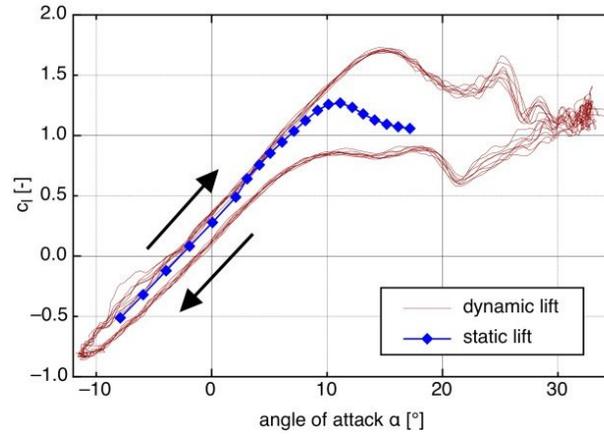


Figura 2.5: Mediciones experimentales que muestran el estado de Stall dinámico en una curva de sustentación [12]

El movimiento de una turbina en función de los torques resistivos del generador y el provocado por el fluido sobre la turbina está determinado por el siguiente balance de movimiento rotacional:

$$T_T(\omega, V_\infty) = T_G(\omega) + I \frac{\partial \omega}{\partial t} \quad (2.59)$$

Donde ω es la velocidad angular a la que gira la turbina, T_G corresponde al torque resistivo del generador, T_T corresponde al torque ejercido por el fluido sobre la turbina e I es el momento de inercia de la turbina con respecto a su eje de rotación.

La potencia generada por una turbina puede ser calculada en función del torque operativo y la velocidad angular de la turbina como sigue:

$$\dot{W} = T_T \cdot \omega \quad (2.60)$$

Donde \dot{W} es la potencia mecánica realizado por la turbina.

El rendimiento mecánico de la turbina o coeficiente de potencia se define en función de la potencia que trae el agua en la sección de paso de la turbina. Esta potencia disponible, para una velocidad del fluido inicial V_∞ fija, es:

$$\dot{W}_{disponible} = \frac{dU}{dt} = \frac{d}{dt} \frac{1}{2} m V_\infty^2 = \frac{1}{2} \dot{m} V_\infty^2 = \frac{1}{2} \rho A V_\infty^3 \quad (2.61)$$

Donde A es el área de referencia frontal a la turbina. A partir de la potencia se define la eficiencia η o Coeficiente de Potencia como:

$$\eta = C_P = \frac{T_T \cdot \omega}{\frac{1}{2} \rho A V_\infty^3} \quad (2.62)$$

2.2.1. Teoría del Disco Actuador

Dentro del estudio de turbinas de viento, desde los años 70 se han desarrollado modelos analíticos para estimar sus características. Los principales modelos corresponden a balances de momento y modelos de vorticidad. La primera referencia de modelos para turbinas de viento viene de una publicación hecha por Betz en el año 1926. En ella se realiza un balance de momento lineal para establecer la potencia que puede obtenerse en una turbina de viento.

La teoría del disco actuador es un modelo 1-D de un disco que absorbe energía de una corriente de fluido, representando al rotor de una turbina en flujo libre, por ejemplo. El modelo considera un volumen de control dentro del cual existe un tubo de corriente que concentra a todas las líneas de corriente que pasan por el disco actuador. En el tubo de corriente la velocidad de entrada del fluido es V_∞ , la velocidad a la que enfrenta el disco actuador es u y la velocidad a la salida del tubo de corriente (que correspondería a la estela) es u_1 . Asociado al tubo de corriente, también existe un cambio de sección del tubo debido a la interferencia que representa el disco actuador y a la absorción de energía. La sección del disco es denotada por A , la sección de salida del tubo es denotada por A_1 y la sección del volumen de control es denotada por A_{VC} . En la Figura 2.6 esto se puede ver gráficamente. Además, el modelo asume que el flujo se encuentra en régimen permanente, es homogéneo, incompresible, no existe arrastre por fricción, existe un número infinito de álabes, el empuje es uniforme sobre el área del rotor, la ola generada no es rotacional, y la presión aguas arriba y aguas abajo del rotor es igual a la presión ambiente [13].

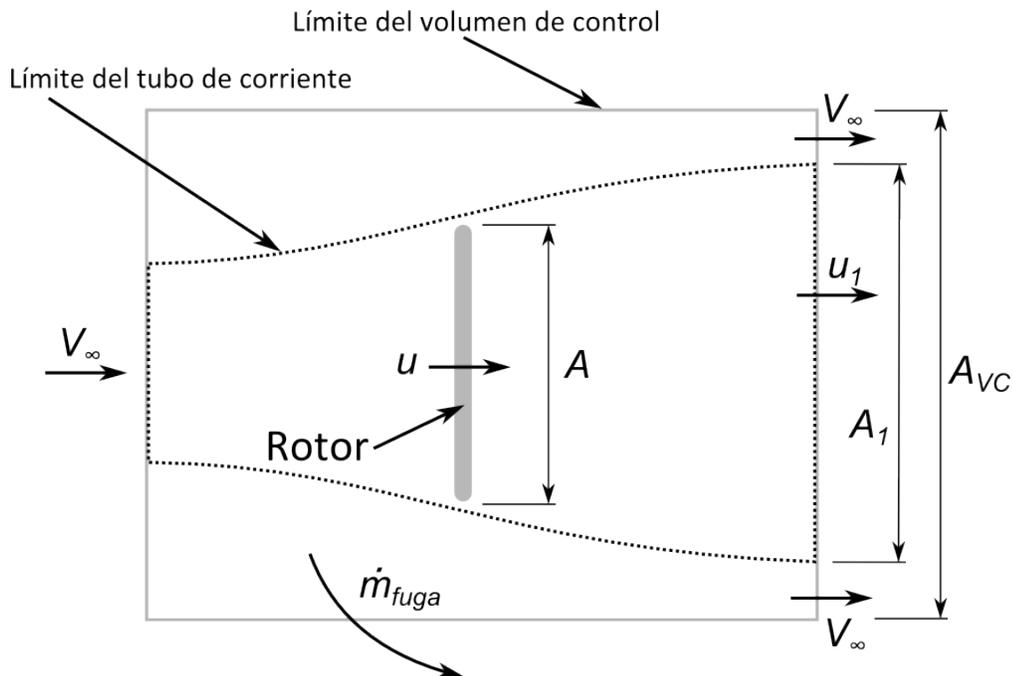


Figura 2.6: Teoría del disco actuador

Con respecto a la última suposición en la entrada y salida del volumen la presión es la misma, p_∞ . Pero dentro del tubo de corriente, antes del disco existe un aumento de la presión, que disminuye bruscamente en el disco en un Δp al haber transferencia de energía y después del disco la presión vuelve a aumentar hasta recuperar el valor p_∞ . Un gráfico esquemático se

presenta en la Figura 2.7.

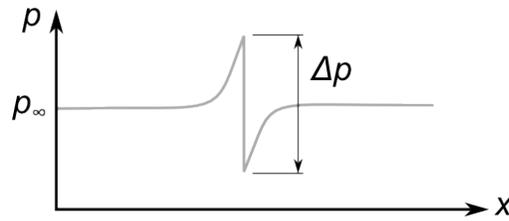


Figura 2.7: Distribución de presión a lo largo del tubo de corriente

Haciendo un balance de Bernoulli en cada mitad del tubo de corrientes, desde y hacia el disco actuador, se tiene que

$$p_{\infty} + \frac{1}{2}\rho V_{\infty}^2 = p + \frac{1}{2}\rho u^2$$

$$p - \Delta p + \frac{1}{2}\rho u^2 = p_{\infty} + \frac{1}{2}\rho u_1^2$$

$$\Rightarrow \Delta p = \frac{1}{2}\rho(V_{\infty}^2 - u_1^2)$$

Una manera de calcular la fuerza de empuje axial, F_x es mediante este cambio de presión, considerando el área del disco actuador, A

$$F_x = \Delta p \cdot A = \frac{1}{2}\rho A(V_{\infty}^2 - u_1^2) \quad (2.63)$$

Otra manera es haciendo un balance de moméntum lineal y balance de masas, y recordando que el flujo másico dentro del tubo de corrientes es constante por definición.

Balance de moméntum lineal:

$$\rho u_1^2 A_1 + \rho V_{\infty}^2 (A_{CV} - A_1) + \dot{m}_{fuga} V_{\infty} - \rho V_{\infty}^2 A_{CV} = -F_x$$

$$\rho A_1 (u_1^2 - V_{\infty}^2) + \dot{m}_{fuga} V_{\infty} = -F_x \quad (2.64)$$

Balance másico:

$$\rho A_1 u_1 + \rho (A_{CV} - A_1) V_{\infty} + \dot{m}_{fuga} = \rho A_{CV} V_{\infty}$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{fuga} = \rho A_1 (V_{\infty} - u_1) \quad (2.65)$$

(2.65) en (2.64)

$$F_x = \rho A_1 (V_{\infty}^2 - u_1^2) - \rho A_1 (V_{\infty} - u_1) V_{\infty} = \rho A_1 u_1 (V_{\infty} - u_1)$$

Con

$$\dot{m} = \rho A_1 u_1 = \rho A u$$

Luego

$$F_x = \rho A u (V_{\infty} - u_1) \quad (2.66)$$

Ahora se tienen dos expresiones para el cálculo de la fuerza de empuje en la dirección

axial, F_x . Combinando (2.63) con (2.66), se puede llegar a una relación entre las velocidades.

$$\begin{aligned}\frac{1}{2}\rho A(V_\infty^2 - u_1^2) &= \rho Au(V_\infty - u_1) \\ (V_\infty + u_1)(V_\infty - u_1) &= 2u(V_\infty - u_1) \\ \Rightarrow u &= \frac{V_\infty + u_1}{2} \wedge u_1 = 2u - V_\infty\end{aligned}$$

Una cosa que se sabe es que la velocidad en el disco actuador no es igual a la velocidad inicial. Esto se debe a que la existencia de un objeto perturba todo el sistema, y en régimen permanente se cumple entonces que la velocidad que enfrenta al disco no es la inicial sino un factor de ella. Para esto, se define un factor de inducción axial de la velocidad, a .

$$\begin{aligned}a &= 1 - \frac{u}{V_\infty} \\ \Rightarrow \frac{u}{V_\infty} &= 1 - a\end{aligned}\tag{2.67}$$

Se puede reescribir la expresión de fuerza axial como

$$\begin{aligned}F_x &= \Delta p \cdot A = \rho Au(V_\infty - u_1) \\ &= \rho Au(V_\infty - (2u - V_\infty)) \\ &= 2\rho Au(V_\infty - u) \\ &= 2\rho AV_\infty^2 \cdot \frac{u}{V_\infty} \left(1 - \frac{u}{V_\infty}\right) \\ F_x &= 2\rho AV_\infty^2 a(1 - a)\end{aligned}\tag{2.68}$$

También se puede reescribir

$$\begin{aligned}\frac{u}{V_\infty} &= 1 - a \\ \Rightarrow u &= V_\infty(1 - a)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}u_1 &= 2u - V_\infty \\ &= 2(V_\infty(1 - a)) - V_\infty \\ &= 2V_\infty - 2av_\infty - V_\infty \\ \Rightarrow u &= V_\infty(1 - 2a)\end{aligned}\tag{2.69}$$

A partir de la expresión para la fuerza de empuje axial se define el coeficiente de empuje axial C_{F_x} como

$$C_{F_x} = \frac{F_x}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2 A} = 4a(1 - a)\tag{2.70}$$

Con esto concluye la exposición del modelo del tubo de corriente con disco actuador. Existe una corrección experimental a la expresión de la fuerza en la dirección axial, propuesta por Glauert [9]. En ella, se expone que la teoría deja de ser válida para factores de inducción grandes. Para evitarlo, se corrige la expresión del coeficiente de empuje axial como

$$C_{F_x} = \begin{cases} 4a(1-a) & \text{si } a < 0.4 \\ 0.86 + 1.56(a - 0.143)^2 & \text{si } a > 0.4 \end{cases} \quad (2.71)$$

Para la potencia en cambio, se puede ver que la pérdida de potencia cinética en el volumen de control es

$$P = \frac{1}{2} \dot{m} (V_\infty^2 - u_1^2) \quad (2.72)$$

Que se puede reescribir como

$$P = 2A_2 V_\infty^3 a(1-a)^2 \quad (2.73)$$

Con esto entonces, se puede determinar el coeficiente de potencia

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^3 A} = 4a(1-a)^2 \quad (2.74)$$

Analizando esa expresión, el máximo local de C_P es 59,7% para $a = 1/3$. Esa eficiencia máxima es conocida como el límite de Betz.

2.2.2. Modelos Analíticos para Turbinas de Eje Vertical

El análisis del disco actuador corresponde a un acercamiento básico para determinar parámetros de funcionamiento de este tipo de turbinas desde un punto de vista de balance de energía y momento lineal. Posteriormente, se desarrollaron modelos más detallados, para geometrías de turbinas Darreius de tipo verticales.

El primero de ellos es conocido como *Single Streamtube* (Tubo de corriente simple) y se le atribuye a Templin. En este modelo se plantea la geometría de la turbina y se realiza un balance de momento en un volumen de control similar al de Betz. La gran diferencia es que en este balance se considera la existencia de los álabes y las fuerzas generadas por aerodinámica. Este y otros modelos posteriores utilizan tanto la teoría del balance de momento como los cálculos aerodinámicos.

El segundo de ellos corresponde al de *Multiple Streamtube* (Tubos de corriente múltiple) desarrollado por Strickland, donde se consideran los mismos cálculos que en el modelo de Templin, con la diferencia de que el dominio de la turbina es dividida en varios tubos de corriente, y en cada uno de ellos se realiza el balance propuesto. Este modelo será el modelo a implementar en este trabajo.

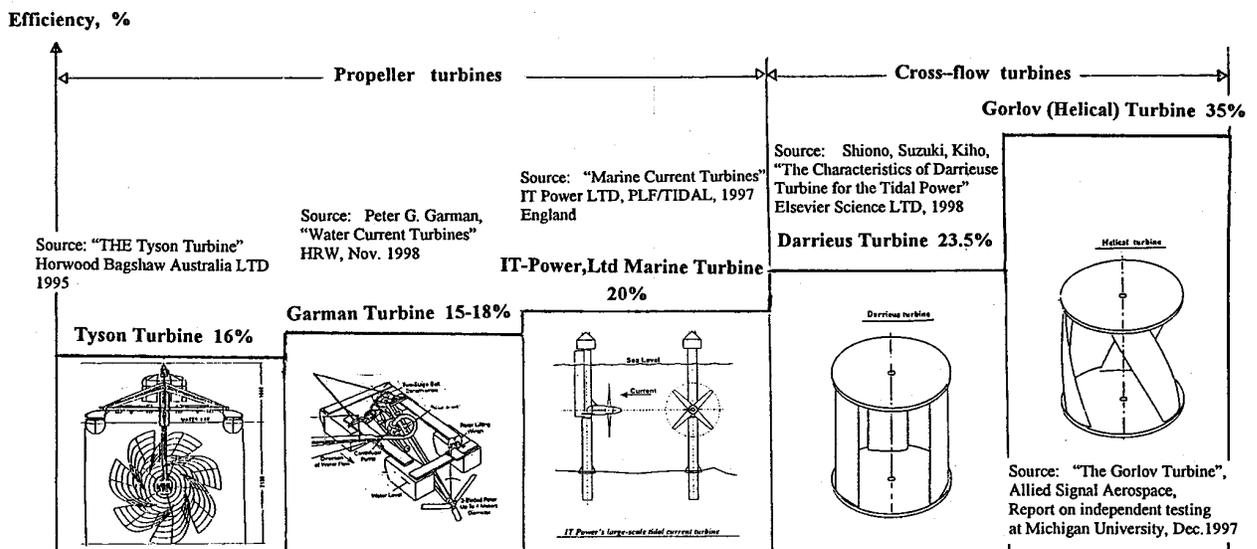
Por último, existe un modelo denominado *Double Multiple Streamtube* (Tubos de corriente múltiple doble) desarrollado por Paraschivoiu, basado en el anterior. La diferencia en este caso es que además se dividen los streamtubes en dos grupos: en la primera mitad de la turbina,

correspondiente a las posiciones donde los álabes son impactados directamente por la marea, y en la segunda mitad, donde la velocidad incidente sobre los álabes se ve afectada por la primera mitad [13].

Además de estos tres modelos, correspondientes al grupo de modelos de moméntum, existen también los modelos de vórtices. Los últimos basan su teoría en cálculos en base a la circulación y campos de velocidad en el dominio de la turbina y de su estela.

2.3. Turbinas Mareo-motrices

En turbinas de flujo libre, las eficiencias de conversión de potencia son menores que en flujo estancado (uso de represas). Esto se debe a la diferencia en el tipo de energía que se aprovecha para la generación, que en este caso es cinética. Las velocidades de mareas en general no son tan energéticas como una gran caída de altura en una represa para generación hidroeléctrica. Las eficiencias referenciales de varias turbinas se puede observar en la Figura 2.8.



Note: Some specific exploitation problems for Propeller and Darrieus turbines

1. Propeller turbines with fixed blades cannot be used directly in reversible tidal flow as well as at shallow water sites
2. Darrieus turbines develop strong pulsation. They are not self-starting in most cases

Figura 2.8: Evolución de las turbinas para generación de energía mareo-motriz. Original por A. Gorlov et al. [14].

Para comprender el contexto en el que desarrolla la turbina GHT, se presentarán algunos tipos de turbinas eólicas y mareo-motrices de eje vertical actualmente utilizadas.

2.3.1. Turbina Darrieus

Corresponde a una turbina de eje vertical patentada por el francés Georges Darrieus en Estados Unidos el año 1931. Consta de un eje central perpendicular a la dirección de movimiento del fluido y dos o tres álabes con forma de perfiles aerodinámicos. Esta turbina genera un alto torque con bajos flujos. Sin embargo no ha tenido mucha aplicación práctica debido a inestabilidades derivadas de la rotación y el consecuente cambio en los ángulos de ataque [9].

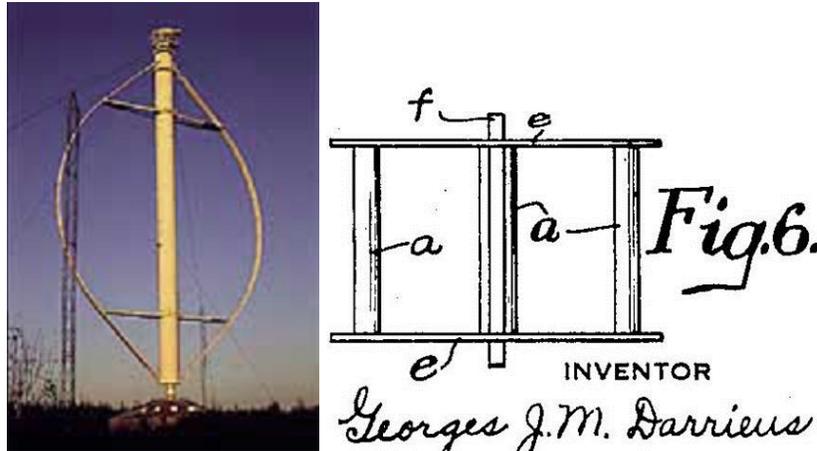


Figura 2.9: Turbinas de Darrieus. A la izquierda se muestra el modelo clásico y a la derecha el modelo vertical. Originales del estudio del laboratorio LEGI [5].

A medida que la turbina gira, el ángulo de ataque sobre cada perfil aerodinámico cambia, y genera fuerzas diferentes. Existe un punto de *stalling* en el cual existen inestabilidades producto del desprendimiento de la capa límite en la superficie de los perfiles aerodinámicos. Este fenómeno afecta directamente la estabilidad del giro de la turbina. En términos prácticos se aprecia un cambio drástico en el torque generado y se dificulta entonces su implementación. Muchas turbinas de este tipo han sido probadas e investigadas en los Laboratorios SANDIA de Estados Unidos. En la patente, Darrieus también ilustra otro modelo de la turbina con álabes verticales, unidos por una base circular arriba y otra abajo.

Esta turbina convierte la energía cinética del viento en energía mecánica. Usa la sustentación aerodinámica que se produce en los álabes para hacer que éstos se muevan más rápido que el fluido alrededor. Dentro de sus ventajas como turbina de eje vertical destacan que sea capaz de girar en el mismo sentido independiente de la dirección que tenga el viento y que el montaje de la caja reductora y generador se pueden ubicar fácilmente en un extremo del eje, justo en el suelo.

2.3.2. Turbina Davis

Propuesta por Blue Energy Canada Inc., es una turbina de 4 álabes verticales montada en una caja marina. Esta caja lleva el agua hacia la turbina. De acuerdo a lo que dice la empresa,

esta turbina es capaz de instalarse en cualquier sitio con rangos de potencia entre 5 kW y 500 kW para aplicaciones en río y de 200 MW a 8000 MW para instalaciones oceánicas [5].

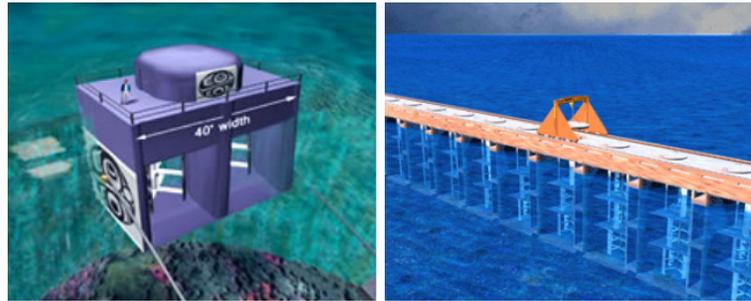


Figura 2.10: Turbina Davis. A la izquierda se muestra un diseño de la unidad de 250 kW y a la derecha un concepto para un sistema de potencia de gran escala. Originales del estudio del laboratorio LEGI [5].

En términos generales tiene características aerodinámicas similares a la turbina de Darrieus. La gran diferencia radica en la existencia de la caja y en que su forma puede determinar mejores eficiencias en la turbina.

2.3.3. Turbina Kobold

Es la turbina utilizada en el proyecto ENERMAR. En esta turbina, a diferencia de las anteriores, los álabes no están fijos, sino que pueden girar (cambiar el ángulo de *pitch*) para optimizar el ángulo de incidencia del agua sobre el álabe.



Figura 2.11: Turbina Kobold. Originales del estudio del laboratorio LEGI [5].

Una turbina Kobold de este tipo ha sido construida y probada. Tiene 5 m de alto, 6 m de diámetro y 3 álabes. Se ha colocado en el estrecho de Messina, Italia, con velocidades de marea cercanas a los 2 m/s. A una velocidad de 1,8 m/s la turbina produce 20 kW de potencia, teniendo una eficiencia global de un 23% [5]. Este dato es una referencia para la turbina en la que se trabajará pues las dimensiones son similares.

2.3.4. Turbina GHT

La turbina helicoidal de Gorlov (GHT) es una máquina de flujo cruzado a reacción que obtiene potencia mecánica a partir de corrientes de agua. Fue inventada entre 1993 y 1995 por Alexander Gorlov y fue desarrollada en la Northeastern University en Boston. Ha sido probada en laboratorios de la Northeastern University y la Universidad de Michigan, y también en la corriente del canal Cape Cod en Massachusetts. En estas pruebas la turbina de triple hélice mostró su confiabilidad y una eficiencia de hasta un 35%, lo que la hace una de las mejores máquinas hidráulicas en su campo [15].

Las dimensiones de uno de los modelos de tres hélices son 100 pulgadas de altura, 20 pulgadas de radio y con álabes cubriendo 0,3 radianes de arco [15]. El modelo probado en Cape Cod, en tanto, tenía un diámetro de 24 pulgadas, altura de 34 pulgadas y la cuerda del perfil medía 7 pulgadas. La corriente en el canal tenía una velocidad promedio de entre 1,6 y 1,8 pies por segundo. Dentro de las características en las mediciones destacan además del alto coeficiente de potencia, el dato de que se obtiene a TSR del orden de 2 según lo obtenido en la Universidad de Michigan [16].



Figura 2.12: Turbina GHT de 3 álabes. Original por A. Gorlov et al. [15].

La GHT minimiza el problema de inestabilidades al curvar los álabes de manera helicoidal. De este modo en cada ángulo de rotación se tiene una superficie con múltiples ángulos de ataque en toda la turbina, de manera estable a medida que ésta gira. Esto se logra al tener los álabes cubriendo exteriormente una circunferencia completa alrededor de la turbina.

La GHT a estudiar tiene 6 álabes curvados de manera helicoidal. 3 están en un sentido, y 3 en el otro, como puede verse en la Figura 2.13. Están soportados en una base triangular, la que busca una mejor rigidez estructural para resistir las cargas que existen en la turbina. La turbina tiene un alto de 6 m y un diámetro de 5 m. No ha sido construida aún y por lo tanto no se cuenta con resultados experimentales de este modelo.

El perfil aerodinámico de los álabes es el de un perfil NACA 0020. La existencia de los perfiles aerodinámicos y la forma cilíndrica implica que sea cual sea la dirección del fluido, el giro de la turbina tendrá siempre el mismo sentido.

Una versión de una hélice de la turbina GHT fue sometida a una prueba de impacto en peces. Un grupo de peces fue inducido a cruzar la turbina mediante la aplicación de un caudal

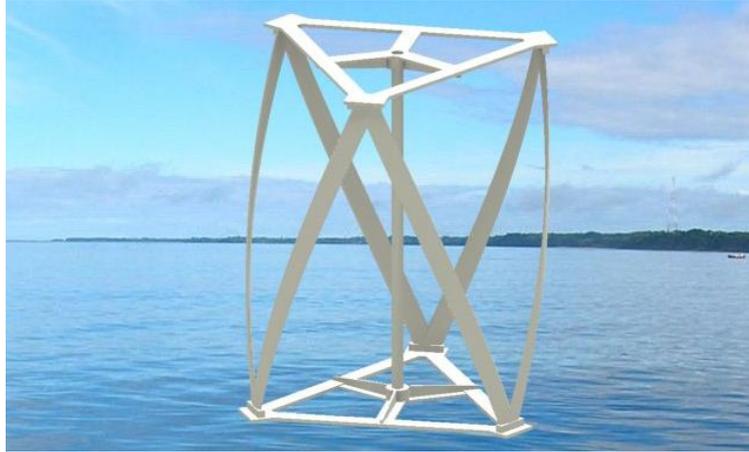


Figura 2.13: Renderizado del nuevo modelo de turbina GHT en el canal de Chacao. Original del Canal de Chacao por Diego Alarcón (cc), renderizado propio.

que los empujara hacia ella. Sin embargo, todos estos peces se dieron vuelta en contra de la corriente tratando de volver para evitar ingresar al campo de la turbina. Además se considera que el impacto en mortandad de peces es mínimo puesto la turbina deja mucho espacio libre, no como ocurre en las turbinas convencionales [3].

Otros aspectos que cabe destacar sobre las turbinas de tipo verticales es que mejoran su eficiencia en configuraciones verticales. En primer lugar un análisis bidimensional entrega una eficiencia mayor que un análisis de la turbina en 3D. Al tener una turbina de aspecto muy largo, los efectos tridimensionales son menores y su comportamiento es similar al propuesto por el análisis 2D [17]. Se puede deducir que entonces una configuración vertical genera un efecto similar; y de hecho según lo estudiado por Antheaume et al., se presenta en un estudio de simulaciones que la configuración vertical con un número de turbinas mayor a 8 se estabiliza con una eficiencia grupal mejor que la individual y más cercana a la estimada en el caso 2D. Otro análisis realizado en este estudio busca encontrar un número de torres óptimo imponiendo una distancia de separación entre ellas. Se concluye que para 10 torres comienza a ser estable, mejorando en un 11,5% la eficiencia original [18].

Un aspecto interesante de impacto ambiental de estas turbinas está ligado con el balance de energía en los canales. El efecto de quitarle energía cinética al canal es una disminución de las velocidades de las corrientes de mareas y un cambio de altura de las mareas en la zona de extracción. Por esta misma razón, Bryden et al. recomiendan una extracción límite de un 10% de la energía de los canales, y advierten que puede traer como consecuencia una reducción del 3% de la velocidad en el canal [19].

2.3.5. Características Generales de Turbinas de Eje Vertical

Las características que diferencian a diferentes modelos de turbinas de eje vertical son de tipo geométrico. Una turbina está definida por las siguientes dimensiones:

- Perfil: Una turbina de este tipo convierte la energía mediante el uso de perfiles

aerodinámicos como se ha explicado anteriormente. Para ello debe tenerse escogido un **perfil** aerodinámico y la **cuerda** de este perfil.

- Turbina: Debe definirse el **diámetro** en el que se inscriben los álabes y la **altura** que tendrán los álabes y por lo tanto la turbina, y el **número de álabes** con que contará la turbina.

Como se ve, existen diversas variables que pueden determinar diferentes configuraciones de turbina. Además de lo mencionado, el recurso determinará también cambios en su eficiencia. En base a los antecedentes revisados [20], se tienen ciertos efectos frente a los siguientes cambios.

- Cambio de velocidad de la marea:

Para la misma turbina, si la velocidad de la marea aumenta la curva de eficiencia se desplaza hacia arriba, obteniendo una eficiencia máxima mayor. Al mismo tiempo, la velocidad angular óptima disminuye.

- Aumento de la cuerda del perfil aerodinámico:

A una velocidad constante, la curva de eficiencia se desplaza hacia la izquierda en términos de que disminuye su velocidad angular óptima. Existe una configuración de cuerda óptima para la que se obtiene la eficiencia máxima.

2.4. Recurso en el Canal de Chacao

El trabajo será contextualizado con el recurso disponible en el canal de Chacao. Este canal se encuentra en la X Región de los Lagos y separa a Chile continental de la Isla Grande de Chiloé. Desde esta zona y hacia el sur, se encuentran una gran cantidad de canales y fiordos que mantienen corrientes marinas considerables. Otra zona de gran interés mareomotriz es el Estrecho de Magallanes.

El canal de Chacao es un pasaje marino entre el Golfo de Ancud y el Océano Pacífico. Tiene una extensión aproximada de 26 km, y un ancho que varía entre 1,8 km en la zona de la roca Remolinos, hasta 4,6 km cerca de la entrada oeste del canal. Se caracteriza por poseer fuertes corrientes de entre 3 y 4 m/s en su región más estrecha, en la roca de Remolinos. Los rangos máximos de mareas se encuentran típicamente entre 5 y 6 m, según las cartas náuticas publicadas por el SHOA (Servicio Hidrográfico y Oceanográfico de la Armada) y entre 2 y 3 m en el extremo oeste del canal [21]. Estos valores de velocidad provienen de un estudio de Castro et al. donde las mediciones de velocidad fueron llevadas a cabo el 17 de noviembre de 2004, un día de luna en cuarto creciente, por lo que no expresa un máximo de corrientes ni alturas de la marea. Otro estudio realizado por Garrad Hassan para la Comisión Nacional de Energía, expone peaks de velocidad de corriente entre 3,5 y 5 m/s [22]. Mientras uno realizado por Cáceres et al. presenta un rango entre 3 y 4,5 m/s [23].

Otra característica importante de este canal y las zonas interiores del mar como lo son el Golfo de Ancud y de Corcovado en esta zona, es que son la cuna de muchas especies

de peces y crustáceos. Existen temporadas donde estos animales depositan sus huevos o larvas en los canales. Hay estudios que caracterizan el efecto de las mareas naturales en su desarrollo, puesto que las mareas modifican no sólo la velocidad del agua y la altura en el sector, sino también la salinidad y la concentración de nutrientes debido a la estratificación que se produce en el lugar. Particularmente, en el canal de Chacao existe una baja variabilidad de temperatura, salinidad y nutrientes en una capa más superficial y es ligeramente diferente en una capa más profunda. A pesar de existir corrientes de rapidez considerable, la variabilidad de la densidad de larvas de peces y crustáceos varía con la marea, pero nunca desaparecen [21].

Capítulo 3

Metodología

La metodología de trabajo a utilizar para los trabajos de modelo analítico, simulación y sus alcances se presentan a continuación.

3.1. Modelos Analíticos

Se implementaron dos modelos analíticos. El primero es un análisis básico y considera las fuerzas hidrodinámicas que puede ejercer el fluido sobre la geometría de la turbina detenida. El segundo es un método de moméntum que balancea las fuerzas hidrodinámicas con los balances de moméntum lineal.

3.1.1. Modelo Analítico Básico

Para comparar los resultados que se obtendrán, se desarrollará un modelo analítico del torque ejercido en el dominio 3D de la turbina. Para esto, se asumirá que los valores de los coeficientes C_D y C_L estudiados en aerodinámica sirven también para hidrodinámica. Con ello se obtendrán las fuerzas ejercidas sobre los álabes, pudiendo calcular el torque para un caso estático.

Como se presentó en el capítulo de antecedentes, existen modelos de moméntum que representan de buena manera el comportamiento de este tipo de turbinas. En el desarrollo de una primera aproximación, se modeló de una manera más sencilla.

Cuando la turbina comienza a girar, el ángulo de ataque visto por los álabes cambia debido a la componente de velocidad que produce el giro mismo. Si la turbina se encuentra detenida, es natural que el ángulo de ataque sea idéntico al ángulo en que el que se encuentra posicionado. Aprovechando esto, un modelo básico es válido sólo cuando la turbina se encuentra detenida, y los ángulos de ataque se obtienen directamente, tal como se observa en la Figura 3.1.

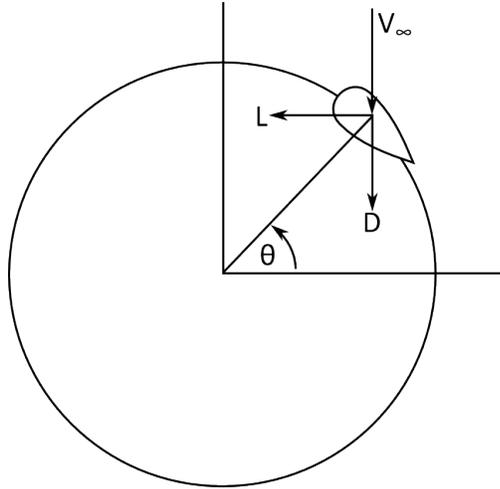


Figura 3.1: Esquema de fuerzas sobre un perfil de acuerdo al análisis básico

Con ello, las fuerzas de arrastre y sustentación se obtienen a partir de la velocidad de marea V_∞ como

$$D = \frac{1}{2} C_D V_\infty^2 c H \quad (3.1)$$

$$L = \frac{1}{2} C_L V_\infty^2 c H \quad (3.2)$$

Donde c es la cuerda del perfil, y H es la altura del perfil. Para obtener los valores de C_D y C_L se utilizaron los resultados de SANDIA Labs [11]. La turbina estudiada tiene álabes con perfiles alares NACA 0020, cuya literatura es escasa. A modo de aproximación, se utilizaron datos de perfiles NACA 0018 y NACA 0021. La diferencia entre estos tres perfiles es sólo el ancho del mismo; en el NACA 0020 el ancho máximo es el 20% del largo, en el NACA 0018 el ancho máximo es el 18% del largo y así. El número de Reynolds fue calculado en cada caso para interpolar valores adecuados. La cuerda de los perfiles de los álabes, denotada por c , es de 0,381 m.

Estas fuerzas pueden proyectarse en función del ángulo azimutal θ , obteniendo la componente de la fuerza en la dirección tangencial y con ello el torque individual.

Se realizan entonces dos análisis para la turbina detenida. El primer análisis es análogo al caso de una turbina Darrieus de tipo vertical. Se considera que el ángulo entre álabes es único e igual a 60° . El cálculo se realiza una vez y la altura del álabe para la turbina a estudiar es de 5,76 m.

El segundo análisis trata de emular la geometría de la turbina GHT, considerándola equivalente a un arreglo de turbinas Darrieus de tipo vertical. Para esto, se divide la turbina en varios tramos verticales. En cada uno de ellos, se realiza el cálculo considerando diferentes ángulos entre álabes según varía la altura. La parametrización de estos ángulos entre álabes se describe a continuación.

Considerando 6 álabes en cada tramo, en la base de la turbina los álabes 1 y 2, 3 y 4, 5 y 6 ocupan la misma posición. En base a esto, bajo la nomenclatura θ_i el ángulo aximutal del álabe i , se definen dos ángulos entre álabes, $\Delta\theta_1$ entre los álabes 1 y 2, 3 y 4, 5 y 6; y $\Delta\theta_2$

entre los álabes 2 y 3, 4 y 5, 6 y 1. Denotaremos también la altura del tramo como h y la altura total como H . Lo que se presenta puede verse gráficamente en la Figura 3.2.

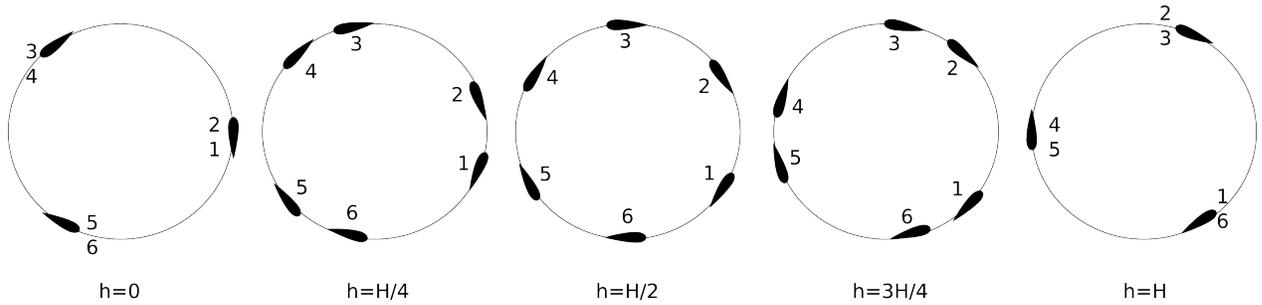


Figura 3.2: Esquema de posición de álabes por tramo

- Por lo tanto en la base, donde $h = 0$, se puede considerar $\theta_1 = 0^\circ$, $\Delta\theta_1 = 0^\circ$, $\Delta\theta_2 = 120^\circ$.
- En un tramo intermedio donde $h = H/4$, se tendría que $\Delta\theta_1 = 30^\circ$, $\Delta\theta_2 = 90^\circ$, y $\theta_1 = -15^\circ = -\Delta\theta_1/2$.
- En el tramo a la mitad de la turbina, donde $h = H/2$, se da que $\Delta\theta_1 = \Delta\theta_2 = 60^\circ$ y que $\theta_1 = -30^\circ = -\Delta\theta_1/2$.
- En otro tramo intermedio donde $h = 3H/4$, se da que $\Delta\theta_1 = 90^\circ$, $\Delta\theta_2 = 30^\circ$ y que $\theta_1 = -45^\circ = -\Delta\theta_1/2$.
- En un tramo final, con $h = H$, se tiene finalmente que $\Delta\theta_1 = 120^\circ$, $\Delta\theta_2 = 0^\circ$ y que $\theta_1 = -60^\circ = -\Delta\theta_1/2$.

Por lo tanto, se parametrizan estas variables en función de la altura $h \in [0, H]$ como sigue

$$\Delta\theta_1 = 120^\circ \frac{h}{H} \quad (3.3)$$

$$\Delta\theta_2 = 120^\circ \left(1 - \frac{h}{H}\right) \quad (3.4)$$

$$\theta_1 = -\frac{\Delta\theta_1}{2} \quad (3.5)$$

3.1.2. Modelo de Moméntum

Además del análisis básico, se implementó el modelo de moméntum de Strickland presentado en la Sección 3.1.2, para ello se realizó un programa en Matlab que reproduce el método. El programa final contiene modificaciones al método propuesto por Strickland. En primer lugar, se escogió un algoritmo no iterativo por razones que se explicarán en breve. Además, se aplicó la corrección experimental de Glauert en el cálculo de fuerzas por balance de moméntum. Otra diferencia es la de llevar el problema al caso de la turbina helicoidal, siguiendo el mismo razonamiento del modelo analítico expuesto en la sección anterior. Este análisis no considera el efecto de Stall dinámico.

Modelo de Momentum de Strickland

En la Figura 3.3 se muestra un esquema de las consideraciones de los modelos aplicados a turbinas de eje vertical. A continuación se definen las variables involucradas.

En primer lugar, debe explicarse que la velocidad relativa \vec{V}_R corresponde a la diferencia entre las velocidades que ve el perfil. Estas son la inducida por el agua (fracción de la velocidad aguas arriba), \vec{V}_a , y la velocidad tangencial debido al giro de la turbina, \vec{V}_t .

$$\vec{V}_a - \vec{V}_t = \vec{V}_R \quad (3.6)$$

La magnitud de la velocidad tangencial depende de la velocidad angular de giro de la turbina, ω , y tiene dirección tangencial a la circunferencia que recorre el perfil.

$$\vec{V}_t = R\omega\hat{t} \quad (3.7)$$

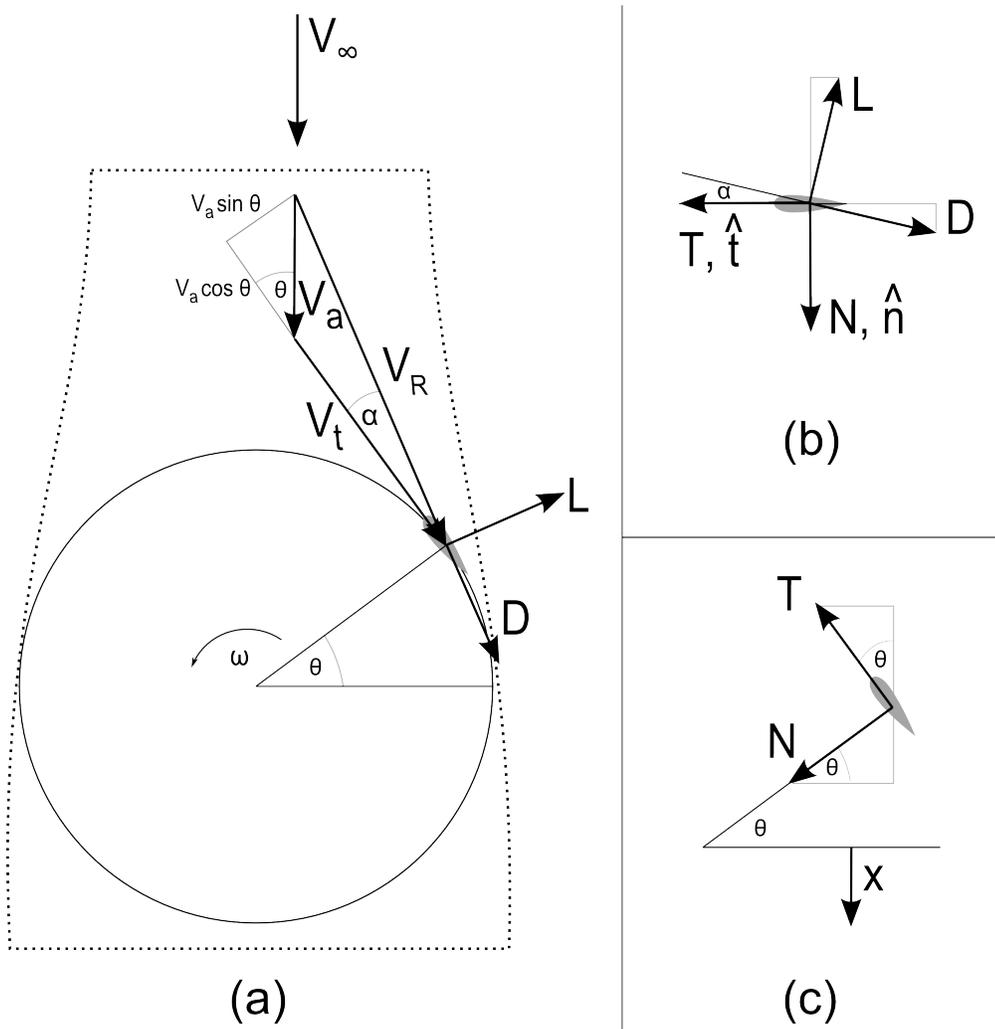


Figura 3.3: Triángulos de velocidad en una turbina de eje vertical

De acuerdo al esquema de la Figura 3.3 (a), se puede llegar a la siguiente relación trigonométrica para despejar V_R .

$$V_R = \sqrt{(V_a \sin \theta)^2 + (V_a \cos \theta + \omega R)^2} \quad (3.8)$$

Donde θ es el ángulo de giro del álabe. V_R también puede escribirse como

$$V_R = \frac{V_a \sin \theta}{\sin \alpha} \quad (3.9)$$

Redefiniendo a , el factor de inducción axial, para este caso como

$$a = 1 - \frac{V_a}{V_\infty} \quad (3.10)$$

Donde V_∞ es la velocidad del aire al inicio del volumen de control. Y definiendo λ , la relación de velocidad de punta (*Tip Speed Ratio*) como

$$TSR = \lambda = \frac{\omega R}{V_\infty} \quad (3.11)$$

Se puede llegar a la siguiente relación a partir de (3.10)

$$\frac{V_R}{V_\infty} = \sqrt{((1-a) \sin \theta)^2 + ((1-a) \cos \theta + \lambda)^2} \quad (3.12)$$

De acuerdo a las Figura 3.3, el ángulo de ataque toma el valor de $-\alpha$ según la definición de la Figura 2.2, y cumple con

$$\tan \alpha = \frac{V_a \sin \theta}{V_a \cos \theta + \omega R} \quad (3.13)$$

Luego,

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{(1-a) \sin \theta}{(1-a) \cos \theta + \lambda} \right) \quad (3.14)$$

A partir de los coeficientes aerodinámicos descritos en la Sección 2.2, se definen los coeficientes en las direcciones normal y tangente a la circunferencia que describe el álabe como sigue. Es muy importante ser coherente con las direcciones definidas en el esquema.

$$L = -L \cos \alpha \hat{n} - L \sin \alpha \hat{t}$$

$$D = -D \cos \alpha \hat{t} + D \sin \alpha \hat{n}$$

$$N = -L \cos \alpha + D \sin \alpha \quad (3.15)$$

$$T = -L \sin \alpha - D \cos \alpha \quad (3.16)$$

Luego, aplicando la definición de los coeficientes aerodinámicos de (2.57) y (2.58), la fuerza de empuje en la dirección del flujo para cada álabe con cierto ángulo de giro θ es

$$F_{xi} = \frac{1}{2} \rho V_R^2 hc (-C_t \cos \theta + C_n \sin \theta) \quad (3.17)$$

Donde h es la altura del álabe y c es la cuerda del álabe. De la misma manera, el torque sobre cada álabe es

$$Q_i = \frac{1}{2} \rho V_R^2 h c C_l R \quad (3.18)$$

Para el modelo de Templin, se debe considerar un único álabe equivalente con una cuerda que sea la suma de las cuerdas reales. Existe otro modelo, de Tubos de Corriente Múltiples (*Multiple Streamtube Model*) desarrollado por Strickland en el año 1975 [24]. En este modelo, el tubo de corriente es dividido en varios tubos definidos por cubrir una diferencia angular común. Los términos de velocidades y fuerzas aquí expuestos sirven para ambos métodos.

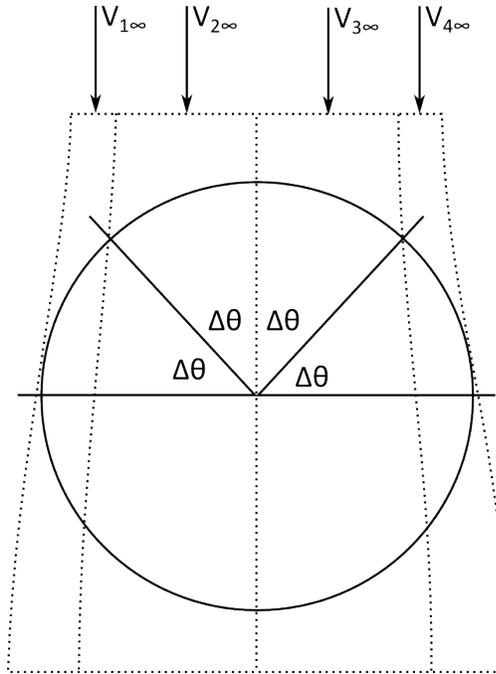


Figura 3.4: Esquema del modelo de momento de Strickland

Un álabe pasa dos veces por cada tubo de corriente. El empuje promedio actuando en un tubo por N álabes y dos veces por revolución puede expresarse como

$$T_a = N T_i \frac{\Delta\theta}{\pi} 2 \quad (3.19)$$

En tanto el torque total puede expresarse como

$$Q_a = N \sum_{i=1}^{2m} \frac{\left[\frac{1}{2} \rho V_R^2 h c C_l R \right]}{2m} \quad (3.20)$$

Donde m es el número de cada tubo de corriente, definido por un $\Delta\theta$ constante como se ve en la Figura 3.4.

Otra expresión útil de recordar es la aproximación para la velocidad de estela, V_w , de la relación (2.69).

$$V_w = V_\infty (1 - 2a) \quad (3.21)$$

Por supuesto, el valor a es la incógnita que debe obtenerse para obtener resultados correctos. Para obtenerlo, Strickland propone un algoritmo presentado a continuación.

1. En primer lugar, se da un valor inicial para a . Este puede ser cero. Luego se obtiene el valor de V_a mediante (3.10)

$$V_a = (1 + a)V_\infty$$

2. Se despeja el ángulo de ataque α usando (3.14)
3. Para ese ángulo de ataque, se obtienen los valores para C_n y C_t a partir de datos de los C_D y C_L del perfil aerodinámico. Ecuaciones (3.15) y (3.15)
4. Se despeja V_R de la ecuación (3.9)
5. Se evalúa la siguiente expresión, derivada de la expresión para la fuerza de empuje

$$F_x^* = \frac{Nc}{4\pi R} \left(\frac{V_R}{V_\infty} \right)^2 \left(C_n - C_t \frac{\cos \theta}{\sin \theta} \right) \quad (3.22)$$

6. Se obtiene un nuevo valor para a

$$a = a^2 + F_x^* \quad (3.23)$$

Este algoritmo se corre hasta encontrar un valor estable para a . Cuando eso ya ha sido definido, es posible determinar todas las características de un tubo de corrientes definido por el ángulo θ .

Modificaciones

En términos generales, el método de moméntum de Strickland implementado puede resumirse como sigue

1. Se entregan los parámetros de entrada al programa. Estos son
 - Perfil: Nombre del perfil, cuerda del perfil
 - Turbina: Diámetro, altura, número de álabes
 - Recurso: Densidad del fluido, viscosidad del fluido, velocidad de la marea
 - Condiciones de operación: Velocidades de rotación mínima y máxima de la turbina
2. Para cada velocidad angular, se tiene un problema diferente para resolver. Luego en cada problema, se divide el área de la turbina en diferentes *streamtubes* definidos por una diferencia angular $\Delta\theta$ como se presentó en la Figura 3.4.
3. En cada *streamtube* se aplica una búsqueda secuencial del factor de inducción a . Recordando la idea del método, existen dos maneras de calcular la fuerza de empuje axial sobre la turbina. La primera se obtiene por balance de moméntum lineal, la segunda

por suma de fuerzas aerodinámicas. Así, si estas fuerzas se grafican para un rango de a las curvas se cruzan en uno o más puntos, entre los cuales se encuentra la solución buscada.

La razón detrás de implementar un algoritmo de búsqueda secuencial es que el algoritmo iterativo tiene problemas de convergencia para valores grandes de solidez. Como lo presenta la publicación de McIntosh et al. [25], este problema de convergencia deriva en resultados erróneos. El error más evidente es que el método obtiene como solución valores para el factor de inducción a mayores a 0,5. Esto implicaría que la velocidad de la estela tenga un valor negativo, cosa que no tiene sentido físico.

Los autores proponen un método gráfico como solución, argumentando que se pueden distinguir diferentes estados de flujo según cómo se intersecten las curvas de fuerza axial según balance de momento y fuerzas aerodinámicas. Sin embargo, el problema de obtener valores altos para a puede no desaparecer, y es una de las desventajas del método. Tanto el problema de convergencia iterativa como el de resultados con poco sentido físico tienen como principal causa que el método no sea capaz de captar efectos tridimensionales ni turbulencia, que es una de las manifestaciones no consideradas en el balance energético.

4. Al obtener el factor de inducción a , donde se cruzan las curvas, entonces se pueden obtener todas las características del *streamtube*.
5. Con todos los *streamtubes* resueltos se almacena el resultado de cada estado correspondiente a una velocidad angular.
6. Al terminar los cálculos es posible mostrar curvas de rendimiento y torque que resultan del modelo.

3.2. Simulación de la Turbina Original

En primer lugar se realizó un conjunto de simulaciones para el diseño original de la turbina. Todas las especificaciones y consideraciones adquiridas se presentan a continuación.

3.2.1. Alcances de la Simulación

Una turbina helicoidal GHT en una situación real se instalaría acoplando varias unidades base de forma vertical. Tal como se ha estudiado [18], esta disposición mejora el rendimiento total del bloque de turbinas.

En este trabajo, se simulará la unidad base de la turbina. Por lo tanto, los resultados a obtener deberían corresponder a límites inferiores de rendimiento para la configuración real de las turbinas.

3.2.2. Geometría

La geometría con la que se trabajará ha sido facilitada por el Ingeniero Jacob Vermeij de la empresa Holandesa, consultora en temas de energía, MaBeCon. La geometría fue facilitada en formato CAD como modelo estructural. El primer paso del trabajo consiste en simplificar la geometría, eliminando agujeros y otras características que no aportan en el modelo fluido-dinámico. Como puede verse en la Figura 3.5, existen detalles que habrá que mejorar para poder realizar una discretización del dominio.

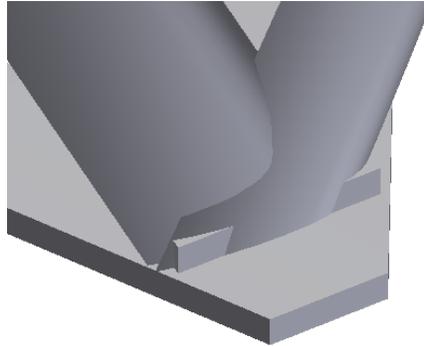


Figura 3.5: Detalle de la geometría inicial

El principal problema que tiene el modelo es la unión que existe entre los álabes en la base de la turbina. Esto determina una geometría indeseada y además difícil de mallar. Este problema fue resuelto trasladando la base de la turbina hasta un punto en el que eso no ocurriera. Tal punto se encontró a una distancia de 18 cm, quedando un modelo con una turbina 36 cm más pequeña que la original, una altura de álabes de 5,76 m.

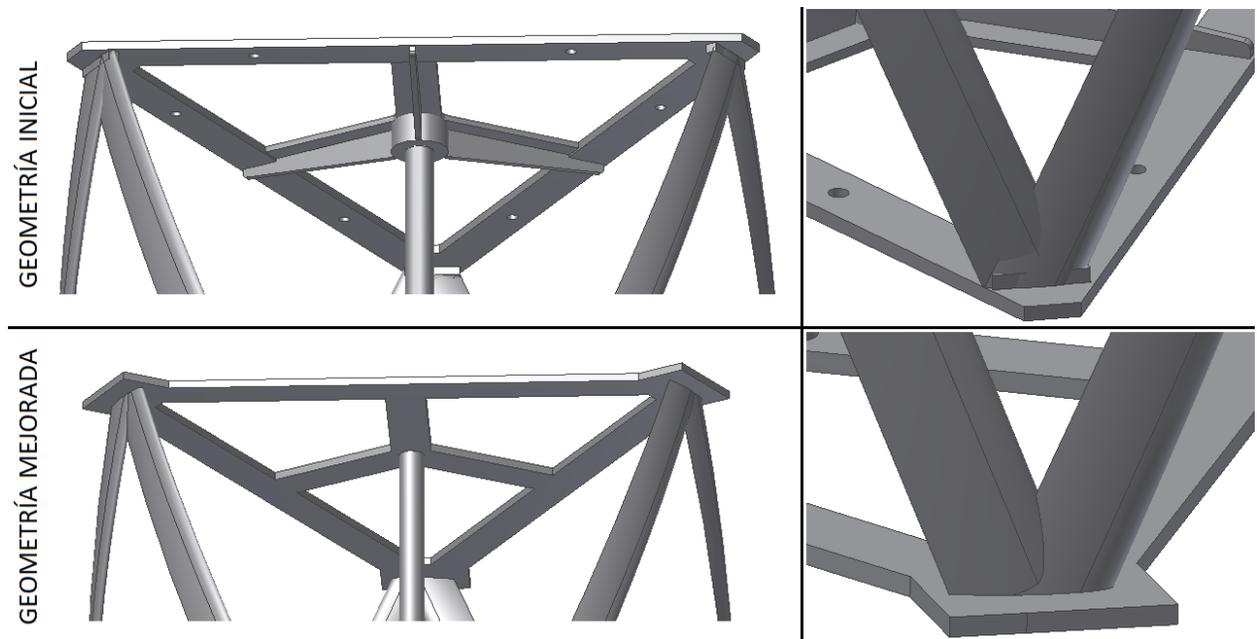


Figura 3.6: Evolución de la geometría. En la parte superior se muestran los gráficos de la geometría inicial, en tanto en la parte inferior los de la geometría mejorada

Existen además otros detalles que dificultan el mallado y no aportan al estudio fluido-dinámico; estos son los agujeros que existen en la base de la turbina, y los soportes que están adosados a la base. Los agujeros no aportan significativamente a la simulación y complican el mallado. Los soportes que se encuentran muy cerca de los álabes y de la base son una complicación para la generación de la malla, y los soportes de la base para el eje fueron simplificados para facilitar el mallado.

Por otro lado ha de definirse el volumen de control con el que se trabajará. En base a las recomendaciones de la compañía de software *Ansys (R)* para sus simulaciones fluido-dinámicas, se considerará un volumen de las dimensiones ilustradas en la Figura 3.7.

- Ancho: 10 veces el ancho de la turbina
- Alto: 5 veces el alto de la turbina
- Largo: 12 veces el alto de la turbina

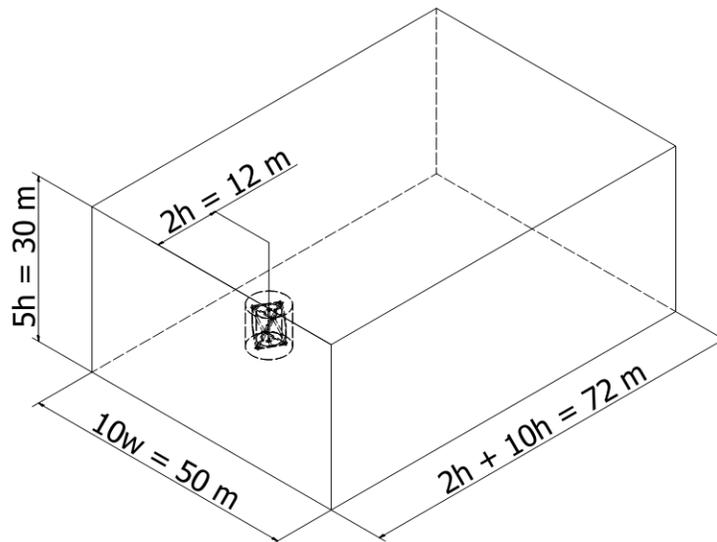


Figura 3.7: Dominio a considerar

3.2.3. Discretización de la Geometría

En un trabajo de simulación mediante el método de volúmenes finitos, existen discrepancias con respecto a la realidad, pues la solución será una aproximación discreta al modelo continuo.

Sin embargo, existen otros parámetros que determinan diferencias entre dos simulaciones. Pueden ser por ejemplo los modelos de turbulencia que se utilizan, cómo se interpolan los valores de acuerdo a la geometría, los factores de relajación que se dan para las ecuaciones, o bien la malla que se ha utilizado.

La geometría del volumen de control desarrollado es discretizada para posteriormente ser introducida a un programa CFD. Se quiere que la turbina pueda rotar, por lo que la geometría debe ser dividida a lo menos en dos cuerpos de volumen que no se intersectan. Además, en

un afán de disminuir el número de celdas, se considera como un tercer volumen en la parte interior de la turbina, como se puede observar en la Figura 3.8:

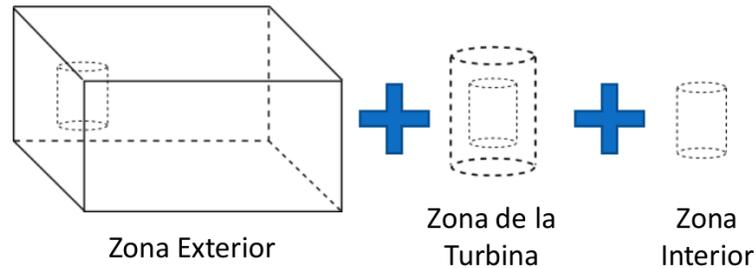


Figura 3.8: Estrategia de separación del dominio en 3 zonas

- Un volumen interior de forma cilíndrica que esté dentro de la turbina y no contenga a los álabes denotado como INT
- Un volumen interior de forma cilíndrica hueco que contenga a los álabes y base de la turbina denotado como GHT
- Un volumen complementario que rellene el volumen de control denotado como EXT

La geometría fue discretizada en el programa de mallado *Meshing* incluido en el software *Ansys Workbench*. Debido a la complejidad de la geometría en el volumen el algoritmo de mallado utilizado será *Patch Conforming*; el que comienza discretizando las superficies de la geometría y a partir de eso malla el volumen, respetando las regiones de contacto.

Un ejemplo de árbol de operaciones del programa se puede observar en la Figura 3.9. A modo general el proceso utilizado para mallar contiene las siguientes consideraciones:

- *Face Sizing* en la superficie de los álabes para especificar el tamaño medio de los elementos.
- *Inflation* en la superficie de los álabes si se quiere hacer una malla con elementos que puedan mostrar el efecto de capa límite.
- *Multizone* en conjunto con *Body Sizing* para el volumen interior (INT). El primer método se configura de modo de tener una malla de celdas hexaédricas/prismas y el segundo les da un tamaño promedio. El valor de este tamaño promedio se fue probando en conjunto con lo que se obtenía al mallar la zona GHT y finalmente se dejó en 0,1 m.
- *Hex Dominant Method* para algunas mallas en las que se quiso mallar la zona EXT con celdas hexaédricas.

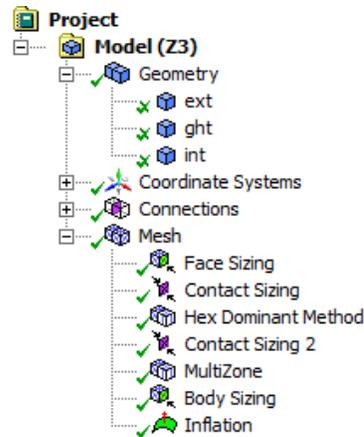


Figura 3.9: Ejemplo de árbol de operaciones de mallado en *Ansys (R) Meshing*

3.2.4. Validación de la malla

La validación del mallado se realizará en función de parámetros de tamaño de malla. Se realizarán varios mallados, se simulará un caso base en cada uno de ellos, y se compararán los resultados. En función de los resultados, los parámetros de calidad de las mallas y el consumo de recursos, se optará por una de esas mallas.

Para mallas estructuradas normalmente se da una correlación entre el número de nodos y la convergencia de los resultados, llegando finalmente a resultados que no varían mucho al seguir refinando la malla. En vista de esto, la etapa de validación de malla busca como resultado obtener una malla a utilizar, conociendo primero un resultado que idealmente sea independiente de la malla que se use.

En este caso, la geometría de la turbina es compleja. Por un lado, el dominio es grande, y por otro lado, los álabes deben tener una discretización que permita observar el efecto de los esfuerzos viscosos en ellos. Por lo tanto es muy costoso en términos de recursos implementar una malla estructurada de buena calidad.

El programa generador de mallas *Meshing* de *Ansys*, es capaz de generar mallas no estructuradas con relativa facilidad. En este contexto y bajo el hecho de que son los álabes la geometría que infuye de mayor manera en la fluido-dinámica del problema, las mallas generadas como propuestas tuvieron en consideración los siguientes parámetros:

- Tamaño del elemento en los álabes de la turbina
- Uso de *Inflation* o Capa Límite en la malla para observar de mejor manera el fenómeno de capa límite

Lo que se ha mencionado como Capa Límite en la malla es un método en el que se elige refinar la malla sobre alguna superficie. Tal refinamiento es definido por el usuario y tiene com objetivo observar de manera realista la dimensión de la capa límite que se forma en esa región.

Para ello, se tiene una estimación de la capa límite en la superficie de los álabes como la solución de Blasius

$$\delta(x) \approx \left(\frac{vx}{V_\infty} \right)^{0,5} \quad (3.24)$$

Lo que entrega como estimación para un largo característico del álabe de 0,381 m, a una velocidad de 5 m/s, un ancho de capa límite estimado de 0,3 mm. En base a este valor y la relación con el tamaño del elemento, se realizan las operaciones de capa límite en las mallas creadas.

Finalmente para escoger una malla, se debe llevar a cabo una simulación idéntica. Los parámetros para este caso base para la etapa de validación de mallas se describe a continuación. Cabe destacar que los parámetros de relajación de ecuaciones fue algo que se obtuvo de manera iterativa durante los primeros intentos realizados durante el semestre anterior. En general, estas tres ecuaciones eran las que ocasionalmente presentaban problemas de convergencia, y se decidió probar con disminuir estos factores para ver de que manera ayudaba. Con esa configuración, finalmente, las simulaciones pueden converger con mayor facilidad que con la configuración establecida por defecto.

Parámetro	Valor
\vec{g}	9,81 m/s^2
Velocidad de la marea	5 m/s
Velocidad angular de la turbina	2 rpm
Ángulo de rotación de la turbina	2
Parámetros de relajación de ecuaciones	0,4 Para moméntum, k y ϵ^*

Cuadro 3.1: Parámetros de simulación para el caso base

Dado los objetivos del trabajo y los parámetros variados durante la construcción de las mallas, se determina que el resultado importante es el torque ejercido por el agua sobre los álabes de la turbina. Además se deben analizar los parámetros de turbulencia en los álabes, puesto que son objetos en los cuales se desea precisión también en ese aspecto.

3.2.5. Parámetros de la Simulación

El fluido con el que se trabajará es agua marina, cuyas características dependen de la temperatura y salinidad. Para la temperatura se considera un valor promedio según estadísticas de temperatura superficial marina durante 24 años en Pto. Montt [26]. Las propiedades del fluido se muestran en la Tabla 3.2.

Cuadro 3.2: Parámetros comunes para las simulaciones

Característica	Cantidad	Unidad	Fuente
Temperatura del agua	12,7	°C	[26]
Salinidad media del agua	32,2	ppm	[21]
Densidad del agua	1024,3	kg/m^3	[27]
Viscosidad Dinámica del agua	$1,278 \cdot 10^{-3}$	kg /m s	[27]
Presión atmosférica media	101800	Pa	[28]

De acuerdo a los antecedentes de las corrientes de marea y considerando el posible efecto de disminución de éstas debido al aprovechamiento del recurso, se trabajará con una entrada de agua de perfil uniforme y velocidades medias entre los 2 y 5 m/s.

La turbina está hecha de un material compuesto de fibra de vidrio y resina, con una densidad aproximada de $1.529 \frac{kg}{m^3}$ y rugosidad exterior de $15,7 \mu m$ [29]. Si se fabricara una turbina en realidad el perfil interior probablemente tendría una estructura reforzada con otro material como se realiza en aeronáutica o turbinas de viento. Por esa razón no es fácil estimar el peso tentativo de la turbina.

3.2.6. Simulación

La simulación será llevada a cabo en el software *Ansys FLUENT*, que implementa el método de volúmenes finitos. En ella se introducirá la malla generada y se establecerán los parámetros de la simulación.

La simulación tiene como objetivo obtener curvas características de torque versus velocidad angular para la turbina. Para ello, la metodología de simulaciones tendrá las siguientes consideraciones. En primer lugar, se sabe que la velocidad inicial del agua es variable debido al fenómeno de las mareas. En segundo lugar, un generador opera a una velocidad angular relativamente constante en su eje.

Las opciones que se tienen para simular casos con dominios rotatorios son dos. La primera opción es utilizando mallas deslizantes, en las que la malla interior se deja rotar a una velocidad angular determinada en un régimen transiente, con lo que se puede obtener una curva de torque en función del ángulo de giro de la turbina. Este método es el más recomendado, sin embargo tiene un costo en recursos computacionales alto. Simulaciones similares pueden llegar a durar 20 días de simulación [30].

La segunda opción es correr varias simulaciones en régimen permanente para una velocidad angular constante, considerando diferentes posiciones angulares de la turbina. Si bien esta opción es una simplificación de la anterior, tiene como ventaja un menor tiempo de simulación. En consideración del tiempo programado para la realización de la memoria, se opta por esta última opción.

Se tendrán 4 casos, determinados por la velocidad inicial del fluido; de 2, 3, 4 y 5 m/s. En cada caso, se llevarán a cabo simulaciones a diferentes velocidades angulares (a priori 4).

Para cada velocidad angular la simulación será llevada a cabo en régimen permanente y con un modelo de turbulencia $k - \varepsilon$.

Las regiones de la geometría definidas para utilizar en el programa se describen a continuación, además sus nombres han sido asignados para entender el tipo de condición de borde que se les asigna. En primer lugar, se realiza la diferenciación de que existen 3 cuerpos, tal como se menciona en la Sección 3.2.3. Ellos son el cuerpo exterior, cuerpo de la turbina y cuerpo interior.

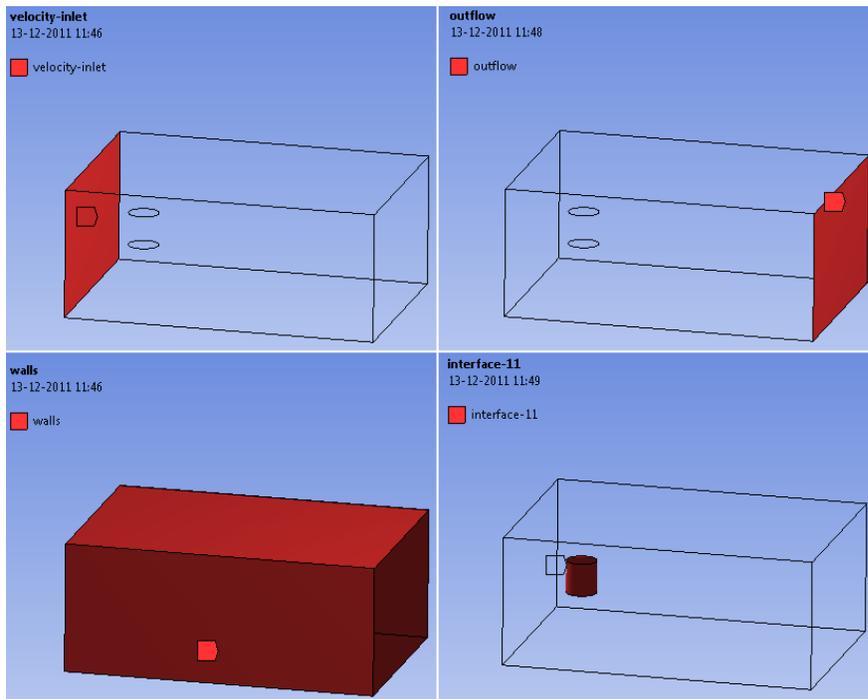


Figura 3.10: Secciones nombradas en el cuerpo exterior EXT

Para el cuerpo exterior (EXT):

- *velocity-inlet*: Cara del paralelepipedo por donde ingresa el fluido. La velocidad entonces va según la dirección axial.
- *outflow*: Cara del paralelepipedo por donde se retira el fluido.
- *walls*: Muros restantes del paralelepipedo por donde no debe entrar ni salir fluido.
- *interface-11*: Sección cilíndrica interior en contacto con el cuerpo de la turbina (GHT).

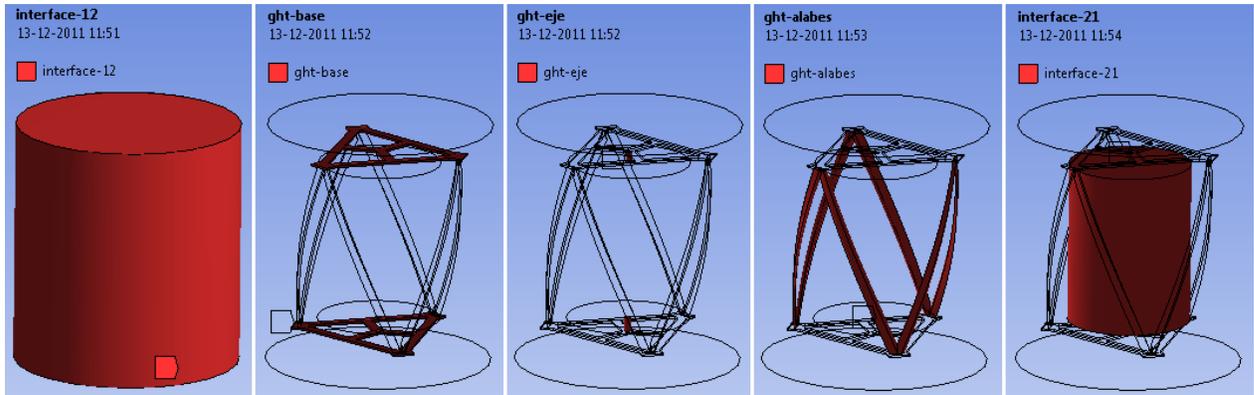


Figura 3.11: Secciones nombradas en el cuerpo de la turbina GHT

Para el cuerpo de la turbina (GHT):

- *interface-12*: Sección cilíndrica exterior en contacto con el cuerpo exterior (EXT).
- *ght-base*: Caras correspondientes a las bases superior e inferior de la turbina, las que sostienen a los álabes.
- *ght-alabes*: Caras correspondientes a los álabes de la turbina.
- *ght-eje1*: Caras correspondientes a parte del eje de la turbina que se encuentra en el cuerpo GHT.
- *interface-21*: Sección cilíndrica interior en contacto con el cuerpo interior (INT).

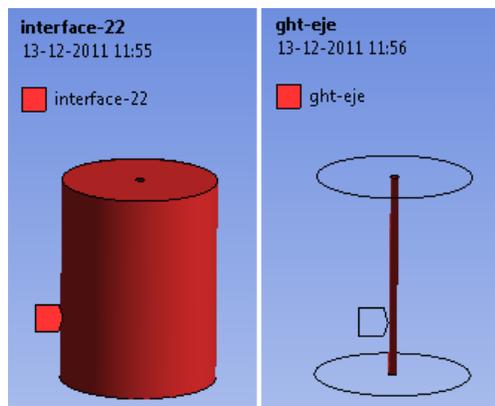


Figura 3.12: Secciones nombradas en el cuerpo interior INT

Para el cuerpo interior (INT):

- *interface-22*: Sección cilíndrica exterior en contacto con el cuerpo de la turbina (GHT).
- *ght-eje2*: Caras correspondientes a parte del eje de la turbina contenido en el cuerpo INT.

Luego para cada caso, las condiciones de borde y otras configuraciones del problema son las siguientes:

- La velocidad de giro de la turbina se configura considerando que las zonas GHT e INT tienen un *Frame Reference Motion* a la velocidad angular requerida.
- La velocidad de entrada del agua toma los siguientes valores: 2, 3, 4 y 5 m/s en *velocity-inlet*, con condiciones de turbulencia de 1,71 %, 1,62 %, 1,56 % y 1,52 % respectivamente y diámetro hidráulico de 37,5 m. Tales valores han sido obtenidos con una correlación de la sección de ayuda de Ansys [8], donde la intensidad de turbulencia I se puede estimar en función del diámetro hidráulico DH como

$$I = 0,16(Re_{DH})^{-1/8} \quad (3.25)$$

Con el número de Reynolds definido en función de la velocidad de entrada y largo característico el diámetro hidráulico, definido como sigue para un ducto rectangular de largo L y ancho W

$$DH = \frac{2LW}{L+W} \quad (3.26)$$

- Las zonas *ght-base*, *ght-alabes*, *ght-eje1* y *ght-eje2* corresponden a muros con condición de no deslizamiento y rugosidad $1,57 \cdot 10^{-5}$ m [29].
- Las zonas de tipo *interface* deben ser configuradas para asegurar que el programa considere que el fluido efectivamente pasa a través de ellas. En este caso, deben acoplarse *interface-11* con *interface-12* en una interfase, y *interface-21* con *interface-22* en otra.
- La salida del fluido de nombre *outflow* es de tipo Outflow.
- Los muros exteriores de nombre *walls* deben actuar sin influir en la fluido-dinámica del problema. Por lo tanto, se les caracteriza como muros simétricos, con lo que no se ejercen esfuerzos de corte de parte del fluido.

El criterio de convergencia en las simulaciones será en relación al torque sobre los álabes. Para visualizarlo claramente, se creó un Monitor para el coeficiente de momento en FLUENT. En tal monitor, se puede ver con claridad el comportamiento de los torques obtenidos sobre los álabes, la base y el eje en función del número de iteraciones. Un ejemplo de este monitor puede verse en la Figura 3.13.

Para crear este monitor se configuró en *Monitors, Moment - Edit...* Se activaron las opciones *Print to Console* con lo que se ven los valores en la consola para cada iteración, *Plot* con lo que se ven gráficamente, *Write* con lo que almacena los valores en un archivo y *Per zone* para diferenciar en cada zona donde interesa el momento. El monitor fue aplicado sobre los *Named selections* *ght-alabes*, *ght-base*, *ght-eje-int* y *ght-eje-ght*.

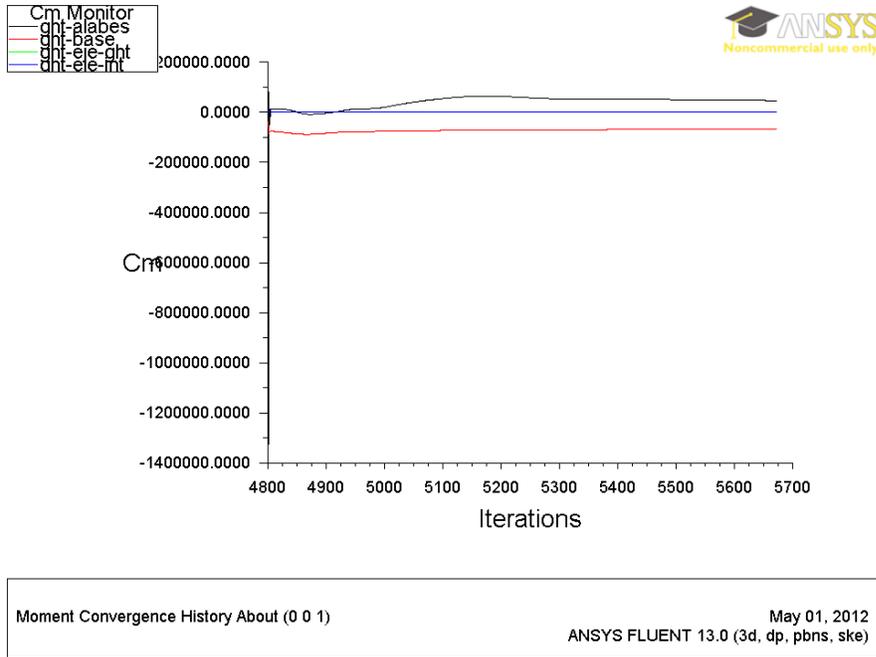


Figura 3.13: Ejemplo de monitor gráfico de torque

3.2.7. Programación Original

En virtud de los trabajos incluidos en la metodología original, la programación inicial para las semanas del semestre de primavera es la siguiente.

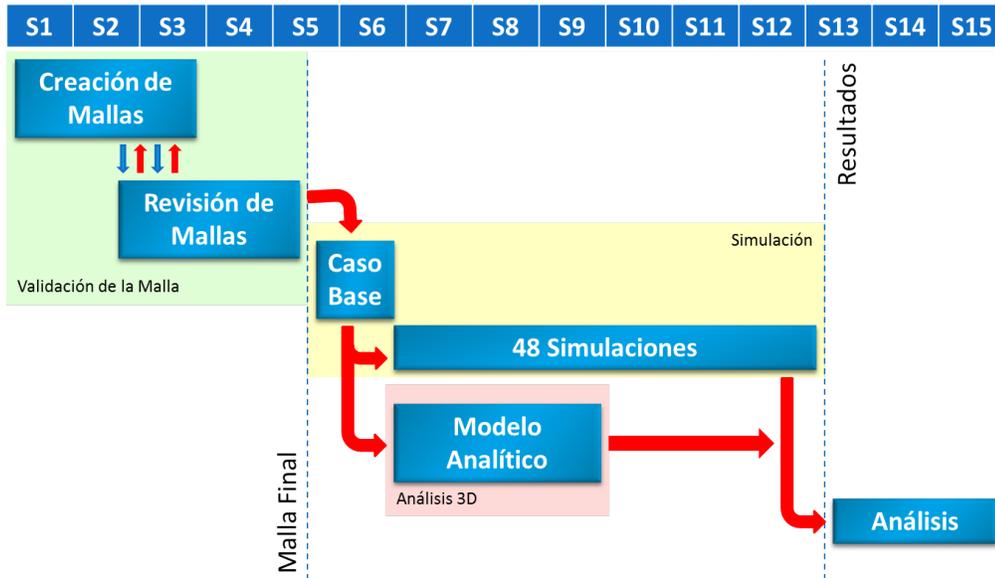


Figura 3.14: Programación inicial para el trabajo

Donde se propone el inicio con la creación de mallas durante 15 días, complementado con la revisión de mallas durante 15 días manteniendo una retroalimentación. Al final de estas

etapas se elige la malla final, seguido de un inmediato inicio de las simulaciones. Se dejan 5 días como máximo para realizar una simulación base. Posteriormente se considera que en cada tiempo, se están realizando de manera paralela los cálculos de los 3 casos de ángulo inicial. Asumiendo una duración de 3 días para cada trío de simulaciones, se espera una fecha final del trabajo de simulación para fines de enero en caso de no haber imprevistos.

En la etapa de Resultados, se comentará cómo se ha llevado a cabo el trabajo y en qué medida se ha cumplido la programación propuesta, además de destacar errores y aciertos en la estimación de los tiempos.

3.3. Simulación de la Turbinas Modificadas

Durante el avance de la mitad de la memoria se presentaron los resultados preliminares que consistieron en curvas de torque y eficiencia de la turbina. Tales curvas fueron realizadas para cuatro velocidades de marea, diversas velocidades angulares de turbina, y sólo una posición angular de la turbina. Los resultados presentados entonces mostraron un mal comportamiento de la turbina en términos de capacidad de generar energía. En general se observaron dos razones que pueden indicar que el diseño original parece ser no óptimo.

La primera, corresponde a la forma de la base de la turbina. Esta base en comparación con otras turbinas tiene una ventaja clara en el diseño estructural, pues es capaz de distribuir los esfuerzos sobre los álabes en un triángulo que los transmite al eje central. Sin embargo, como se verá más adelante, perjudica el torque total obtenido sobre la turbina.

La segunda razón detrás de una baja performance tiene relación con el tamaño de los álabes. Tal como lo presentan Shiono et al. [20] el tamaño del álabe determina un mayor o menor torque a producir, además de una velocidad óptima para cada caso. Siguiendo esa idea, enuncia que existe un largo de álabe óptimo para cada configuración de turbina. Entonces, el largo actual de los álabes (0,381 m) debería ser revisado de acuerdo al último argumento.

Con estas razones y el avance presentado, se tomó la decisión de cambiar el rumbo de la memoria, añadiendo como un nuevo objetivo contrastar el diseño actual. La decisión también determina que el resto de las simulaciones programadas originalmente no se realicen. El nuevo diseño de la turbina tendrá los siguientes alcances:

- No se buscará la turbina óptima, sin embargo se procurará encontrar un diseño que muestre ser mejor que la original en términos de generación.
- Se escogerá otra geometría para las bases de la turbina y se comparará con la original.
- No se realizará la misma cantidad de casos para la nueva turbina, sólo una curva de torque para una velocidad de marea de forma comparativa.
- No se hará un estudio de malla para la nueva turbina, aunque idealmente esto debería realizarse. La razón detrás es que se invierte mucho tiempo en esta etapa.

3.3.1. Dimensión de Álabes

Para el nuevo diseño de la turbina, se escogió seguir los parámetros adimensionales caracterizados por Shiono et al. [20] para turbinas helicoidales probadas por su equipo en la Nihon University. Cabe destacar que las turbinas analizadas en la publicación eran de dimensiones de un orden menor que la actual.

El parámetro adimensional que correlacionaron con la eficiencia de la turbina es llamado solidez. Este valor tiene diversas definiciones, y según Shiono et al. se define como sigue:

$$\sigma = \frac{Nc}{\pi D} \quad (3.27)$$

Donde N es el número de álabes de la turbina, c es la cuerda del perfil aerodinámico y D es el diámetro de la turbina.

La publicación mencionada experimenta con diferentes turbinas helicoidales y clasifica su eficiencia en función de la solidez. La turbina más eficiente es la que tiene un valor de solidez de 0,4. En base a este valor se pretenden generar nuevas dimensiones para la turbina. En la Tabla 3.3 se pueden observar valores para la turbina original y la modificación que se hará.

Dimensiones	Turbina Original	Turbina Modificada
Diámetro [m]	5	5
Altura álabes [m]	5,76	6
Largo álabe (c) [m]	0,381	1
Número de álabes	6	6
Solidez	0,15	0,4

Cuadro 3.3: Valores de solidez

Para no cambiar radicalmente el diseño de la turbina original, tanto el ángulo de giro helicoidal de la turbina como el diámetro del eje se mantendrán. En cambio, sí se cambiará la geometría de la base por una disco circunferencial. Otro cambio importante es el cambio del perfil alar que define a los álabes de un NACA 0020 a un NACA 0021, para permitir una comparación de resultados con el método analítico.

3.3.2. Dibujo

Dado que se quiere generar un nuevo estudio mediante el método de volúmenes finitos, es necesario contar con un dibujo CAD 3D de la turbina modificada. Para esto, se utiliza el programa de dibujo Autodesk Inventor (R) Professional 2012 con licencia de estudiante.

El primer paso para generar el CAD de esta turbina consiste en parametrizar el perfil alar NACA 0021 en puntos tabulados en una planilla de cálculo. Esto se realiza con la ecuación

general para perfiles NACA simétricos (3.28).

$$y_t = \frac{t}{0.2}c \left[0.2969\sqrt{\frac{x}{c}} - 0.126\frac{x}{c} - 0.3516\left(\frac{x}{c}\right)^2 + 0.2843\left(\frac{x}{c}\right)^3 - 0.1015\left(\frac{x}{c}\right)^4 \right] \quad (3.28)$$

Donde y_t es la distancia desde el eje neutro que describe al perfil, t es el espesor máximo del perfil con respecto a la cuerda, representado con un valor entre 0 y 1, c es la cuerda del perfil.

Luego se pueden importar estos puntos a Inventor y unirlos en una curva con la operación *Spline*. En esta parte es de vital importancia decidir si se realizan una o más *Splines*, puesto que generarán topologías que el programa de mallado puede reconocer o no.

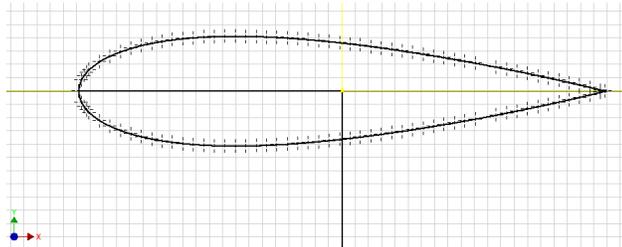


Figura 3.15: Perfil NACA 0021 unido con splines

Luego de tener el perfil, se realiza un *Patrón Circular* para copiar tres perfiles en el plano, inscritos en una circunferencia de diámetro 5 m.

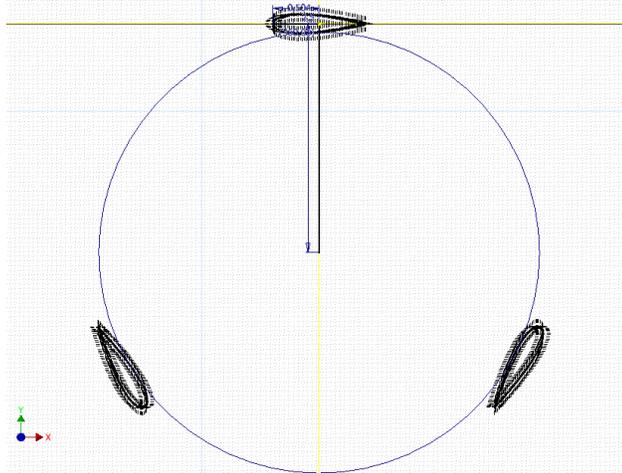


Figura 3.16: Patrón circular a los perfiles alares

Luego se genera un bosquejo en la dirección perpendicular, para contar con el eje de revolución necesario para generar la turbina helicoidal.

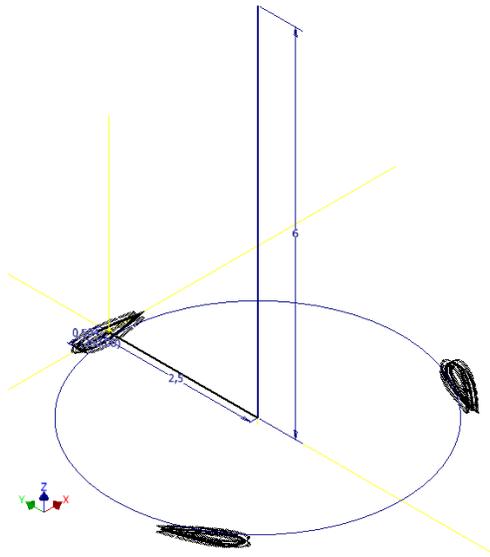


Figura 3.17: Perfiles con el eje de revolución

Teniendo esto, ya se pueden generar los álabes helicoidales con el comando *Coil*. Para ello se escogen los perfiles generados, el eje de revolución, y se ingresan los parámetros de revolución. Estos son el sentido de rotación, y el tamaño a definir mediante altura de 6 m y revolución de 1/6 de vuelta como se muestra en la Figura 3.18.

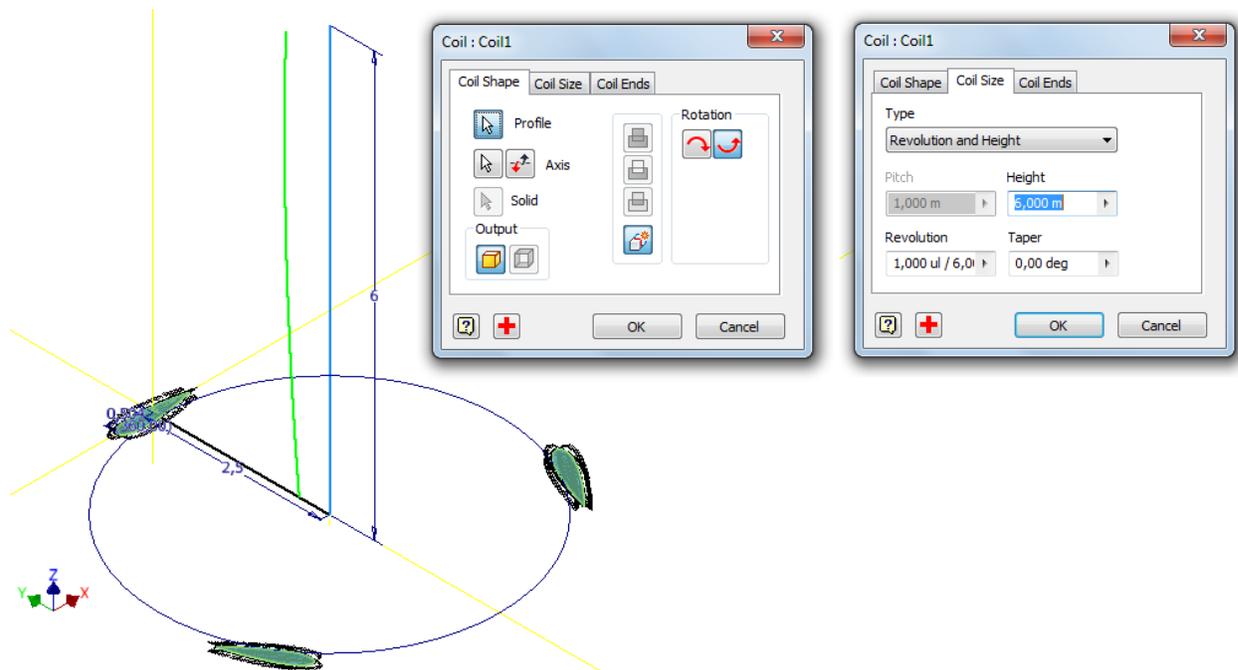


Figura 3.18: Setup de la operación coil

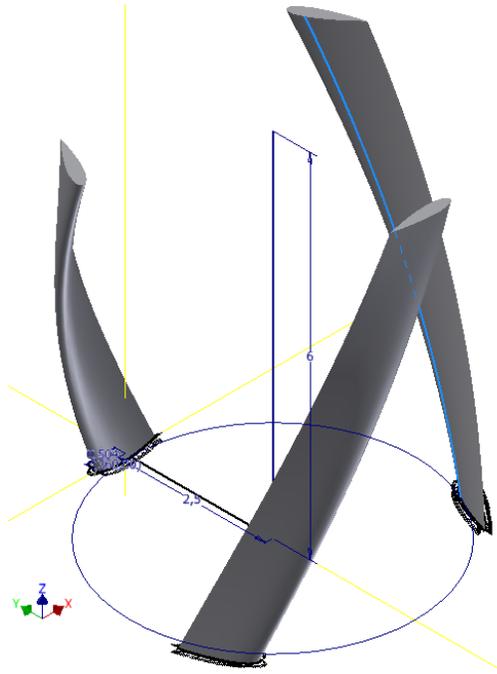


Figura 3.19: Primeros 3 álabes helicoidales

Entonces se obtienen los primeros 3 álabes helicoidales. Luego de eso, se realiza una segunda operación *Coil* utilizando el mismo bosquejo y eje de revolución. Sólo se cambia el sentido de giro de la operación.

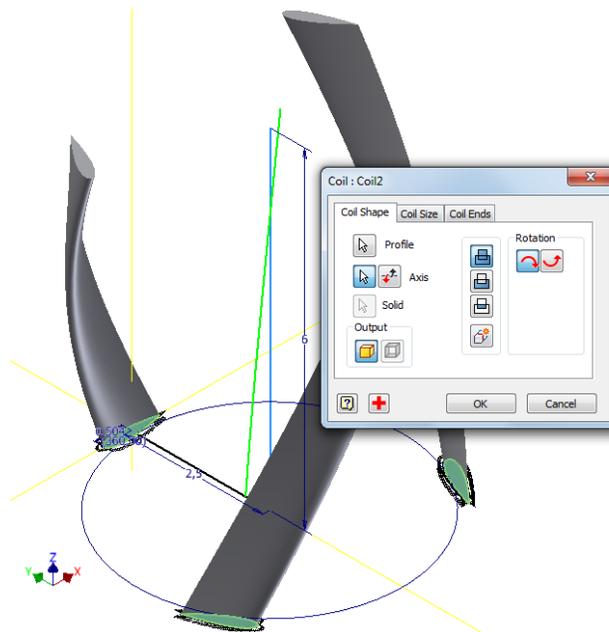


Figura 3.20: Setup de la segunda operación coil

Con eso se obtienen finalmente los 6 álabes helicoidales que son la base del comportamiento hidrodinámico de la turbina.

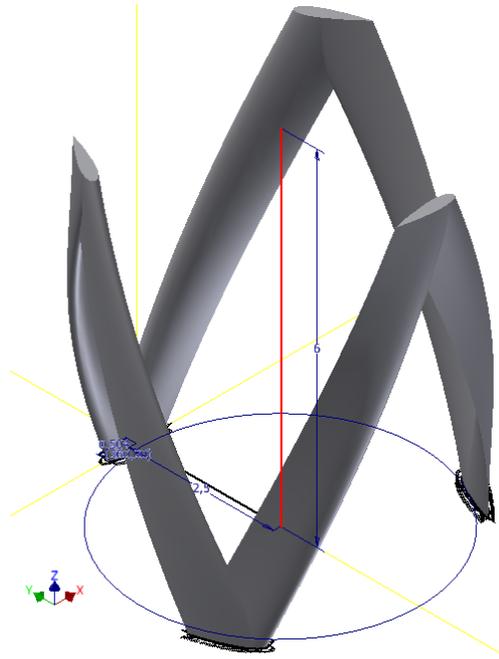


Figura 3.21: Álabes helicoidales de la turbina modificada

Queda entonces generar los detalles constructivos que serían las tapas superior e inferior y el eje que sostiene estructuralmente a los álabes de la turbina. Para ello, el eje es un cilindro macizo de largo 6 m y diámetro 0,1 m al centro de los álabes. Las tapas son discos de diámetro 6 m y espesor 0,05 cm.

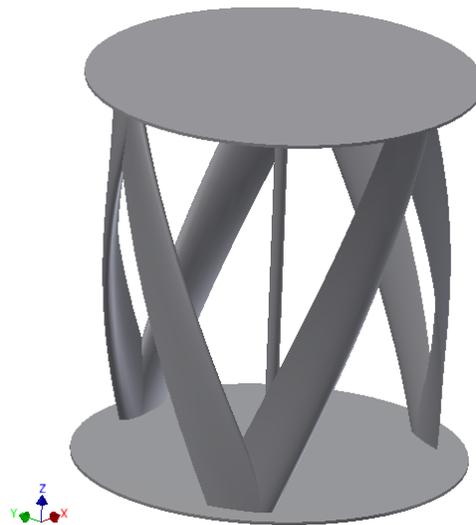


Figura 3.22: Dibujo final de la estructura de la turbina modificada de 6 álabes

Finalmente se generan los cuerpos correspondientes a los dominios que se utilizarán en el programa. Las dimensiones y esquema de división son idénticas a lo realizado originalmente con la turbina original.

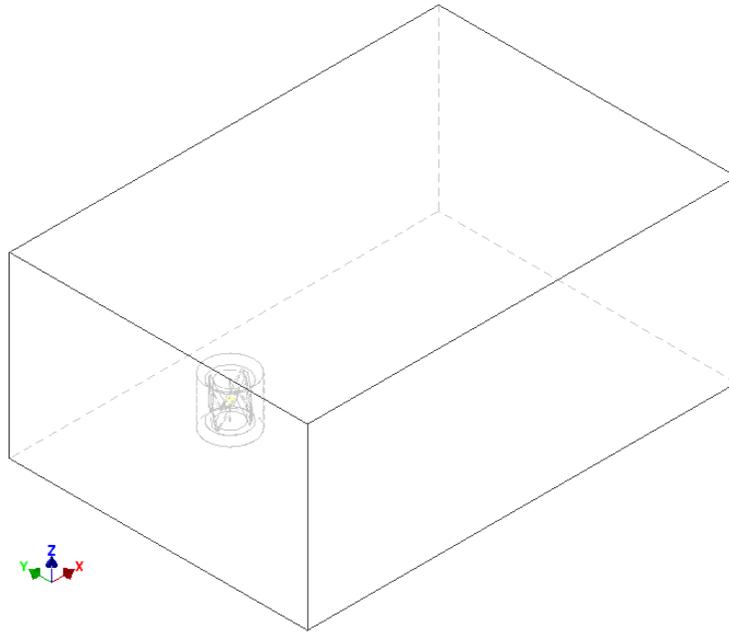


Figura 3.23: Dominio de la turbina modificada

Adicionalmente, se generó otro dibujo para la misma turbina modificada, con la excepción de que tiene sólo 3 álabes que se encuentran en un sentido de giro de revolución. La idea es tener una comparación entre estos modelos también.



Figura 3.24: Estructura de la turbina modificada de 3 álabes

3.3.3. Pre-procesamiento y Simulación

Para estos nuevos dibujos, la metodología de pre-procesamiento es muy similar a lo realizado anteriormente para la turbina original. En primer lugar, se debe generar una malla para correr las simulaciones. En este caso, se decidió no realizar una validación de la malla con el objetivo de ahorrar tiempo y recursos computacionales.

La primera malla generada se realizó con las mismas características de la escogida en la turbina original. Esto es, tamaño de elemento en los álabes de 0,01 m y capa límite de 0,3 mm. Sin embargo, recordando que el cambio principal fue aumentar el tamaño de los álabes, con ello aumenta también la superficie de ellos y luego el número de elementos. Dado que esa malla no se podría trabajar con los recursos computacionales existentes, se escogió aumentar ambos parámetros para disminuir el tamaño de elementos final, dejándolo del orden de magnitud que tuvo la turbina original.

En el transcurso de las primeras simulaciones con esa malla, se hicieron pequeños cambios posteriores por tener una muy lenta convergencia (varios días iterando sin llegar a un valor de torque estable). Estos cambios buscaban una estructura general de elementos que fuera similar a la obtenida en la parte anterior. La malla final entonces tiene un tamaño de elemento en el álabe de 0,015 m y capa límite de 0,8 mm, generando 14.313.645 celdas y 3.750.023 nodos en total para la turbina de 6 álabes y 7.754.934 celdas y 2.074.397 nodos para la de 3 álabes.

El resto de la configuración que involucra la definición de zonas (*Named Selections*) es prácticamente idéntico a lo hecho anteriormente, con la diferencia obvia de tomar en cuenta los cambios geométricos realizados. En particular, la diferencia geométrica de las tapas genera una definición diferente de las interfases interiores.

Las características que se considerarán para las simulaciones corresponden a sólo una velocidad de marea, de 5 m/s. El resto de los parámetros involucrados, como métodos de solución, modelos de turbulencia, densidad, viscosidad, etc., son los utilizados en la simulación de la turbina original.

3.3.4. Programación Modificada

Debido a los cambios en los tiempos y objetivos de la memoria, la programación fue modificada a lo que se muestra a continuación.

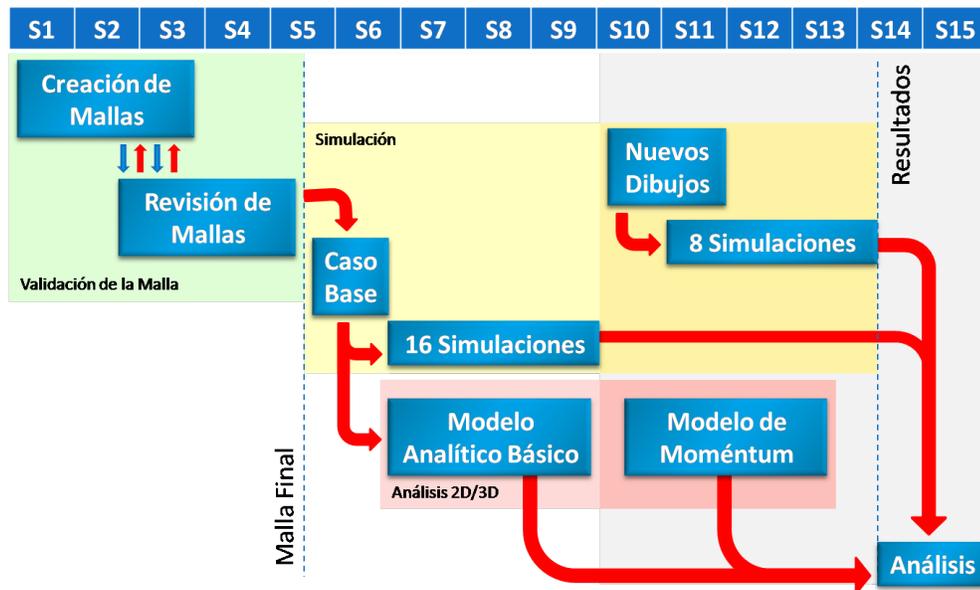


Figura 3.25: Programación del trabajo después de las modificaciones

3.4. Recursos y Etapas Críticas

En este trabajo el recurso fundamental fue la disponibilidad y el buen estado del computador que se ha conseguido para realizar de buena manera el trabajo y los programas *Meshing*, *FLUENT* y *CFD-Post* de *Ansys Workbench*. El computador mencionado tiene un procesador Intel (R) i7-960 de frecuencia de reloj de CPU de 3,2 GHz y de 4 núcleos que pueden realizar tareas en paralelo, por lo que se suele decir que son 8 núcleos virtuales. El computador también cuenta con 16 GB de memoria RAM instalada. El sistema operativo en el que se está corriendo el programa es Windows (R) 7 para 64 bits.

La primera etapa crítica fue la etapa de validación de la malla. La geometría es compleja y realizar mallas cada vez más finas se ve limitado por disponibilidad de recursos computacionales. Por otro lado, si se logra crear una malla muy fina no es seguro que el caso pueda simularse por un tema de recursos (memoria RAM). En cuanto a la usabilidad de la malla en todos los casos, en la primera etapa de la turbina original no resultó ser un gran problema. En la segunda etapa sí hubo problemas, al tener una convergencia muy lenta para el torque. Eso resultó en una pérdida de tiempo en crear nuevas mallas y hacer pruebas de ensayo y error.

El plazo inicial de validación y elección de malla se vio retrasado, aún cuando la etapa de generación de mallas fue iniciada con anterioridad al inicio del semestre. Además de eso hubo un retraso en la segunda etapa como se mencionó recientemente. Eso llevó a la petición de una prórroga para finalizar con la última etapa de simulaciones 2D para intentar justificar discrepancias de los resultados.

Capítulo 4

Resultados

A continuación se presentan resultados finales obtenidos a lo largo de la realización del trabajo. Ellos contienen resultados tanto de los modelos analíticos etapa de validación y elección de una malla. Por otro lado, se presentan algunas curvas de torque que se han obtenido de las simulaciones. También se presentan los resultados de los métodos analíticos básicos que se presentaron en el capítulo anterior.

4.1. Modelos Analíticos

Los dos métodos analíticos difieren básicamente en que el primero es válido sólo para la turbina detenida y no considera interferencias. El segundo en cambio permite incorporar la rotación de la turbina e incorporar interferencias. Sin embargo aún existen fenómenos sin incorporar, principalmente el de turbulencia.

4.1.1. Modelo Analítico Básico

La metodología propuesta en el capítulo anterior fue implementada en el programa Matlab (R). Para ello los coeficientes aerodinámicos de los perfiles NACA 0018 y NACA 0021 fueron llevados a un archivo de texto válido para cada velocidad. Dicha validez se basa en que los valores fueron interpolados para cada número de Reynolds. En esta etapa fue fundamental encontrar los valores de la publicación de Sandia Labs. [11] digitalizados en internet. El código programado se adjunta como un anexo al final de este informe.

Para el primer análisis, análogo a estudiar una turbina vertical de Darrieus, se presentan los resultados a continuación. En esta ocasión, para establecer una comparación general con las simulaciones, se presentan los gráficos correspondientes a velocidades de marea de 2 y 5 m/s.

Las Figuras 4.1 y 4.2 muestran dos gráficos cada una. El primero corresponde a un gráfico del torque disponible para cada posición angular que podría tomar un álabe. El segundo asume

que se tienen los 6 álabes y están separados por 60° y manteniendo esa distancia angular, se mueve la turbina entre 0° y 60° para observar las variaciones de torque total, es decir modela una turbina de tipo Darrieus vertical. Ambos gráficos son para velocidades de marea de 2 m/s y perfiles NACA 0018 y NACA 0021 respectivamente.

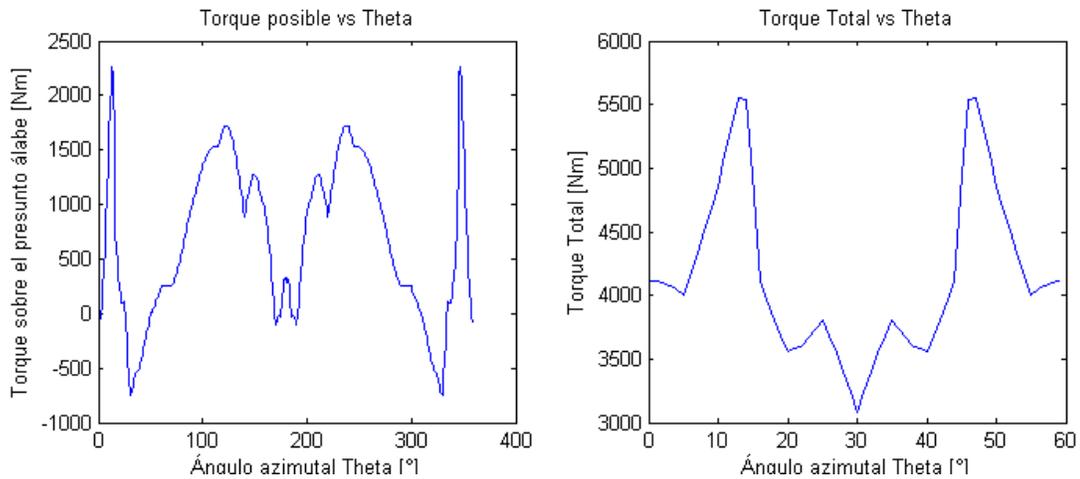


Figura 4.1: Modelo analítico para perfil NACA 0018 y velocidad de marea 2 m/s

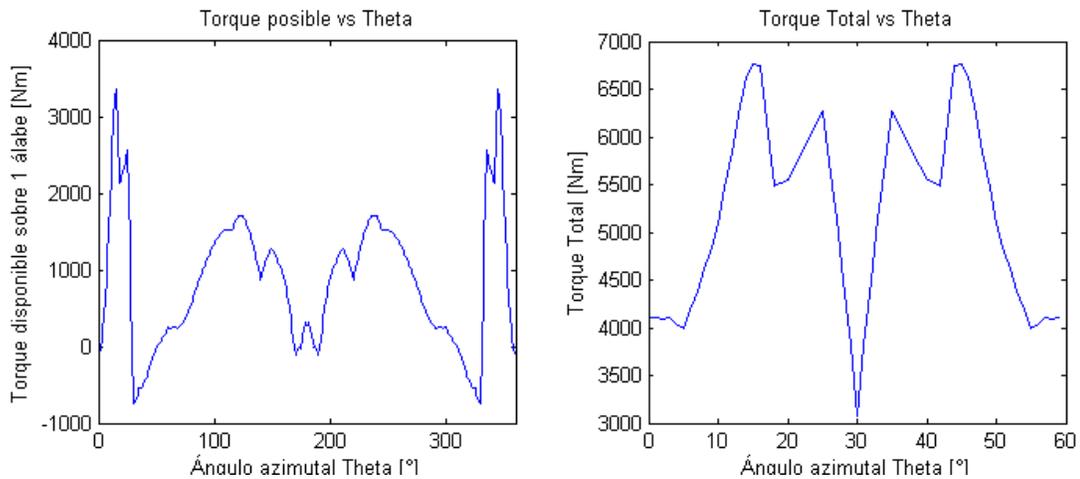


Figura 4.2: Modelo analítico para perfil NACA 0021 y velocidad de marea 2 m/s

En tanto, para la velocidad de marea de 5 m/s, se muestran gráficos en las Figuras 4.3 y 4.4.

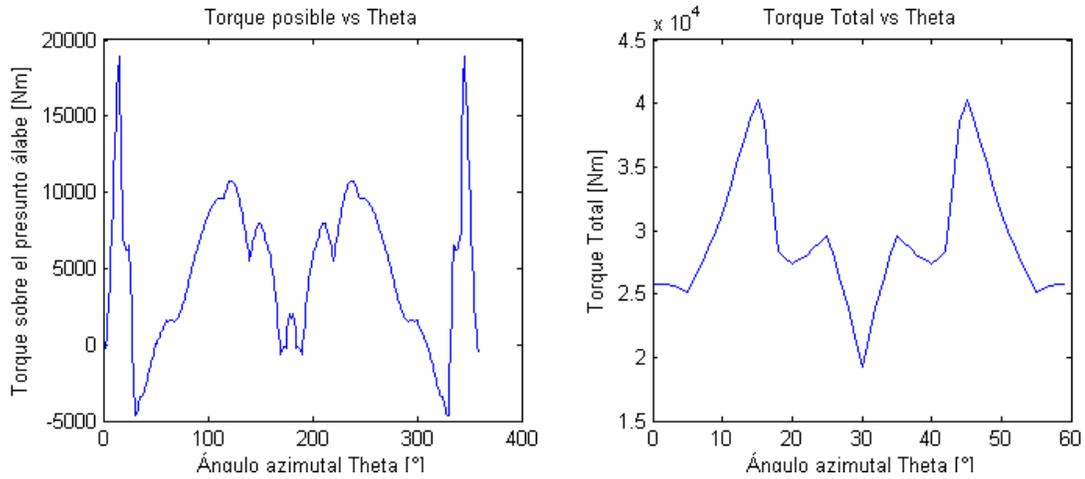


Figura 4.3: Modelo analítico para perfil NACA 0018 y velocidad de marea 5 m/s

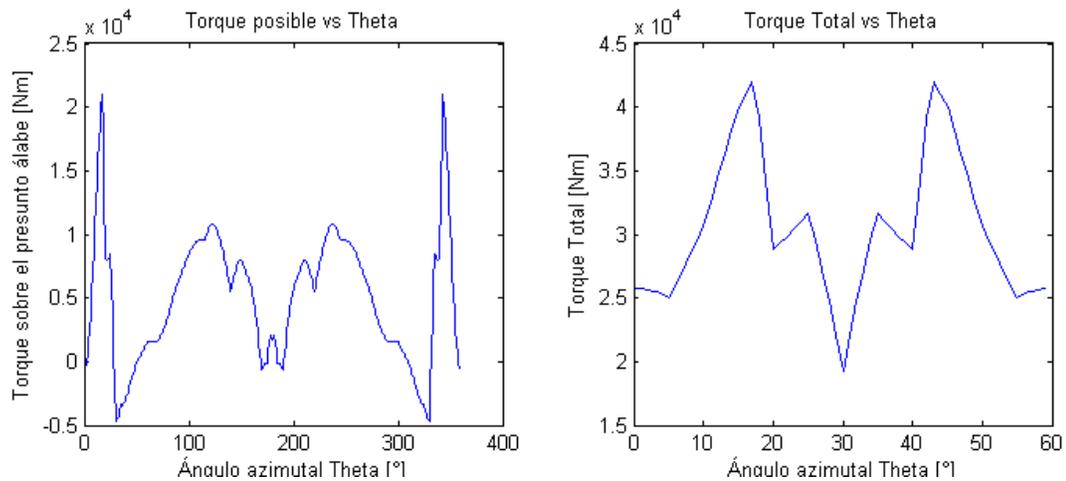


Figura 4.4: Modelo analítico para perfil NACA 0021 y velocidad de marea 5 m/s

El segundo análisis realizado tiene como objetivo intentar modelar la geometría helicoidal de la turbina, dividiéndola en diferentes segmentos verticales. Luego, en cada segmento se aplica una metodología similar a la del primer análisis. La única diferencia es que los ángulos entre álabes varían en función de la altura a la que se está realizando el cálculo. A continuación se presentan curvas obtenidas con esta metodología, para perfiles NACA 0018 y NACA 0021, en velocidades de marea de 2 y 5 m/s.

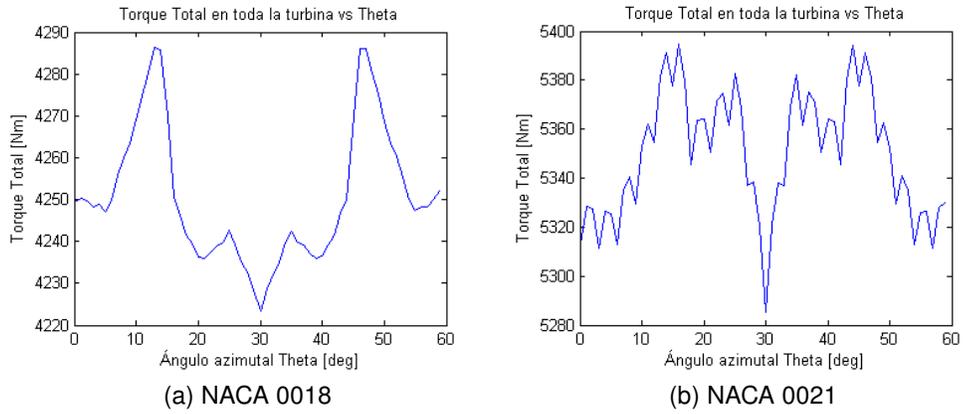


Figura 4.5: Modelo analítico 2 para velocidad de marea 2 m/s y discretización de 40 tramos verticales

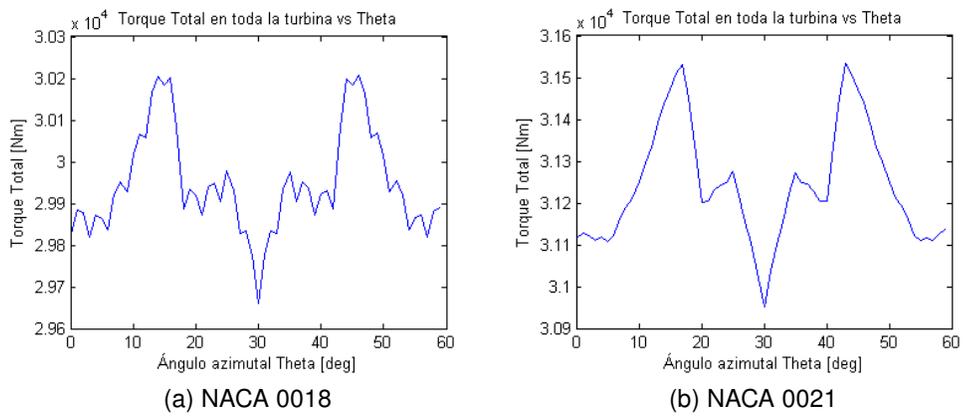


Figura 4.6: Modelo analítico 2 para velocidad de marea 5 m/s y discretización de 40 tramos verticales

A modo de resumen esquemático se presentan estos resultados en la Tabla 4.1.

Análisis	Tipo Darrieus vertical <i>Modelo analítico</i>		Tipo helicoidal discretizada <i>Modelo analítico 2</i>	
Perfil	NACA 0018	NACA 0021	NACA 0018	NACA 0021
Velocidad de marea	v=2 m/s			
Torque mínimo [Nm]	3075,8	3075,8	4223,2	5285,4
Torque máximo [Nm]	5555,3	6763,9	4286,4	5394,6
Torque promedio [Nm]	4145,6	5218,3	4250,7	5350,3
Fluctuación máxima de torque [Nm]	2479,5	3688,2	63,21	109,19
Velocidad de marea	v=3 m/s			
Torque mínimo [Nm]	6920,5	6920,5	9667,7	11199
Torque máximo [Nm]	12948	14887	9814,8	11396
Torque promedio [Nm]	9489,2	11021	9729,3	11300
Fluctuación máxima de torque [Nm]	6027,7	7966	147,13	197,04
Velocidad de marea	v=4 m/s			
Torque mínimo [Nm]	12303	12303	18553	20252
Torque máximo [Nm]	25228	27473	18876	20624
Torque promedio [Nm]	18248	19928	18709	20431
Fluctuación máxima de torque [Nm]	12925	15170	323,11	371,59
Velocidad de marea	v=5 m/s			
Torque mínimo [Nm]	19224	19224	29659	30953
Torque máximo [Nm]	40226	42013	30207	31534
Torque promedio [Nm]	29210	30471	29948	31241
Fluctuación máxima de torque [Nm]	21002	22789	548,18	581,84

Cuadro 4.1: Resultados principales del modelo analítico básico

4.1.2. Modelo de Moméntum

Utilizando el código escrito para el modelo de moméntum de Strickland disponible en los anexos de este documento, se presentan curvas de torque y eficiencia propuestas para los casos de estudio, considerando la turbina original y luego las turbinas modificadas. Cabe destacar que para estos tres casos se realizó también la discretización de la turbina helicoidal según lo expuesto en la Sección 3.1.1, sumando torques desplazados para cada paso de altura de la turbina.

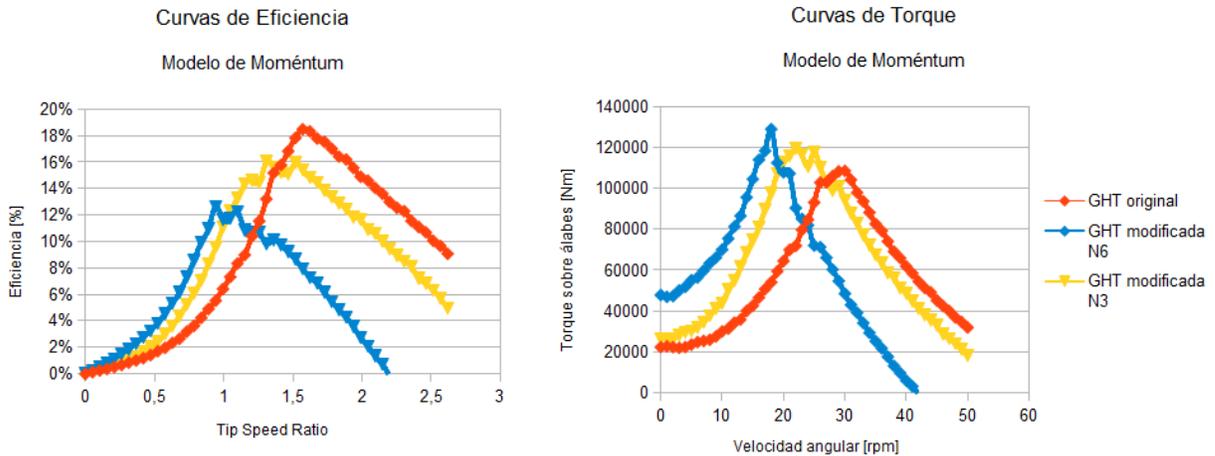


Figura 4.7: Comparación de curvas de torque obtenidas por el método de moméntum

Se puede ver, que según estos resultados la turbina original alcanza una mejor eficiencia. Otra comparación realizada fue para la turbina original, considerando el caso de la turbina helicoidal con la discretización según la altura y otro caso de tipo Darrieus con álabes verticales, más sencillo de calcular en el método. Ambos casos consideran álabes de cuerda 0,381 m, perfiles NACA 0021 y 5,76 m de altura. No olvidemos que el método sólo está considerando lo que sucede sobre los álabes y no sobre las bases.

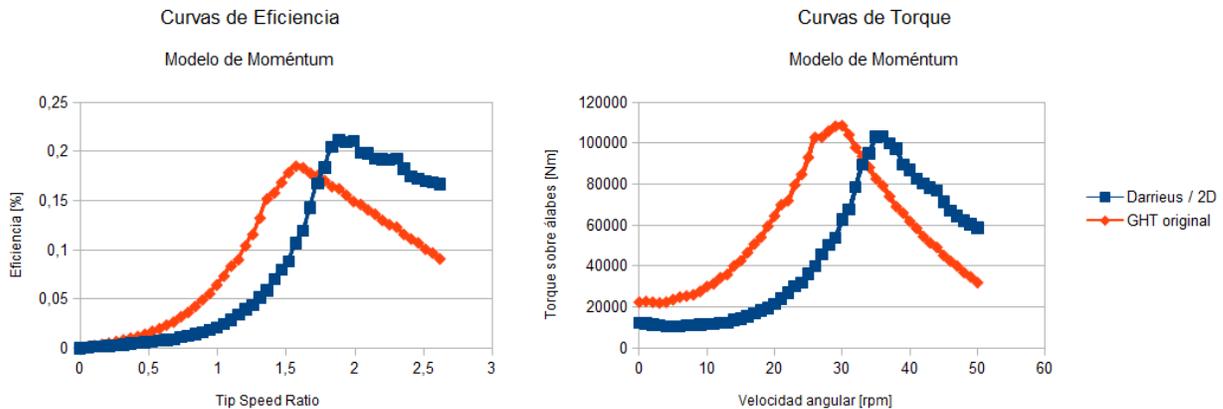


Figura 4.8: Comparación de curvas para turbina GHT y Darrieus

Por último, a modo de intentar predecir el comportamiento de una turbina probada por Gorlov, se calculó el caso de una turbina con las dimensiones mencionadas en la Sección 2.3.4. Con ello, se ve que la eficiencia estimada bordea el 35% que dicen tener las turbinas probadas en esa oportunidad.

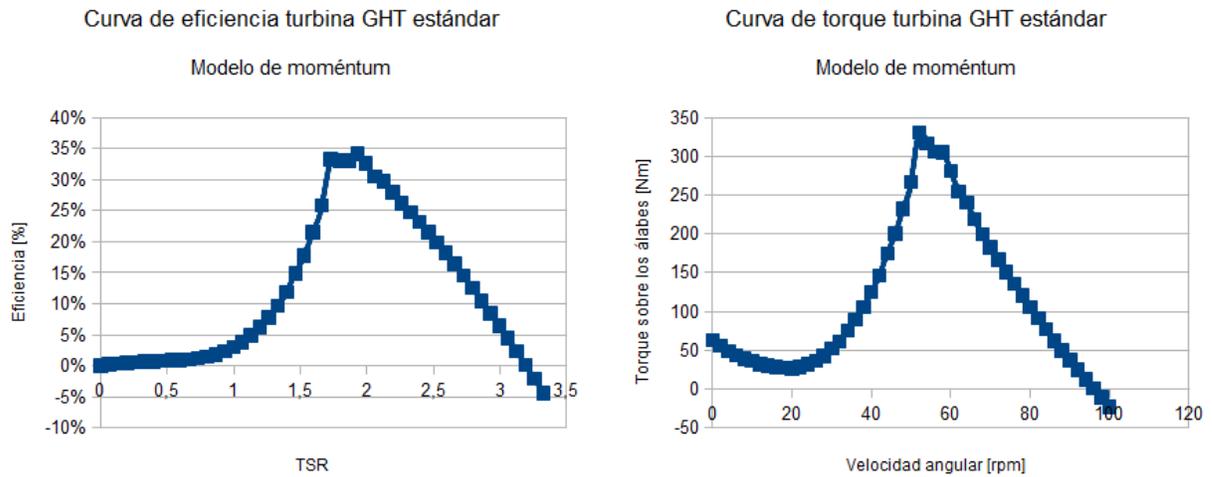


Figura 4.9: Curvas propuestas para un modelo probado de la turbina GHT

Este método entonces es capaz de predecir cuál es la mejor configuración que se podría lograr cambiando únicamente la cuerda del perfil. Haciendo ese análisis para la turbina de 5 m, se obtiene lo presentado en la Figura 4.10. Esto es, según el método de moméntum, la configuración óptima podría obtenerse con una cuerda del orden de 0,1 m. Cabe destacar que este análisis fue realizado después de haber realizado la modificación de la turbina presentada en la Sección 3.27.

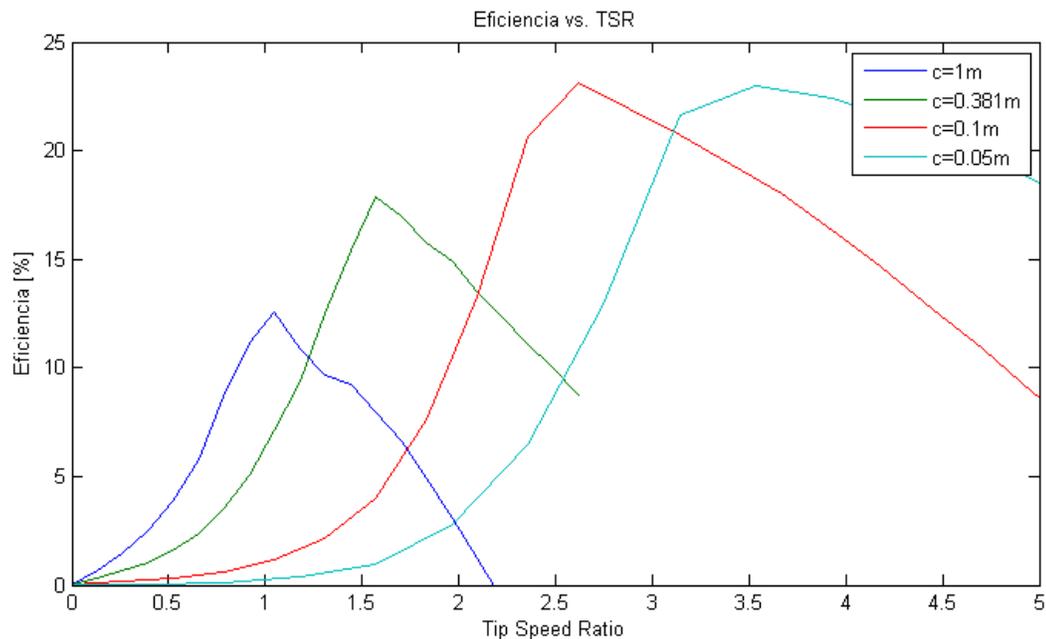


Figura 4.10: Análisis de sensibilidad de eficiencia con respecto a la cuerda del perfil en turbinas de 5 m

4.2. Validación de la Malla

Para la elección de una malla en el modelo original, de acuerdo a la metodología a utilizar se crearon mallas con un rango de tamaño de elemento en los álabes de la turbina entre 7 mm y 20 cm. Se corrieron entonces las simulaciones del caso base mencionado en la Sección 3.2.4 para todas las mallas.

Cabe destacar que el proceso de generación de mallas es complejo y demoroso para esta geometría. Además de tener detalles pequeños, y de que se debe afinar la malla en lugares cercanos a la superficie de interés (por la capa límite) por otro lado se tiene un dominio muy grande. Por lo tanto se requiere una buena transición en una malla que tiene un gran número de elementos, cosa difícil de configurar. Esto resultó en varios intentos fallidos y una inversión de tiempo mayor a la esperada. Un caso particular fue que se crearon dos mallas más finas, de tamaño de elemento 6 mm con y sin capa límite. Sucedió que la memoria RAM del computador no era suficiente para poder trabajar con esas mallas en *Ansys FLUENT*.

Como se mencionó con anterioridad, uno de los parámetros principales para evaluar la decisión de malla es el torque que ejerce el agua sobre la turbina. En la Figura 4.11 se muestra una gráfica indicando los resultados de una serie de mallas. Los resultados de torque están expresados en Newton metro (Nm) y el tamaño del elemento en términos de unidades por metro (1/m), es decir para una de 100 1/m tiene un tamaño de elemento promedio de 0,01 m

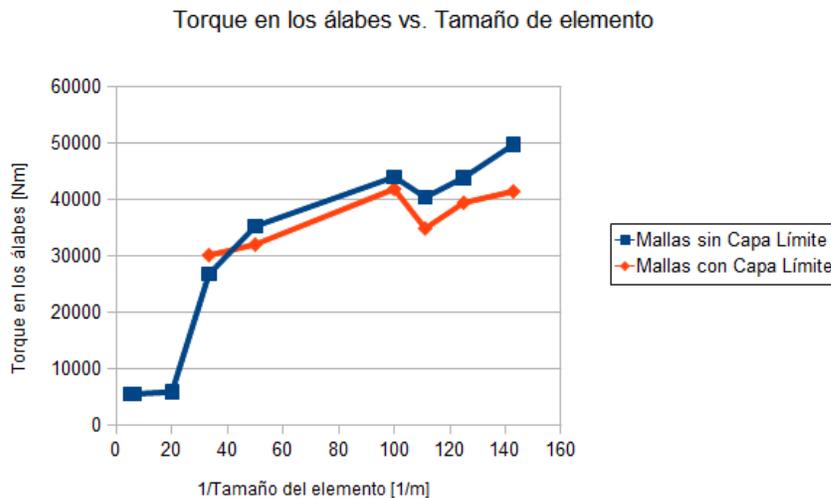


Figura 4.11: Torque obtenido sobre los álabes para las mallas creadas

Otro aspecto a considerar de los resultados es el tiempo que demora simular con cada malla.

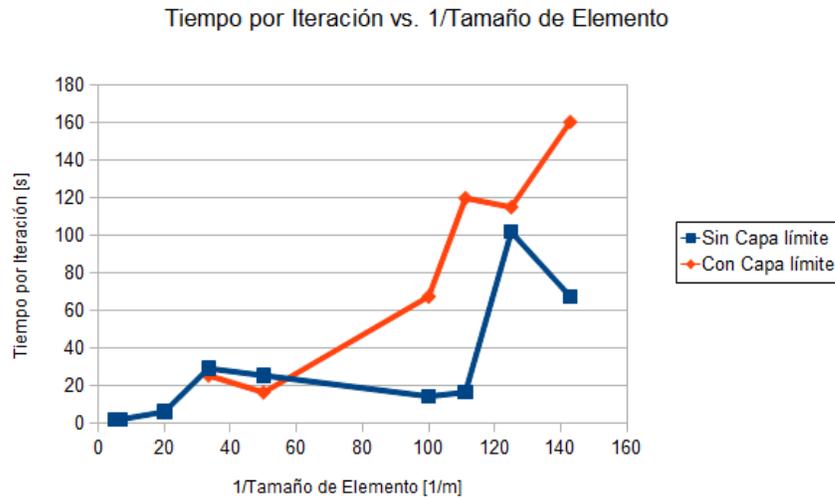


Figura 4.12: Tiempo por Iteración para las mallas creadas según el tamaño de elemento en los álabes

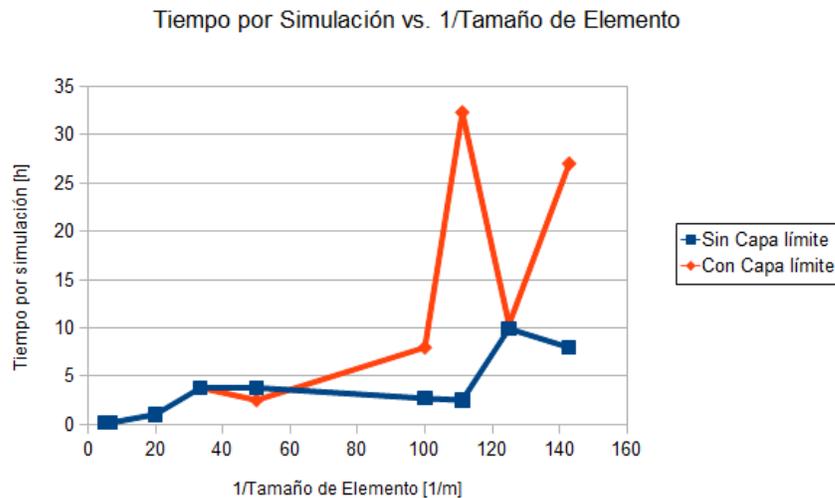


Figura 4.13: Tiempo de simulación para las mallas creadas según el tamaño del elemento en los álabes

Ahora bien, en términos de interés fluido-dinámico y en pos de poder comparar con el método analítico, tiene sentido trabajar con el torque ejercido sobre los álabes. Sin embargo, en estas simulaciones el torque sobre la base de la turbina fue siempre negativo, cosa que es preocupante en términos prácticos. Hay que considerar sí que tal base fue modificada para simplificar la geometría, pero de todas maneras se ve como un antecedente importante para poner cuidado en la revisión del diseño de la turbina.

Estos resultados son los antecedentes básicos que se deberían tener para tomar una decisión inicial. Sin embargo hay que destacar que el problema estudiado es uno en el que la interacción turbulencia-pared es importante, dado que el resultado que es el torque sobre una pared (álabes en este caso) varía si la turbulencia es diferente en esas zonas. En base a esto, los parámetros que interesan son k_p , y^+ , y^* . k_p en Juole por kilogramo (J/kg) es la

energía turbulenta evaluada en las celdas adyacentes a las paredes, en este caso interesan las paredes de los álabes. Los otros valores han sido comentados en la sección de antecedentes.

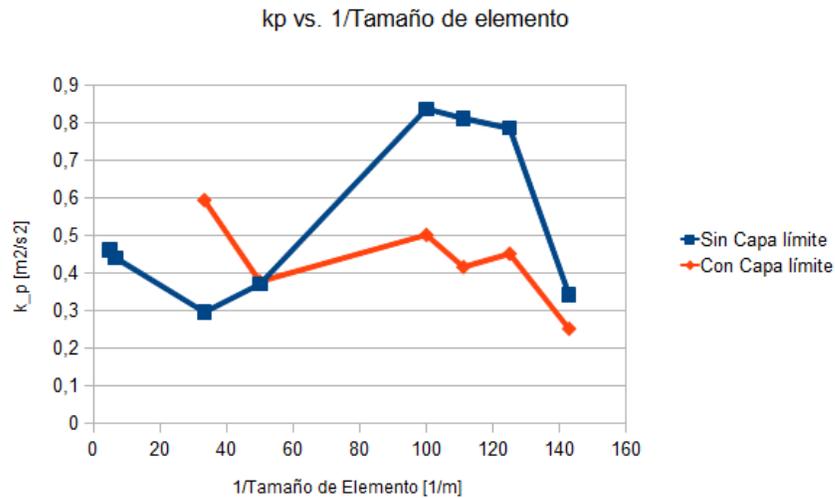


Figura 4.14: K_p en función del tamaño de elemento en los álabes

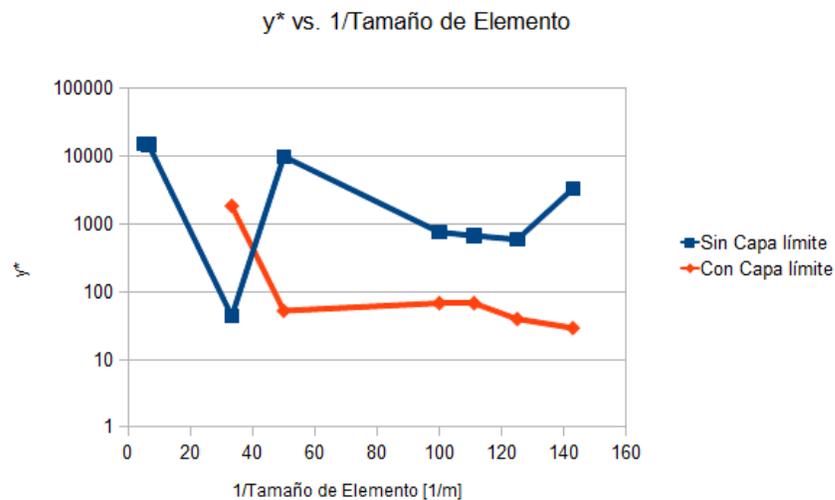


Figura 4.15: Y^* en función del tamaño de elemento en los álabes

En general con todas las mallas generadas se tuvieron problemas de calidad de la malla. Existen parámetros de calidad llamados *Skewness* y *Orthogonal Quality* que a grandes rasgos le asignan un valor entre 0 y 1 a métricas definidas en función de vectores y orientaciones de las caras de cada una de las celdas.

En vista de los resultados y de este factor, se decide optar con esos datos como antecedentes por un tamaño de malla definitivo. De acuerdo a los datos, se toma como un buen valor el tamaño de elemento 0,01 m y el uso de capa límite. Ahora la estrategia es comparar otro grupo de mallas y de ellas tomar una malla final.

Se generaron 3 mallas relativamente diferentes en términos geométricos. La primera malla tiene la zona exterior EXT mallada con un método que intenta crear la mayor cantidad de

celdas con forma hexaédrica o prismas. Una vista en corte de esta malla se muestra en la Figura 4.16.

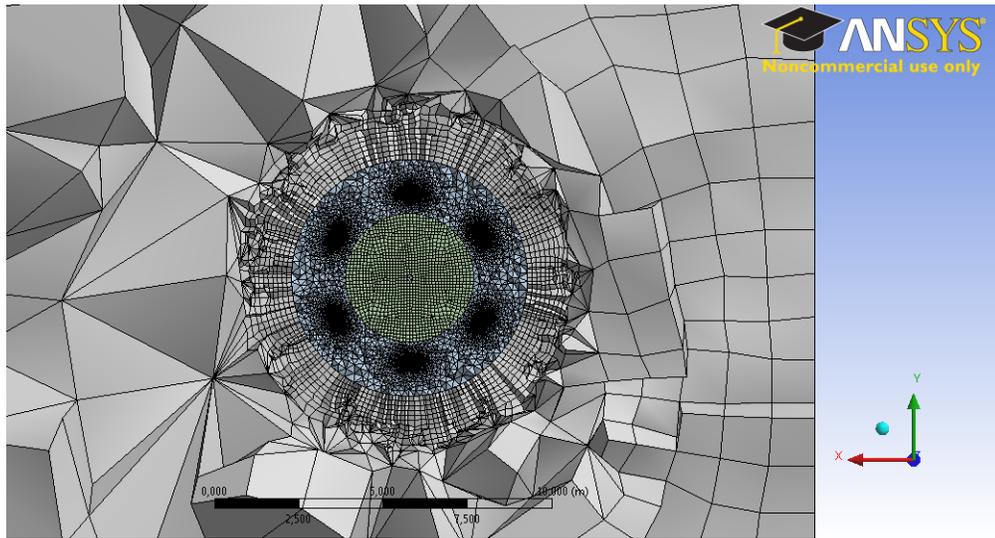


Figura 4.16: Vista en corte de la primera opción

A continuación se presenta también una gráfica con la distribución de la métrica *skewness* en las celdas de la primera malla.

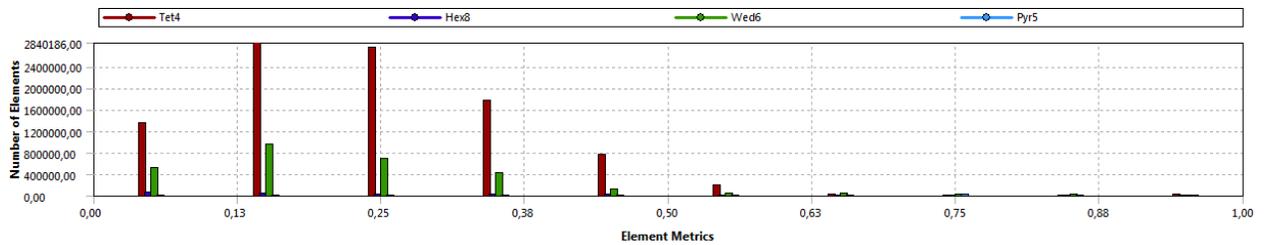


Figura 4.17: Distribución de *Skewness* de la primera opción

La segunda malla en cambio tiene la zona exterior EXT mallada con celdas principalmente tetraédricas. De esta malla se muestra una vista en corte en la Figura 4.18 y la distribución de *skewness* en la Figura 4.19.

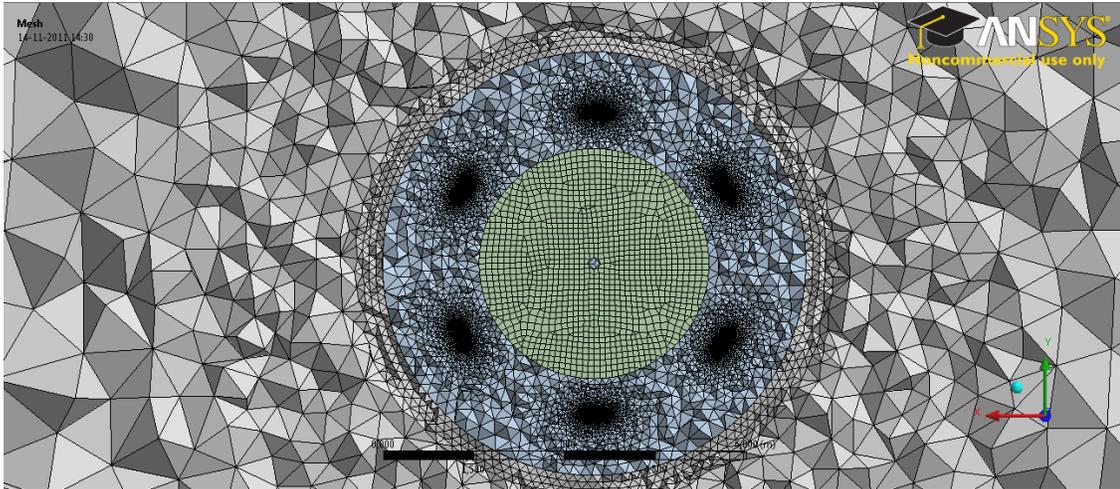


Figura 4.18: Vista en corte de la segunda opción

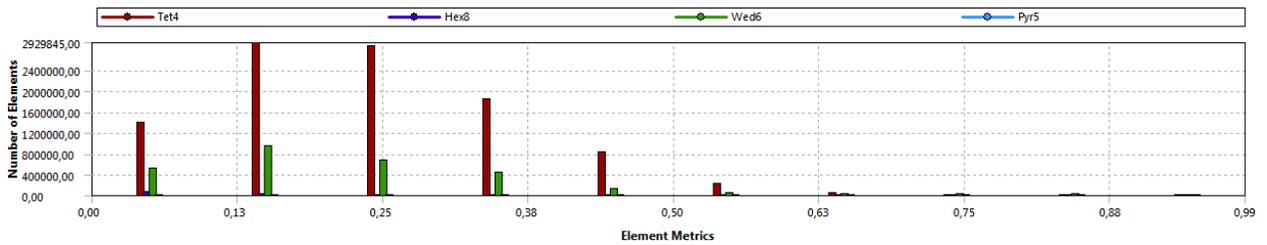


Figura 4.19: Distribución de *Skewness* de la segunda opción

La tercera malla se genera buscando realizar una mejor transición de tamaño de celdas que en la segunda. Se muestra una vista en corte en la Figura 4.20 y la distribución de *skewness* en la Figura 4.21.

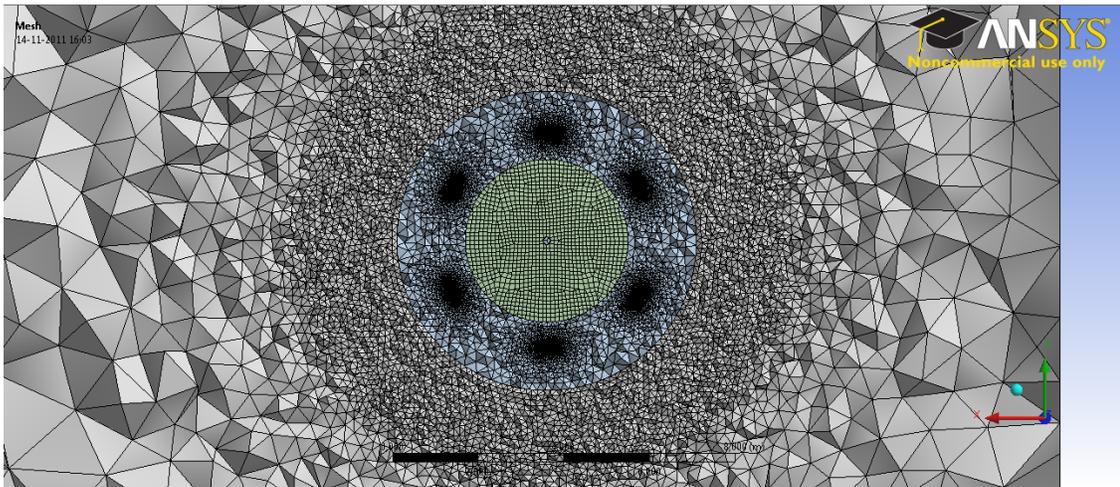


Figura 4.20: Vista en corte de la tercera opción

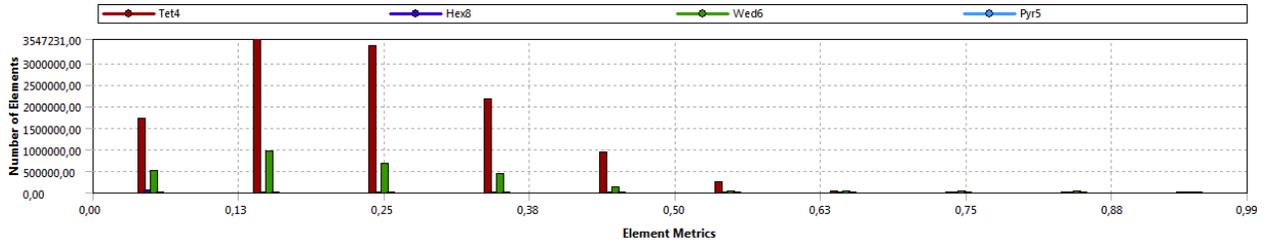


Figura 4.21: Distribución de *Skewness* de la tercera opción

Estas tres mallas fueron también sometidas a la misma simulación del caso base anterior. En la Tabla 4.2 se muestran parámetros de las mallas y principales resultados de la simulación.

Parámetro	Malla 1	Malla 2	Malla 3
Número de nodos	3327978	3282004	3596603
Número de celdas	12660084	12918982	14796145
Torque sobre álabes [Nm]	43430*	36905	36460
k_p	0,4464	0,4382	0,4217
y^+	27,101	27,174	26,162
y^*	38,292	38,012	37,191

Cuadro 4.2: Resultados simulación y características de mallas finales

Cabe destacar que el torque obtenido para la simulación de la primera malla fue un valor que tuvo una convergencia mucho más lenta que los otros dos, al punto de que la simulación se detuvo antes de que ese valor se estabilizara. Otro punto a destacar es que el tiempo medio de simulaciones para las mallas 2 y 3 fue cercano a 3 horas, utilizando cuatro núcleos de procesamiento en paralelo. Si esto se hiciera en uno sólo, esto tomaría aproximadamente 12 horas.

En base a los resultados obtenidos, se considera que las mallas 2 y 3 son preferibles principalmente por utilizar un menor tiempo de cálculo. Entre ellas dos, si bien la tercera tiene una transición de tamaño entre celdas más suave, esto genera la creación de 2 millones de celdas adicionales. Por otro lado, los resultados de k_p , y^+ e y^* tienen valores muy semejantes y por lo tanto se está recreando una dinámica muy similar en las paredes de los álabes. Luego, se escoge la malla 2 con el objetivo de ahorrar tiempo al utilizar una malla con menor número de celdas.

4.3. Simulación de la Turbina Original

Los casos finalmente simulados consideran todos una única posición angular de la turbina de 2° , y cuatro velocidades de marea, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s y 5 m/s. A continuación se muestran los resultados en curvas de torque y eficiencia para todos los casos en conjunto. Se destaca sí, que el torque considerado es el ejercido únicamente sobre los álabes. Existe un enorme torque negativo actuando en las bases triangulares de la turbina

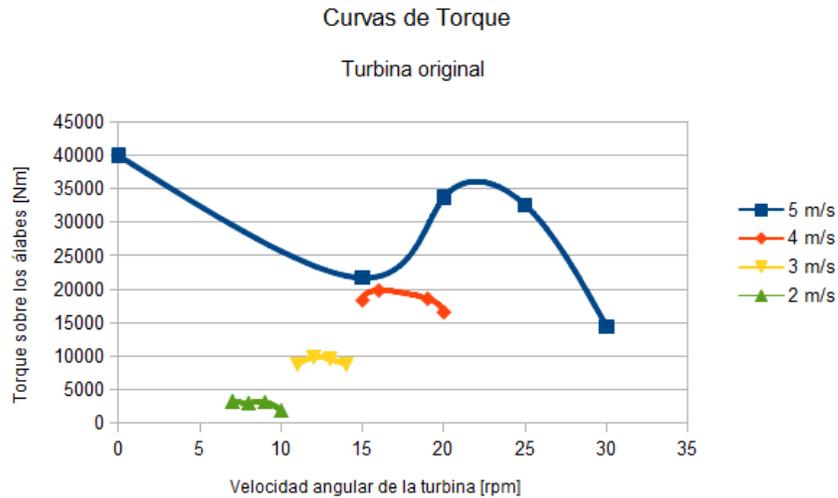


Figura 4.22: Curvas de torque para turbina original mediante simulación en FLUENT

Los puntos de operación fueron determinados en base a literatura con respecto al *Tip Speed Ratio*. Es decir, ya encontrando puntos de operación buenos, para la misma turbina se tendrá generalmente puntos de operación ubicados en TSR similares. Luego son estos puntos los que determinan en cuáles evaluar el torque. Se nota que la velocidad de giro de la turbina en estos puntos de operación es del orden de 10 rpm.

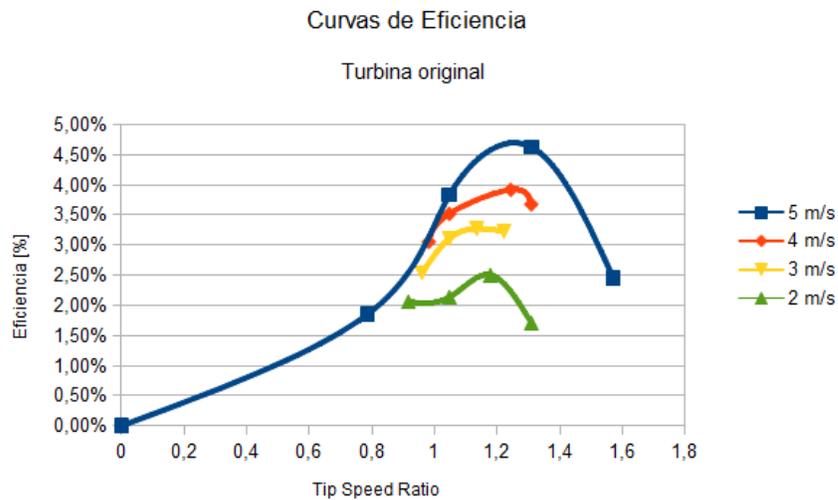


Figura 4.23: Curvas de eficiencia para la turbina original mediante simulación en FLUENT

El punto con mayor eficiencia ronda el 4,7% y se logra con un TSR cercano a 1,3 en la marea de 5 m/s. A continuación se presentan los resultados tabulados de las principales características obtenidas, para cada velocidad de marea.

ω [rpm]	TSR	Torque en álabes [Nm]	Potencia en álabes [W]	C_p]Torque Net [Nm]
7	0,92	3310,6	2426,79	2,06%	-3433,7
8	1,05	3006,7	2518,89	2,13%	-4966,7
9	1,17	3133,4	2953,16	2,50%	-6108,1
10	1,31	1925,6	2016,48	1,71%	-8558,3

Cuadro 4.3: Resultados simulación $v=2$ m/s, posición 2°

ω [rpm]	TSR	Torque en álabes [Nm]	Potencia en álabes [W]	C_p	Torque Neto [Nm]
11	0,96	8795	10131,11	2,54%	-7276,4
12	1,05	9843	12369,08	3,11%	-7988,5
13	1,13	9565	13021,38	3,27%	-10070
14	1,22	8763	12847,23	3,23%	-12765

Cuadro 4.4: Resultados simulación $v=3$ m/s, posición 2°

ω [rpm]	TSR	Torque en álabes [Nm]	Potencia en álabes [W]	C_p	Torque Neto [Nm]
15	0,98	18351	28825,68	3,05%	-10803
16	1,05	19825	33217,11	3,52%	-11671
19	1,24	18587	36982,10	3,92%	-20278
20	1,31	16574	34712,50	3,68%	-41182

Cuadro 4.5: Resultados simulación $v=4$ m/s, posición 2°

ω [rpm]	TSR	Torque en álabes [Nm]	Potencia en álabes [W]	C_p	Torque Neto [Nm]
0	0	39982,73	0	0,00%	39159
15	0,79	21695,64	34079,42	1,85%	-12446
20	1,05	33700,11	70581,34	3,83%	-15211
25	1,31	32588,83	85317,36	4,63%	-31404
30	1,57	14398,36	45233,77	2,45%	-64512

Cuadro 4.6: Resultados simulación $v=5$ m/s, posición 2°

Tal como se puede observar en las tablas de datos ocurre algo extraño con el torque que ejerce el agua sobre las bases de la turbina. Recordemos que dichas bases tienen una forma triangular y su forma fue levemente modificada durante la simplificación de la geometría. Si bien la resolución de la malla no está enfocada en esas piezas, suponiendo que los resultados son coherentes, esto podría indicar que la forma no es la óptima para este tipo de turbinas.

No se ha llevado un registro riguroso del tiempo de cálculo debido a ocasiones en las que el programa se ha interrumpido o apagado no intencionalmente. De todas maneras, el tiempo

aproximado que toma una simulación es cercano a las 12 horas. Además, se presentan a continuación representaciones gráficas de los resultados en el dominio estudiado.

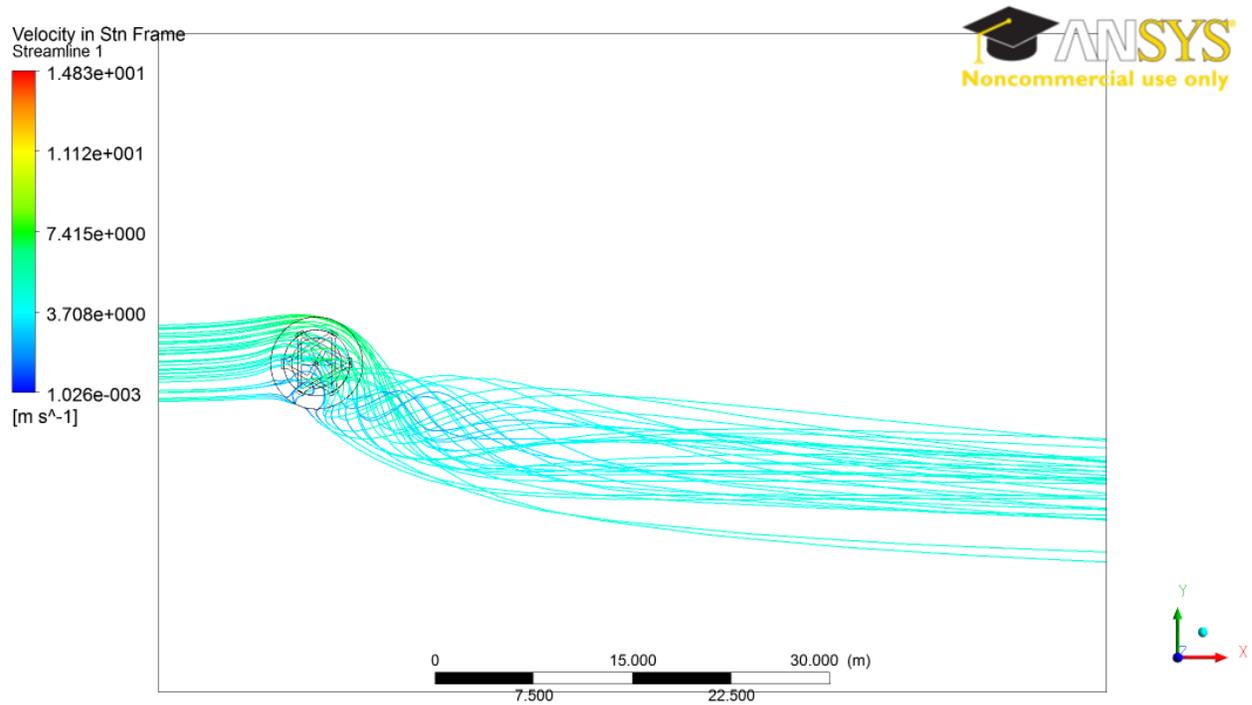


Figura 4.24: Vista superior de las líneas de corriente en la turbina original

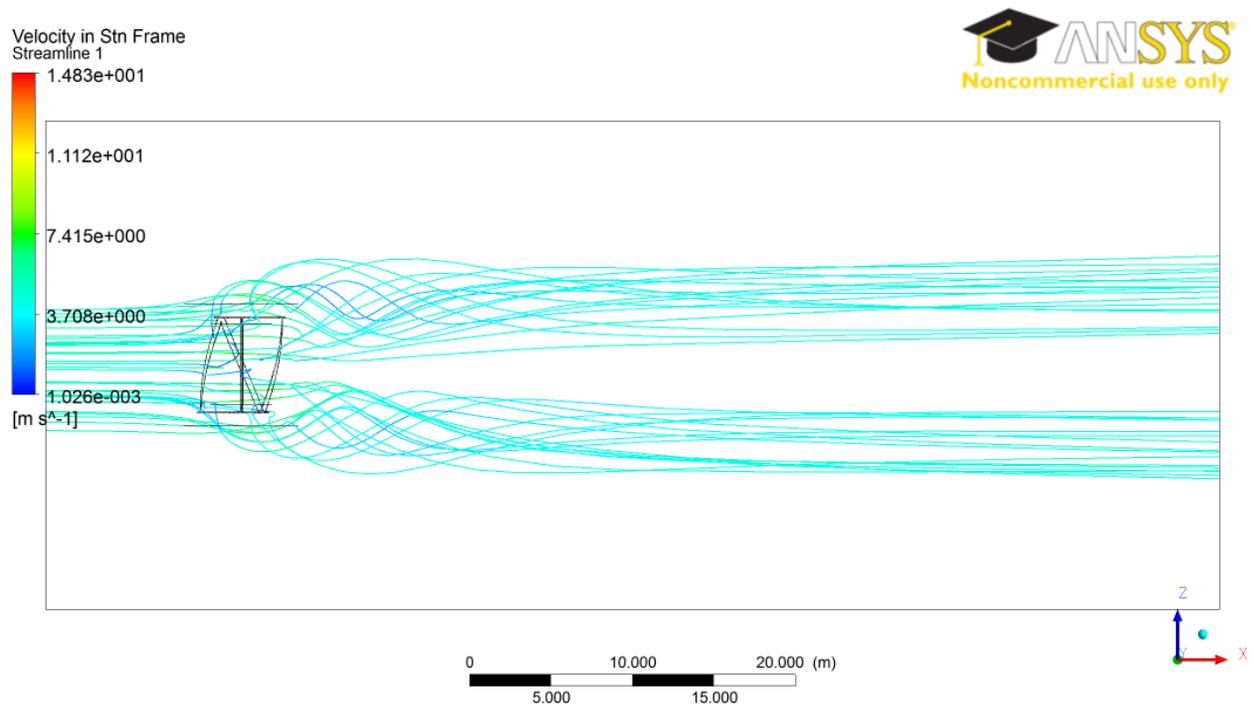


Figura 4.25: Vista lateral de las líneas de corriente en la turbina original

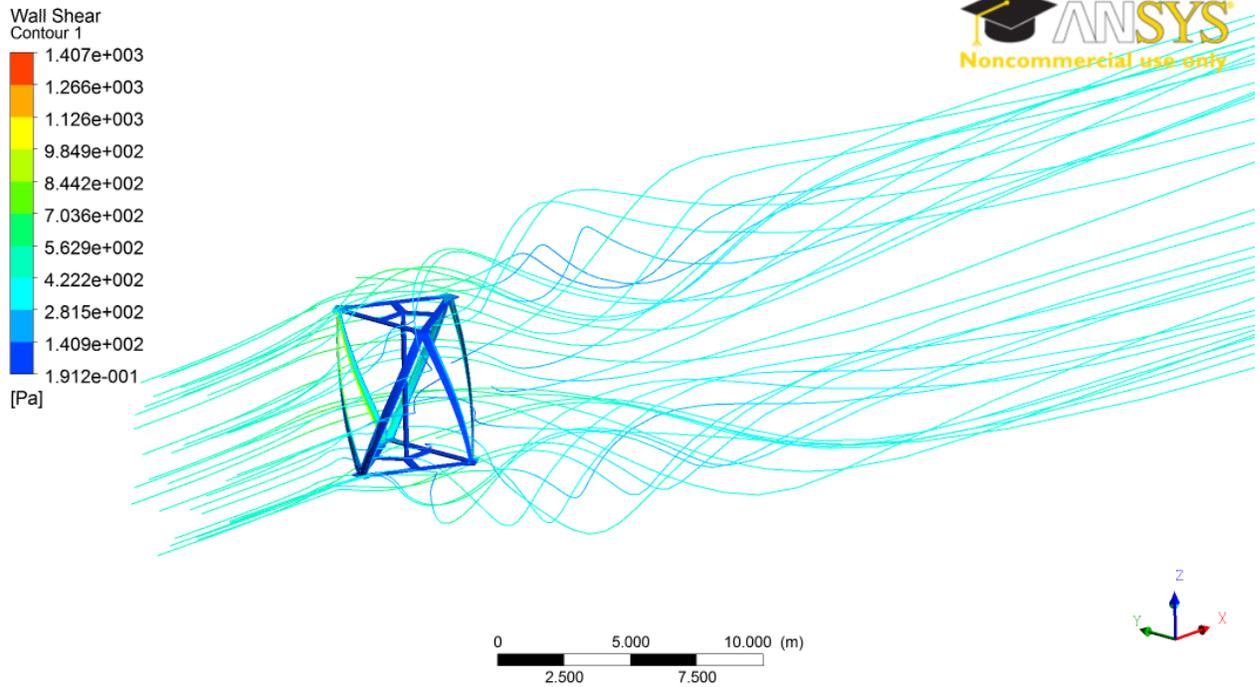


Figura 4.26: Líneas de corriente y esfuerzos de corte en la turbina original

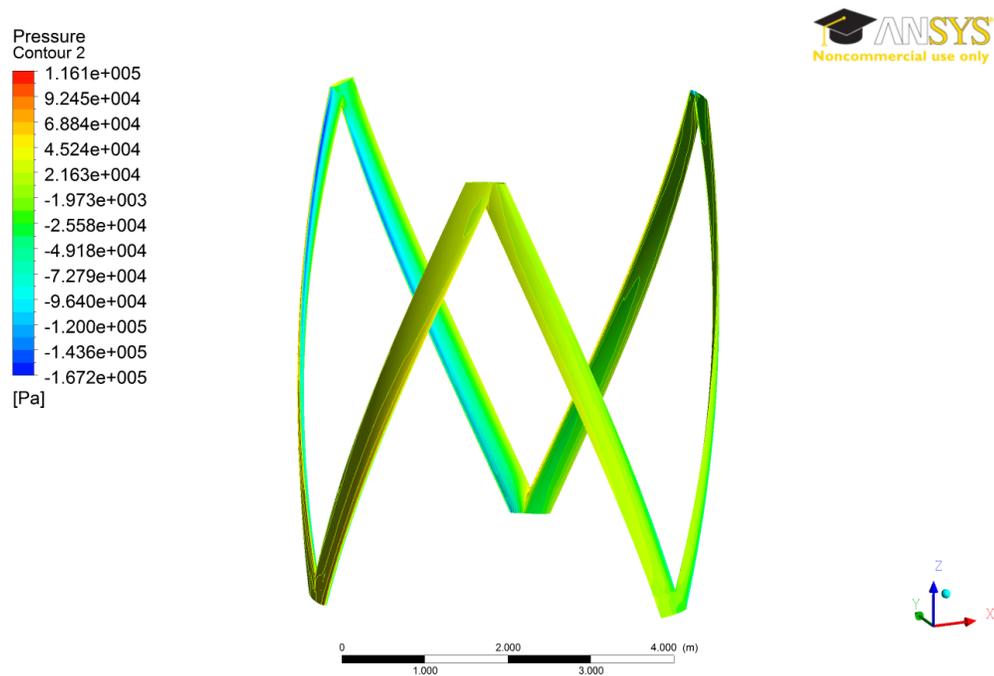


Figura 4.27: Contornos de presión en la superficie de la turbina original

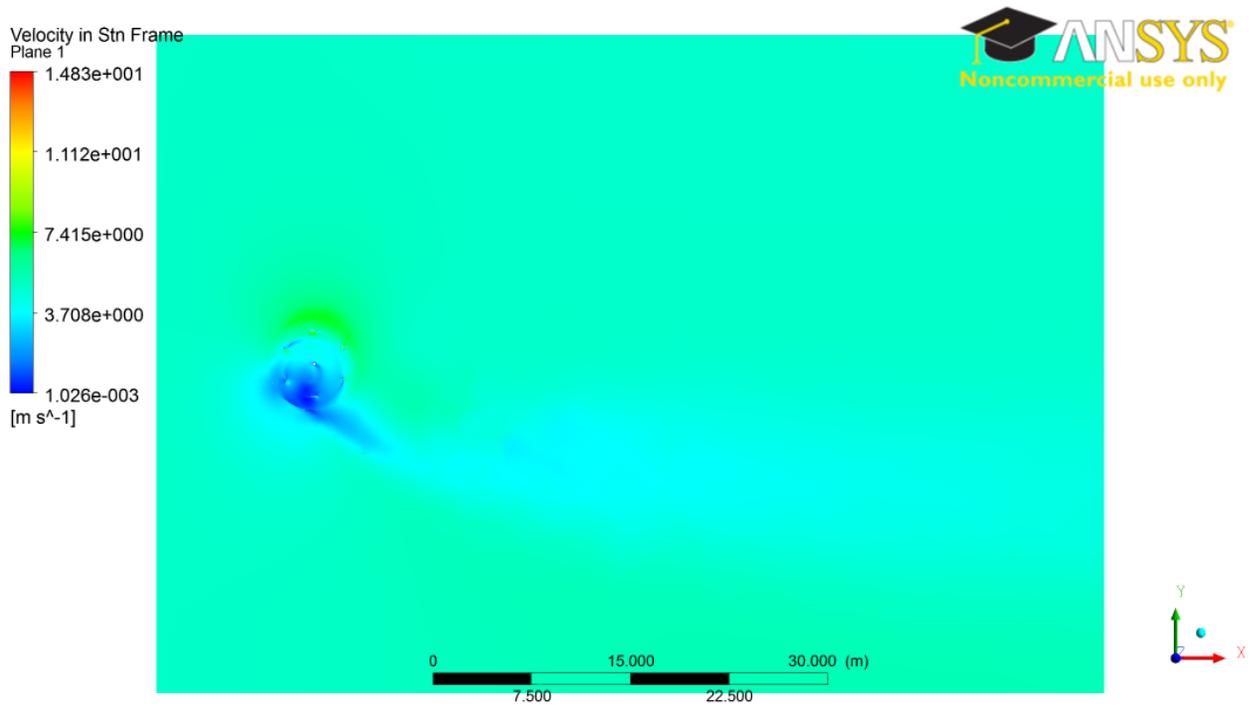


Figura 4.28: Contornos de velocidad en un plano de corte medio en la turbina original

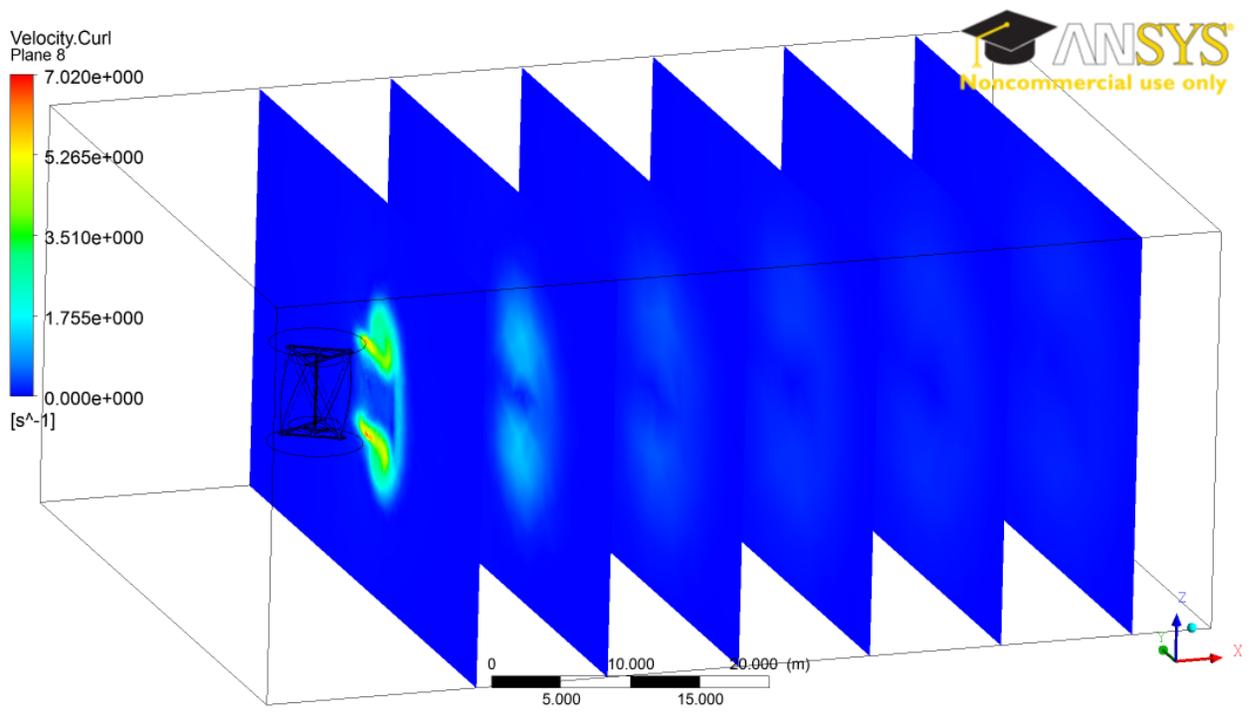


Figura 4.29: Planos de corte con contornos de vorticidad en la turbina original

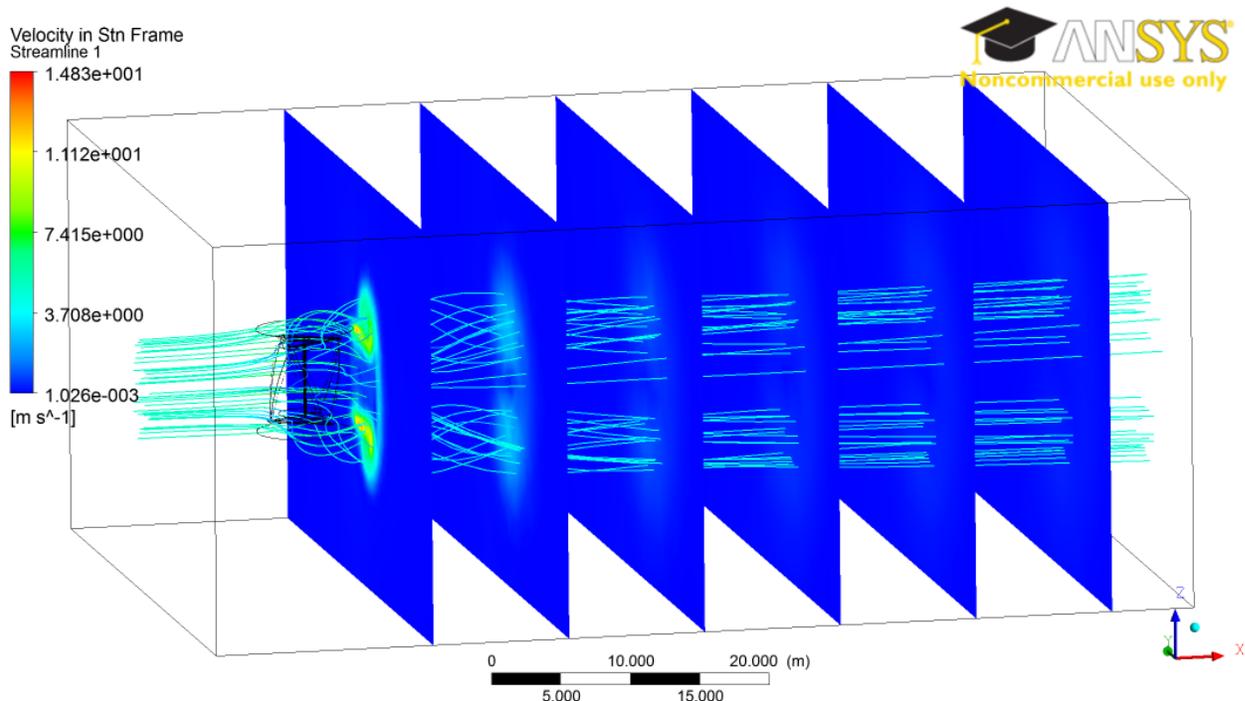


Figura 4.30: Planos de corte con contornos de vorticidad y líneas de corriente

Se destacan las siguientes características visibles en las imágenes:

- Desprendimiento de vórtices de tipo punta de ala (*Wingtip Vortices*) en la turbina, observable en las líneas de corriente y contornos de vorticidad, especialmente en la Figura 4.30 donde se ve el grado de torsión de las líneas de corriente a medida que van pasando por diferentes planos
- Zonas de presión negativa (en estos casos se debe sumar la presión de referencia, pero aún así entregan resultados negativos) en la turbina, indicando una posible cavitación

4.4. Simulación de las Turbinas Modificadas

Como se mencionó, los casos a simular para las turbinas modificadas consisten de simulaciones para una única velocidad de marea de 5 m/s y una posición angular de 2°. A partir de esto, se presentan las curvas de torque y eficiencia obtenidas para la turbina modificada de 6 álabes. En la Figura 4.31, con una velocidad de marea de 5 m/s, se muestra tanto el torque total como el ejercido únicamente sobre los álabes.

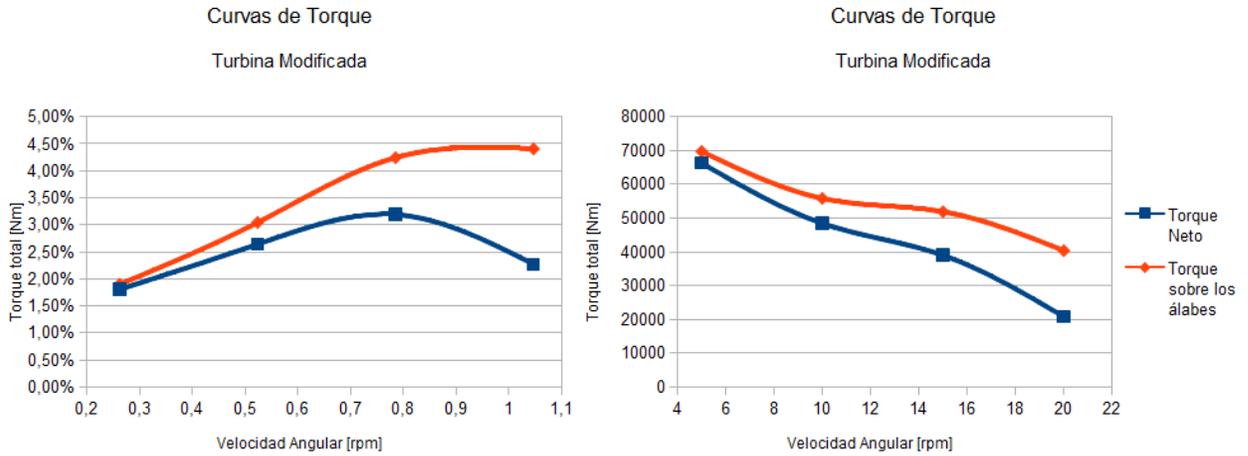


Figura 4.31: Curva de torque para turbina modificada de 6 álabes a 5 m/s

En la Tabla 4.7 se presenta un detalle de los resultados obtenidos.

ω [rpm]	TSR	Torque en álabes [Nm]	C_p álabes	Torque Neto [Nm]	C_p neto
5	0,26	69757,89	1,90 %	66288,42	1,81 %
10	0,52	55846,14	3,05 %	48472,59	2,64 %
15	0,78	51897	4,24 %	39010	3,19 %
20	1,04	40401	4,41 %	20837,9	2,27 %

Cuadro 4.7: Resultados simulación turbina modificada de 6 álabes

Además, la caracterización gráfica del estado fluido-dinámico que resulta de los cálculos se presenta en las siguientes imágenes. El caso considerado es un caso de buen rendimiento a velocidad angular de 20 rpm.

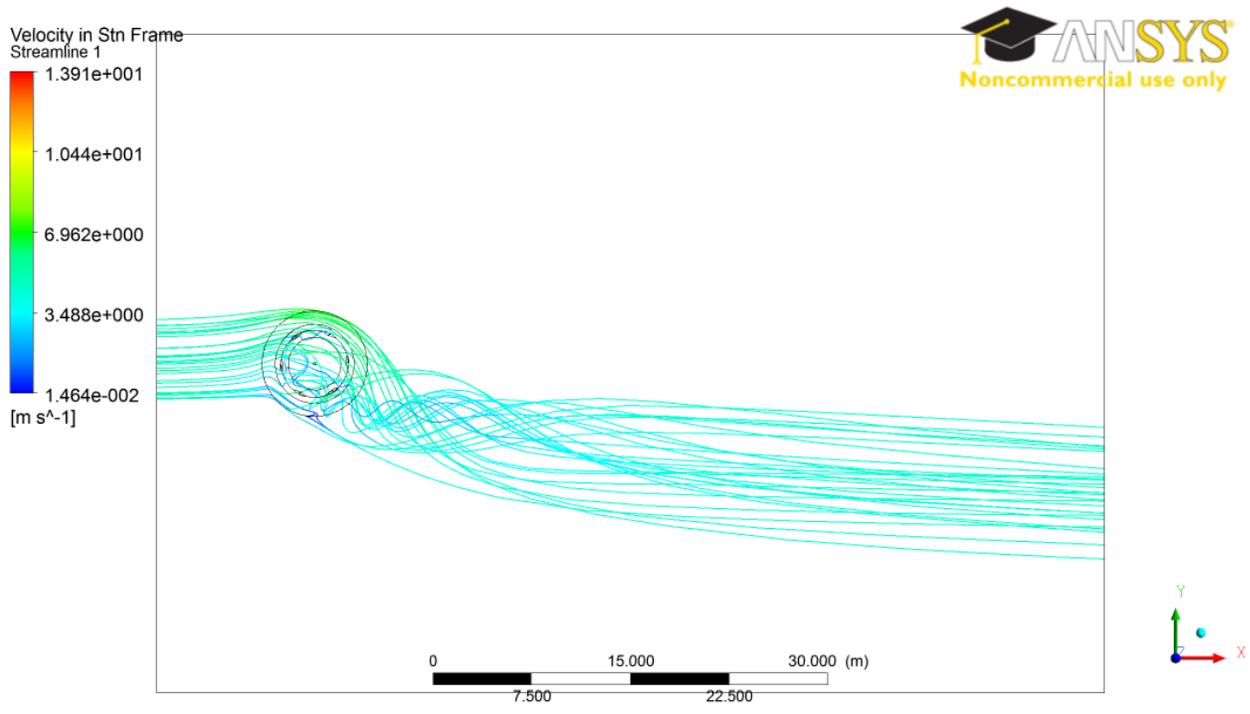


Figura 4.32: Vista superior de líneas de corriente en la turbina modificada de 6 álabes

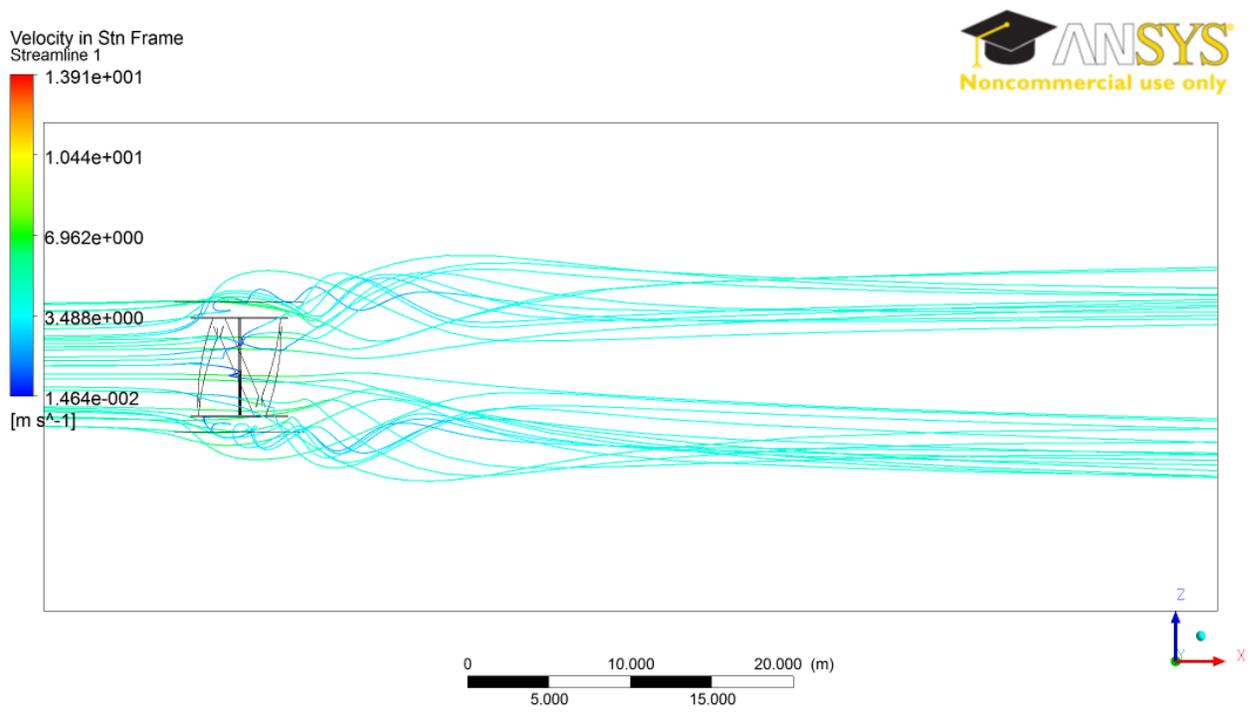


Figura 4.33: Vista lateral de líneas de corriente en la turbina modificada de 6 álabes

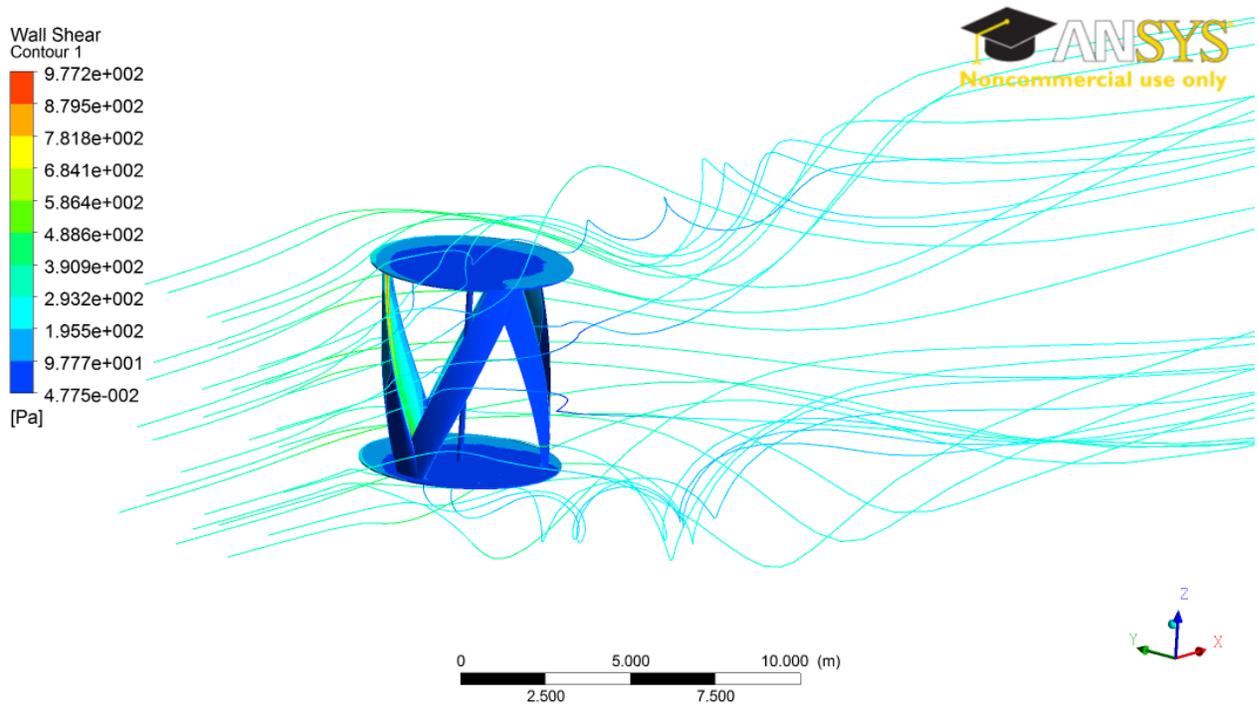


Figura 4.34: Líneas de corriente y esfuerzos de corte en la turbina modificada de 6 álabes

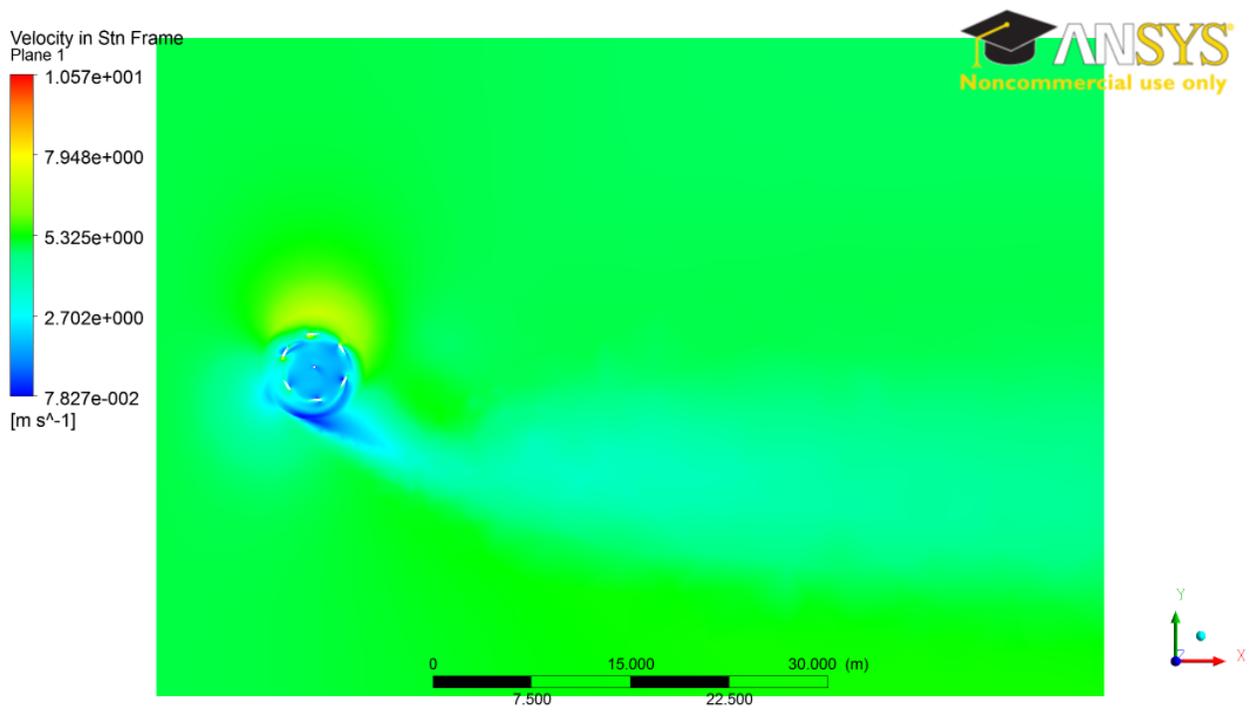


Figura 4.35: Contornos de velocidad en el plano de corte medio en la turbina modificada de 6 álabes

Pressure
Contour 2
6.613e+004
5.091e+004
3.569e+004
2.047e+004
5.245e+003
-9.978e+003
-2.520e+004
-4.042e+004
-5.564e+004
-7.087e+004
-8.609e+004
-1.013e+005
-1.165e+005
[Pa]

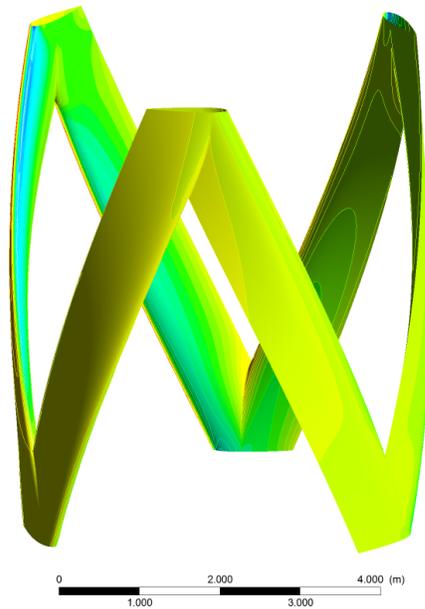


Figura 4.36: Contornos de presión en la superficie de los álabes de la turbina modificada de 6 álabes

Velocity.Curl
Plane 8
7.230e+000
5.423e+000
3.615e+000
1.808e+000
0.000e+000
[s⁻¹]

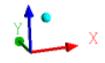
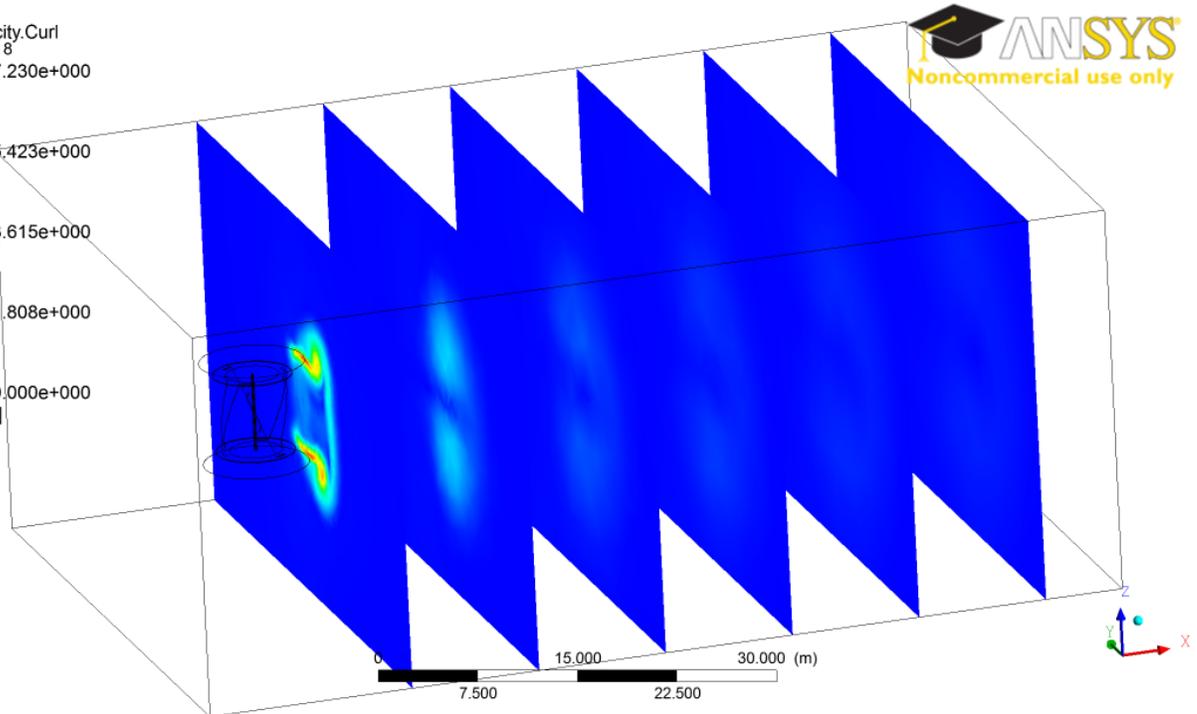


Figura 4.37: Planos de corte mostrando contornos de vorticidad en la turbina modificada de 6 álabes

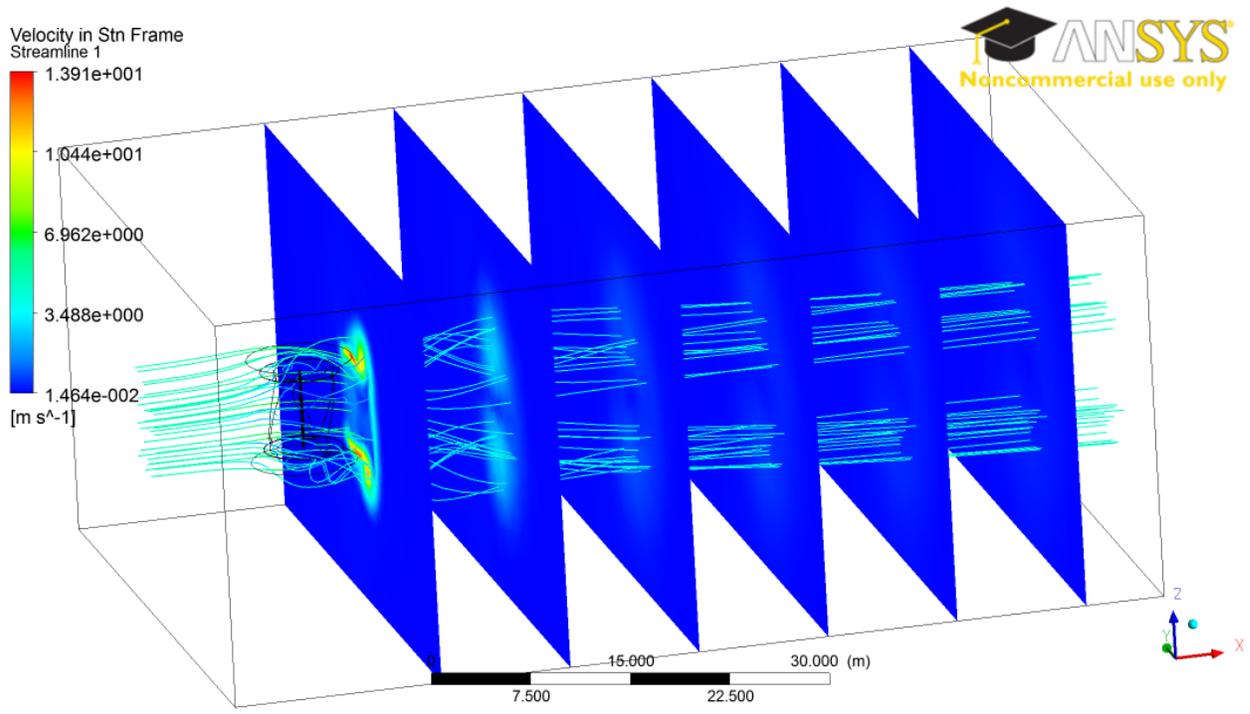


Figura 4.38: Planos de corte de vorticidad y líneas de corriente en la turbina modificada de 6 álabes

Para la turbina modificada de 3 álabes, se presenta también la curva de torque en la Figura 4.39 y el detalle en la Tabla 4.8.

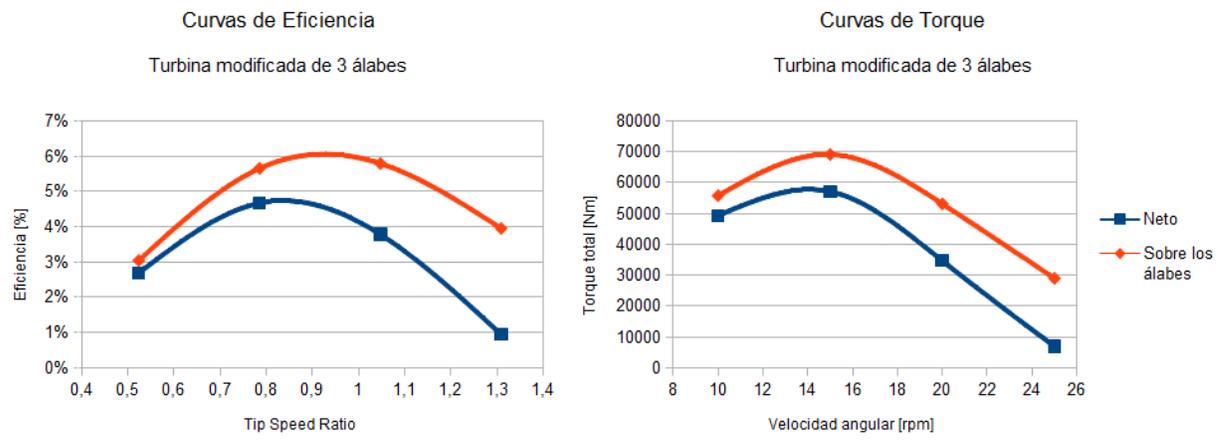


Figura 4.39: Curva de torque para turbina modificada de 3 álabes a 5 m/s

ω [rpm]	TSR	Torque en álabes [Nm]	C_p álabes	Torque Neto [Nm]	C_p neto
10	0,52	55795	3,04 %	49321	2,69 %
15	0,79	69111	5,65 %	57091	4,67 %
20	1,05	53108	5,79 %	34664	3,78 %
25	1,31	28992,8	3,95 %	6917,9	0,94 %

Cuadro 4.8: Resultados simulación turbina modificada de 3 álabes

Además, se muestran resultados gráficos a continuación.

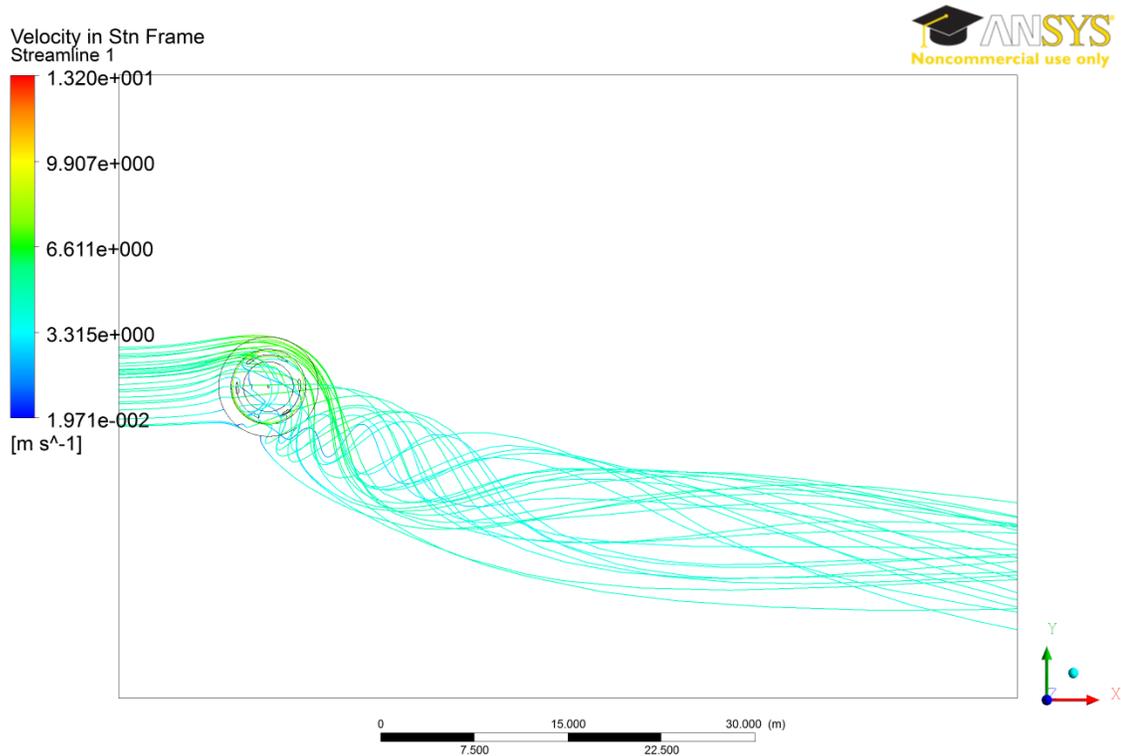


Figura 4.40: Vista superior de líneas de corriente en la turbina modificada de 3 álabes

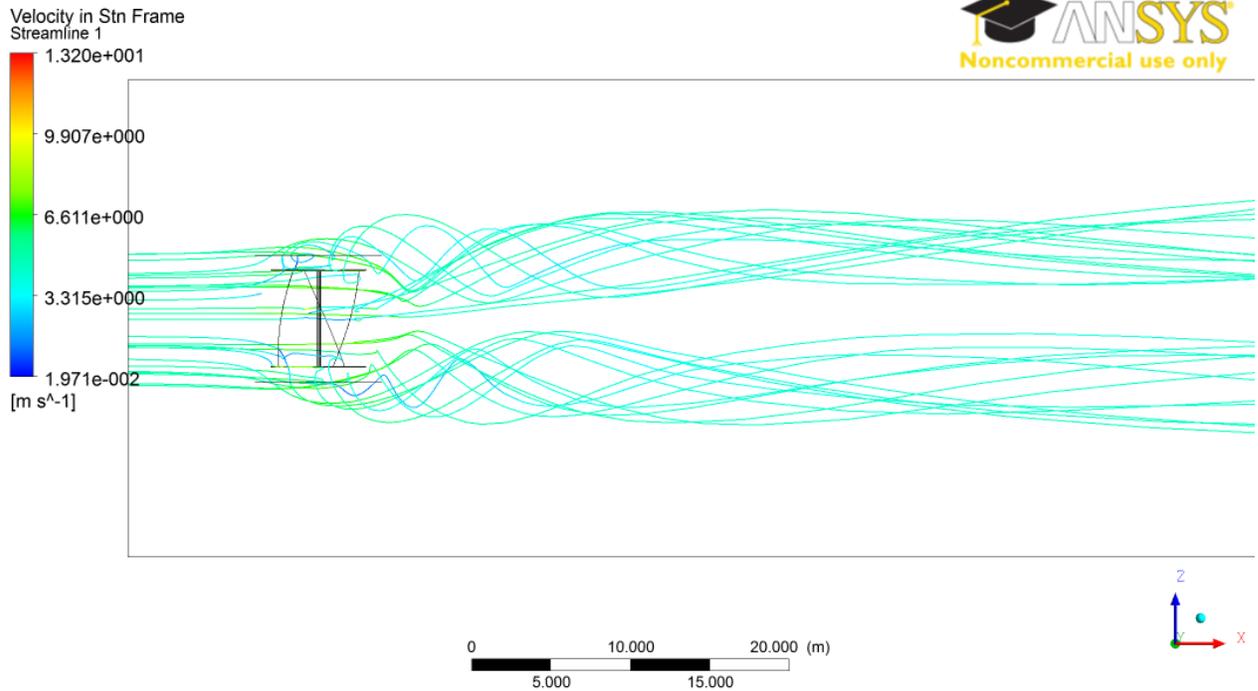


Figura 4.41: Vista lateral de líneas de corriente en la turbina modificada de 3 álabes

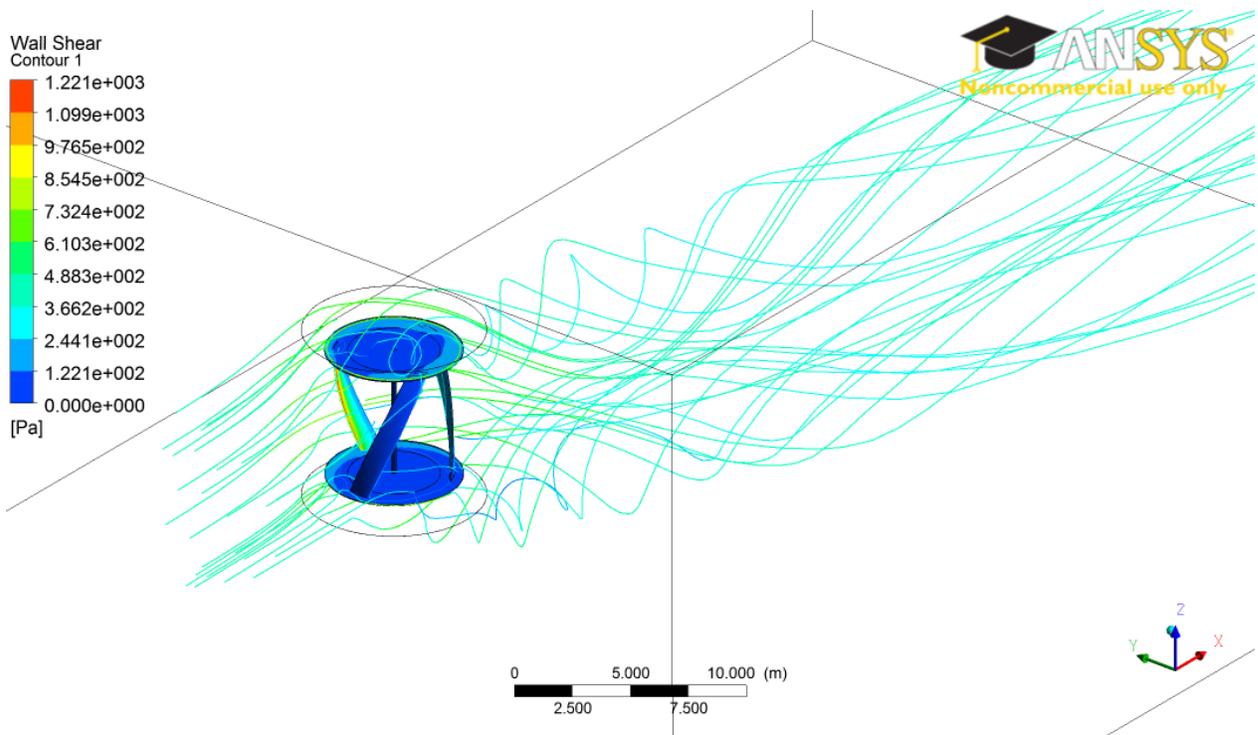


Figura 4.42: Líneas de corriente y esfuerzos de corte en la turbina modificada de 3 álabes

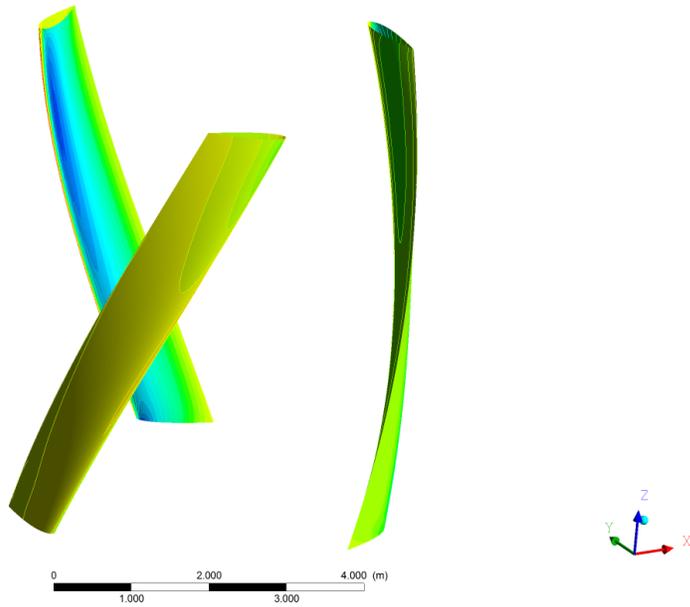
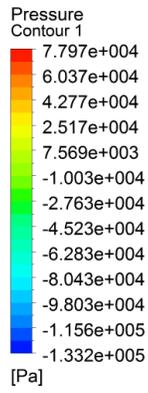


Figura 4.43: Contornos de presión en la superficie de la turbina modificada de 3 álabes

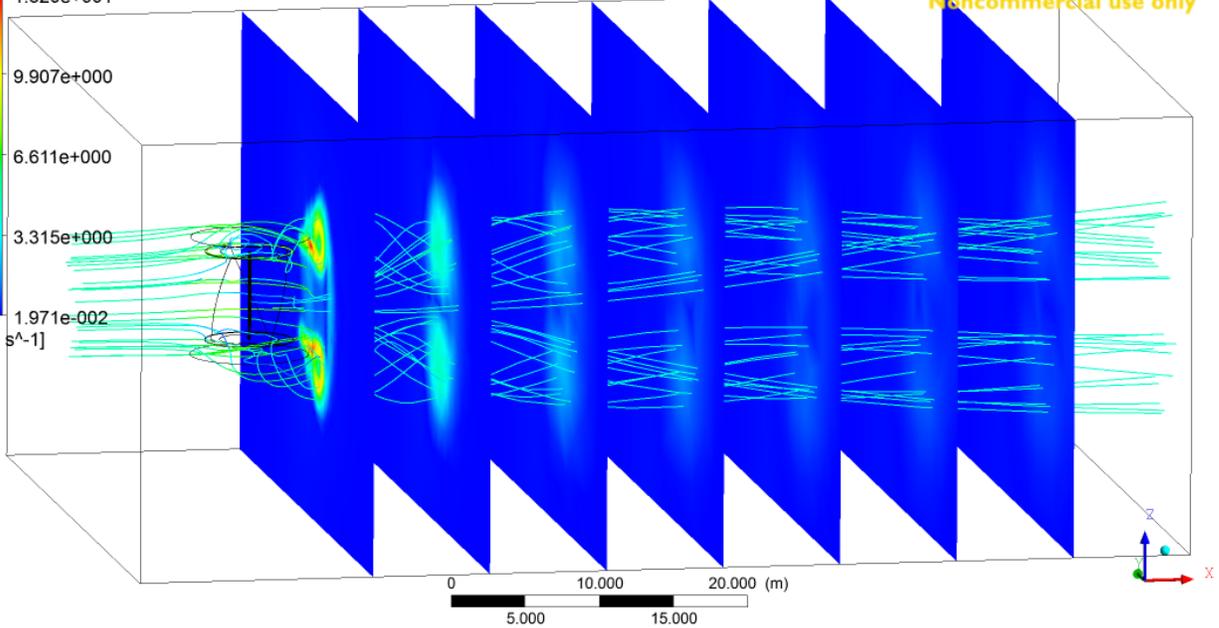
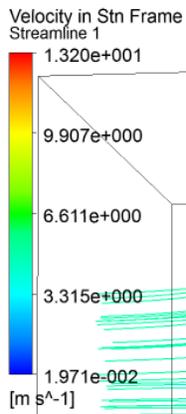


Figura 4.44: Planos de corte con contornos de vorticidad y líneas de corriente en la turbina modificada de 3 álabes

4.5. Comparaciones entre Métodos

Se ha comentado que los resultados de las simulaciones no concuerdan con lo esperado inicialmente y tampoco con lo desarrollado en el método analítico. A continuación se evidencian las diferencias de manera gráfica entre ambos métodos. Cabe destacar que el torque de las simulaciones en este caso sólo considera lo ejercido sobre los álabes, puesto que el método de moméntum no contiene a las bases de la turbina.

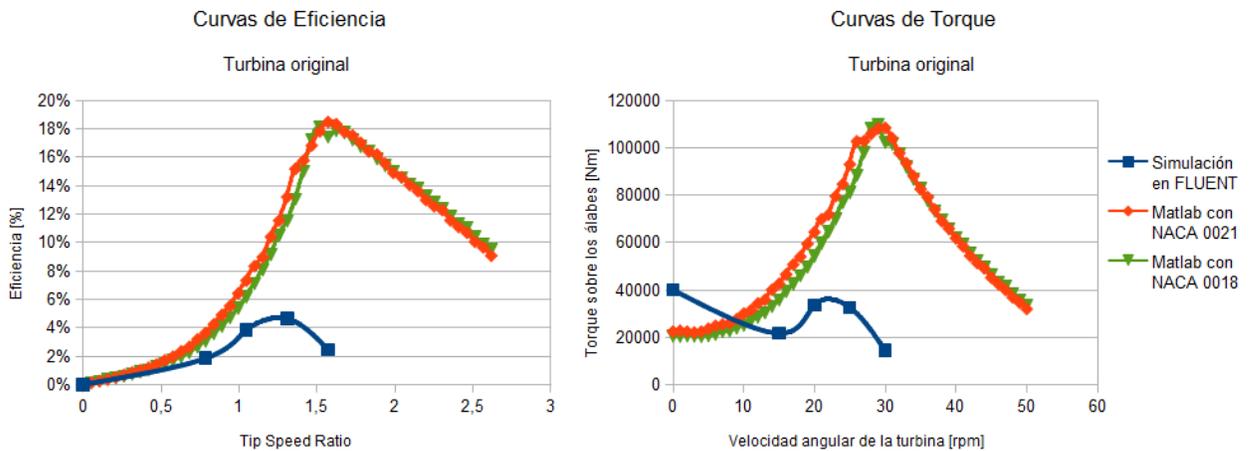


Figura 4.45: Comparación de métodos en la turbina original

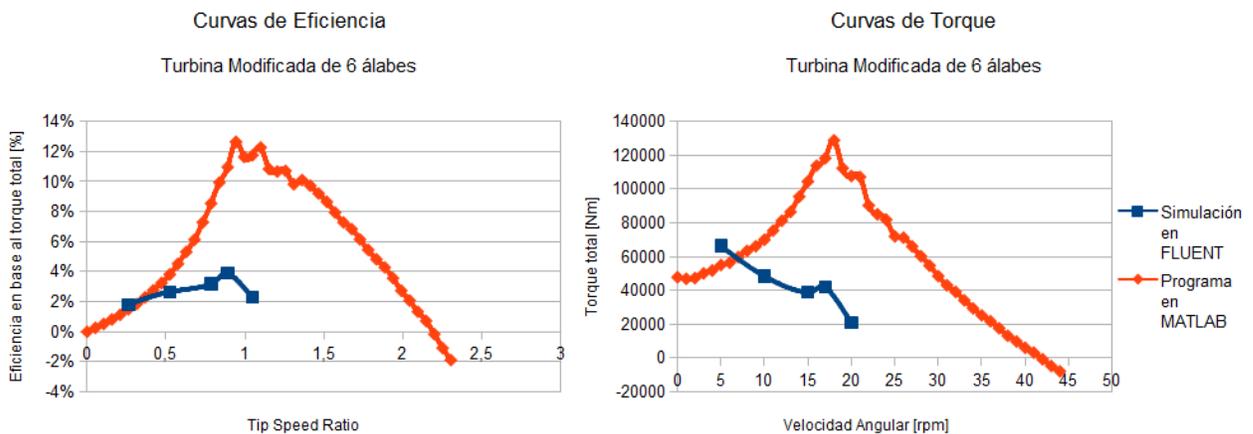


Figura 4.46: Comparación de métodos en la turbina modificada de 6 álabes

A raíz de los resultados disímiles, se realizaron simulaciones 2D para establecer análisis de sensibilidad sobre variables que podrían haber distorsionado los resultados.

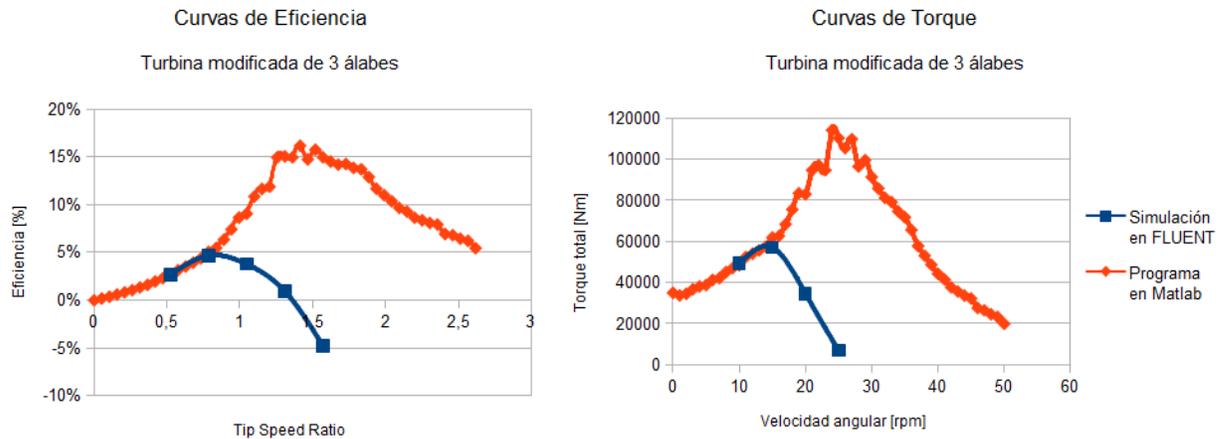


Figura 4.47: Comparación de métodos en la turbina modificada de 3 álabes

4.6. Análisis de Sensibilidad de las Simulaciones

Los análisis comprenden simulaciones 2D con la variación de 3 parámetros: el tamaño del dominio utilizado, el tamaño de elemento y el uso de un análisis transiente.

4.6.1. Tamaño del Dominio

El tamaño original del dominio fue escogido de acuerdo a las recomendaciones del fabricante Ansys Inc., según lo expuesto en la Sección 3.2.2. Para determinar si esta elección influye en la distorsión de los resultados, se analizaron en total 5 geometrías listadas a continuación. Dado que el análisis es 2D, sólo se estudió un plano de corte de la turbina, y por lo tanto queda fuera del análisis la dimensión de altura.

1. Dominio 1: 50 x 72 m
2. Dominio 2: 100 x 175 m
3. Dominio 3: 150 x 225 m
4. Dominio 4: 200 x 300 m
5. Dominio 5: 250 x 375 m

La primera aproximación se realizó con el mismo tamaño de elemento escogido para el caso 3D, el mismo tamaño de capa límite, etc. Con la idea de crear una malla semejante a la obtenida en los casos 3D. Luego de ello, se corrieron todos los casos con la misma configuración de solución. Los resultados pueden observarse en la Figura 4.48.

Se observa que en el primer caso comparable al original, el resultado de eficiencia máxima ronda el 4%. En el segundo caso sucede algo extraño y las eficiencias caen a

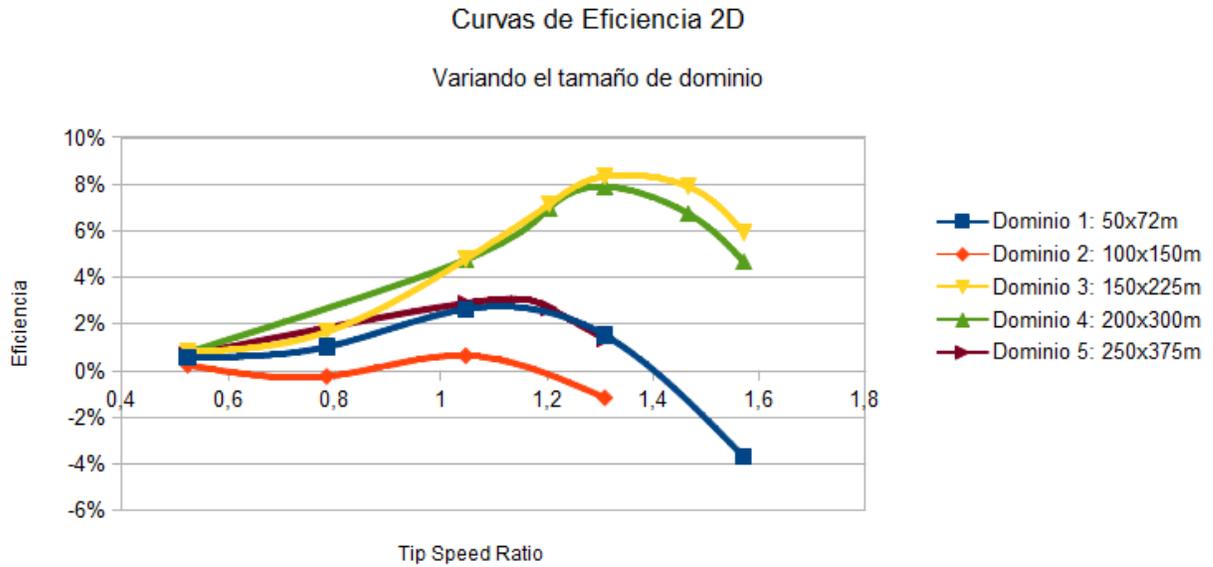


Figura 4.48: Análisis de sensibilidad de dominio con configuración estándar

resultados negativos. En el tercero y cuarto caso el comportamiento mejora llegando al 9% de eficiencia. En el último caso, los resultados nuevamente caen a niveles bajos, similares al primer caso. Esto deja entrever que existe algo más que puede estar distorsionando los resultados. Con eso en mente, se comenzaron a variar diferentes configuraciones en las opciones del solver, hasta ver que la elección de la solución de las ecuaciones de momento podía ser lo que estaba afectando. Originalmente se había trabajado con un método de *First Order Upwind* con el afán de un consumo menor de recursos. Cambiando el método a *Second Order Upwind* en algunos casos, se obtuvo otra situación, mostrada en la Figura 4.49, donde en los dominios denotados con una *b* se cambió la estrategia de solución.

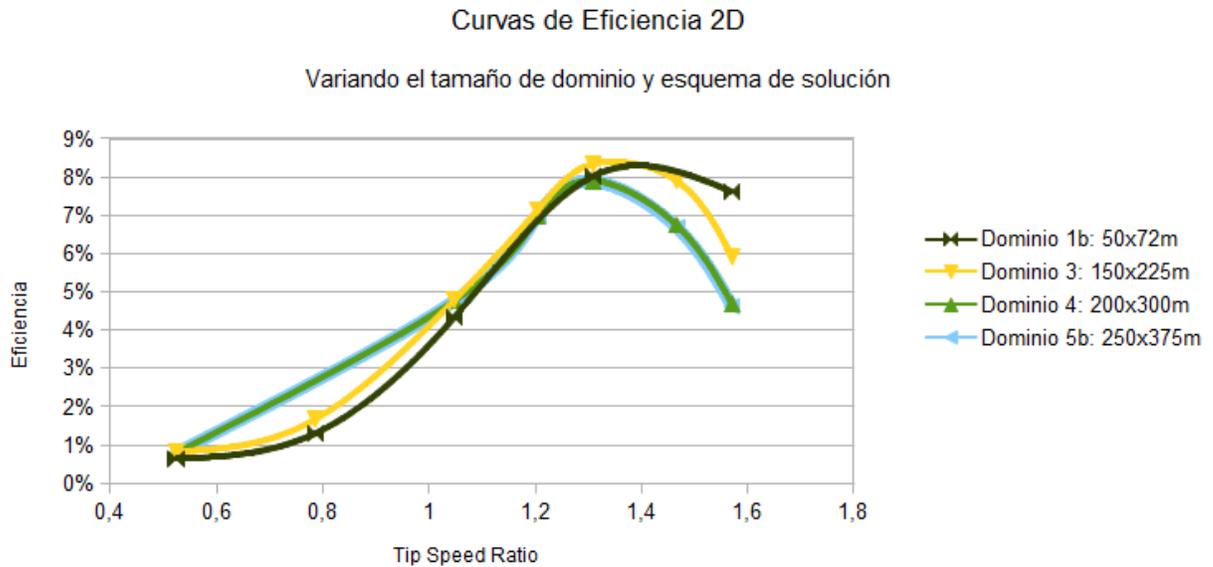


Figura 4.49: Análisis de sensibilidad de dominio variando esquemas de solución

Se aprecia que con este cambio los resultados son más parecidos entre varios dominios y se acercan al 8%. Además, se ve que los dominios 4 y 5 entregan resultados muy similares que pueden estar mostrando una convergencia de los resultados en función del tamaño de dominio. En base a esto, el dominio 4 se escoge para continuar con los demás análisis.

4.6.2. Tamaño de los Elementos

Si bien en la etapa previa a la simulación del diseño original se realizó una etapa de validación de la malla en 3D, existió un límite en cuanto a la fineza de ésta, debido a restricciones de recursos computacionales. De manera comparativa, se creó una malla más fina en los análisis 2D, para ver si ese factor también incidía en los resultados.

En este caso, la malla utiliza el dominio 4 de la Sección 4.6.1, tiene un tamaño de elemento en los álabes de 2 mm y capa límite de 0,4 mm. Un total de 56.303 nodos y 54.686 elementos, celdas con forma de cuadriláteros principalmente. Los resultados comparativos se muestran en la Figura 4.50.

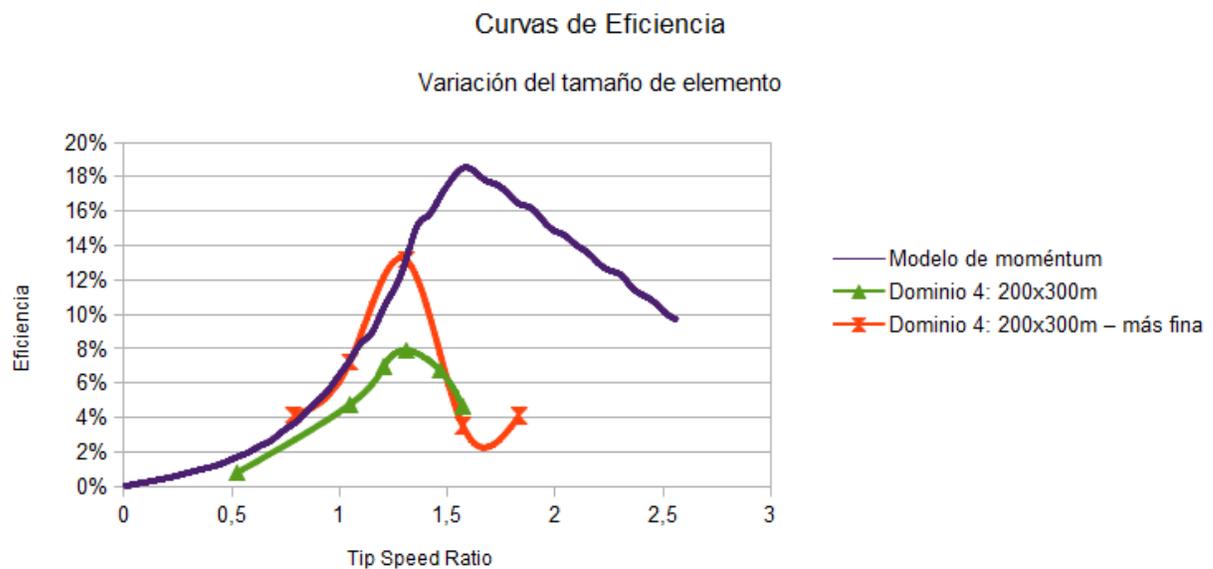


Figura 4.50: Análisis de sensibilidad del tamaño de elemento

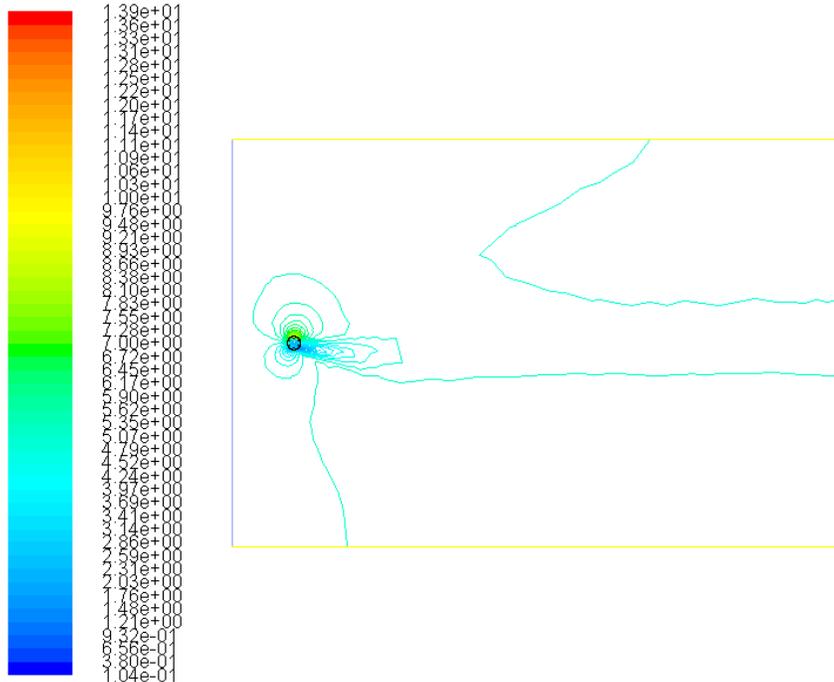
4.6.3. Régimen Transiente

Otra fuente de error conocida en problemas simulados con CFD es utilizar un estudio permanente cuando el fenómeno no lo es [31]. Se quiso entonces ver el efecto de realizar simulaciones en ambos regímenes. Para ello, al igual que en la variación anterior, se utilizó la malla original del dominio 4.

Para comparar, se consideró la velocidad angular de 25 rpm y tres casos: el primero resuelto en régimen permanente, el segundo en régimen transiente sin movimiento de la malla, con una posición fija (a denotar como régimen transiente 1) y el tercero en régimen transiente

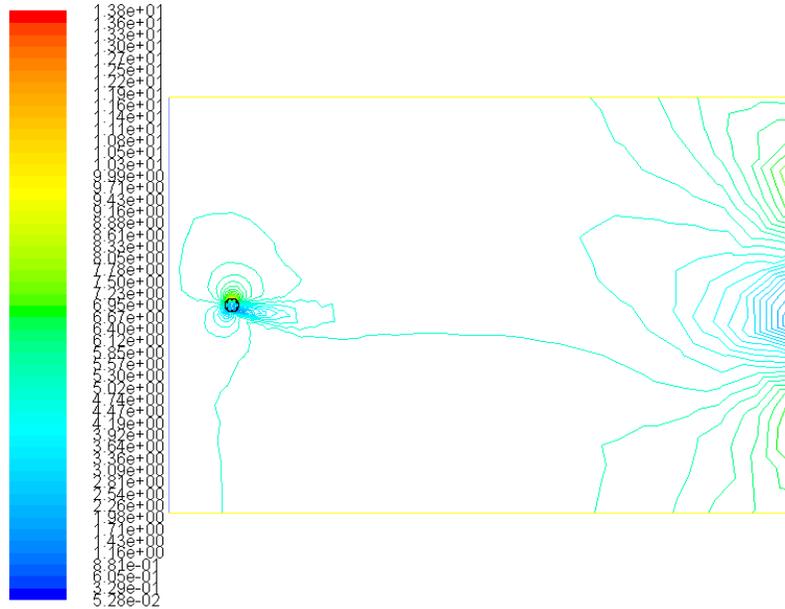
con movimiento de la malla (a denotar como régimen transiente 2). Para los casos en régimen transiente se utilizó un paso de tiempo en base a un número de Courant 1 con respecto a la velocidad de marea (obteniendo un $\Delta t = 0.002s$)

La principal diferencia observada es la forma de la estela a la salida del dominio, lo que se puede ver en las Figuras 4.51, 4.52 y 4.53.



Contours of Velocity Magnitude (m/s) Mar 21, 2012
ANSYS FLUENT 13.0 (2d, dp, pbns, ske)

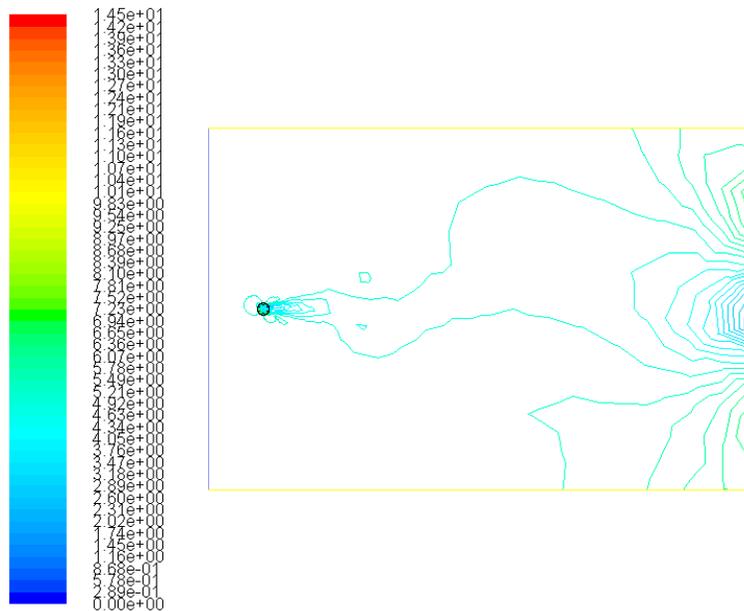
Figura 4.51: Contornos de velocidad para caso en régimen permanente



Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=2.8004e+01)

Mar 19, 2012
ANSYS FLUENT 13.0 (2d, dp, pbns, ske, transient)

Figura 4.52: Contorno de velocidad para caso en régimen transiente 1



Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=2.0800e+01)

Apr 04, 2012
ANSYS FLUENT 13.0 (2d, dp, pbns, ske, transient)

Figura 4.53: Contornos de velocidad para caso en régimen transiente 2

De la misma manera que los contornos de velocidad, los contornos de presión también

son diferentes en la zona de salida del dominio. Sin embargo, en las cercanías del perfil más exigido los campos de velocidad y presión son semejantes en forma, teniendo muy leves cambios en los valores.

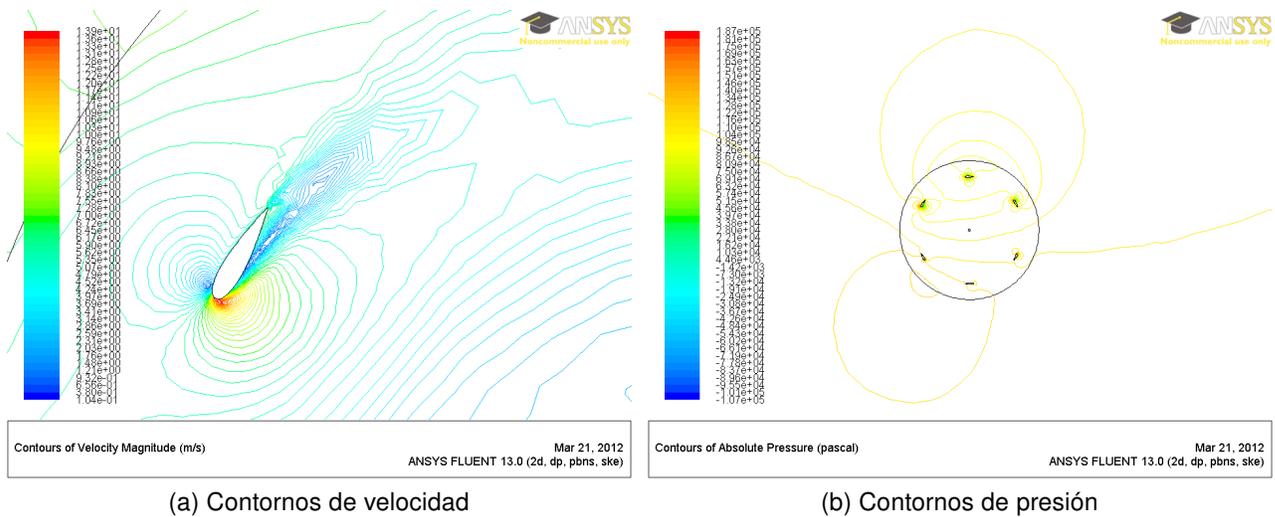


Figura 4.54: Detalle de contornos de velocidad y presión para el caso en régimen permanente

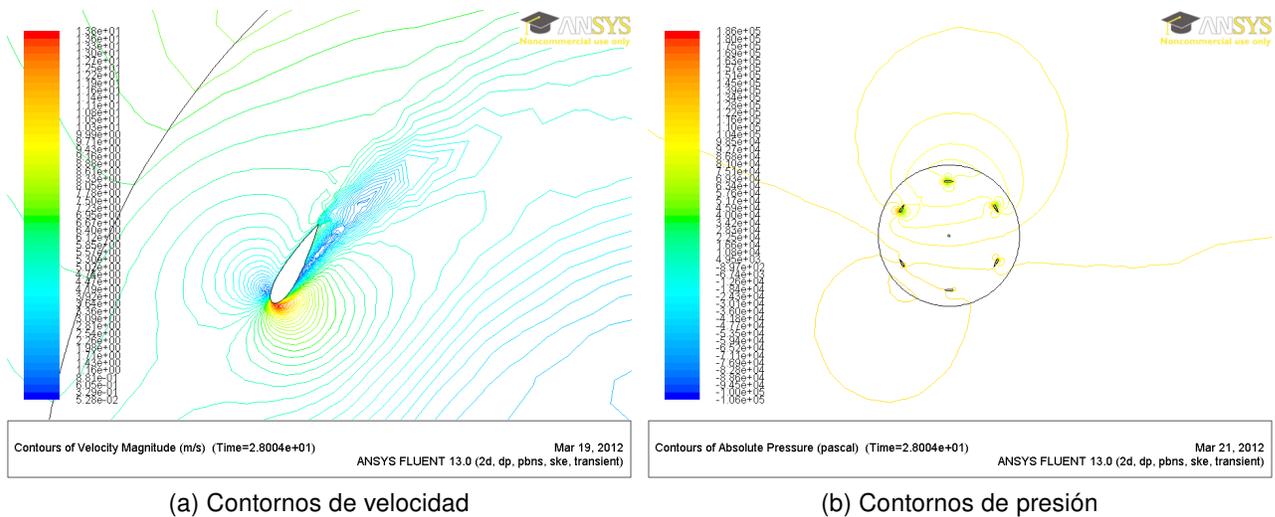


Figura 4.55: Detalle de contornos de velocidad y presión para el caso en régimen transiente 1

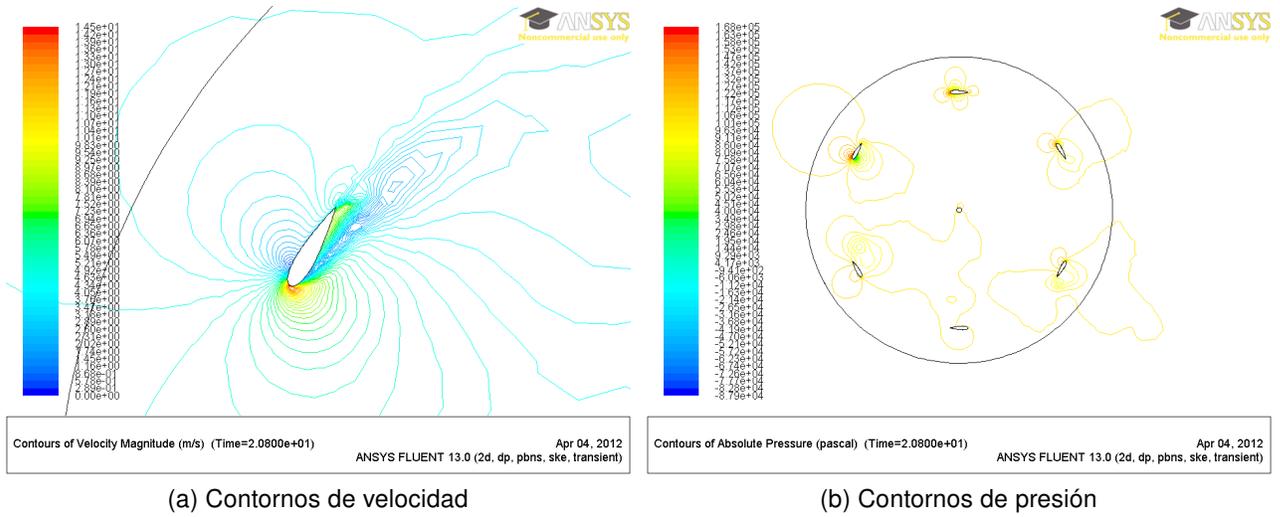


Figura 4.56: Detalle de contornos de velocidad y presión para el caso en régimen transiente 1

La razón tras la diferencia en la forma de la estela está dada por el desprendimiento de vórtices que ocurre en este tipo de turbinas debido al fenómeno de *Stalling*. En las siguientes imágenes se presentan los contornos de magnitud de vorticidad.

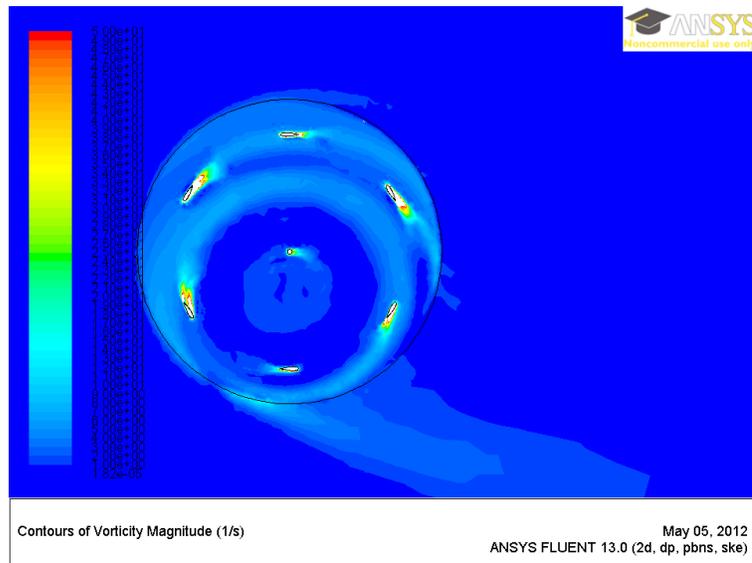


Figura 4.57: Contornos de magnitud de vorticidad en régimen permanente

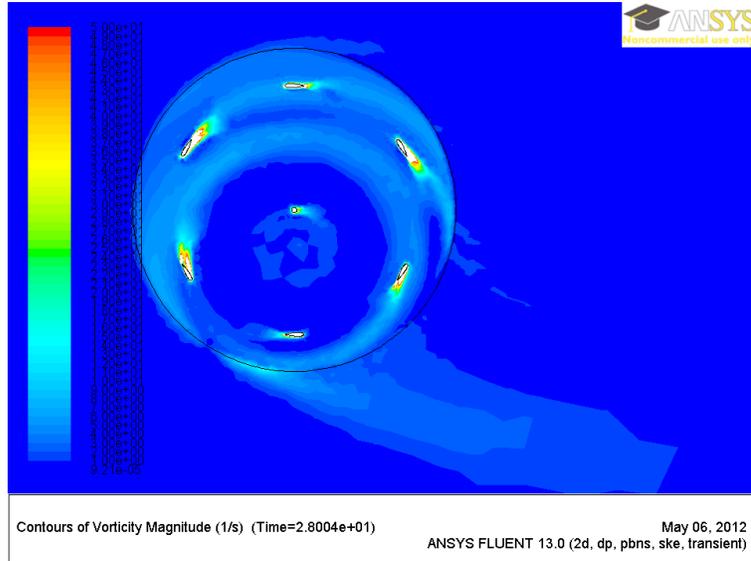


Figura 4.58: Contornos de magnitud de vorticidad en régimen transiente sin giro

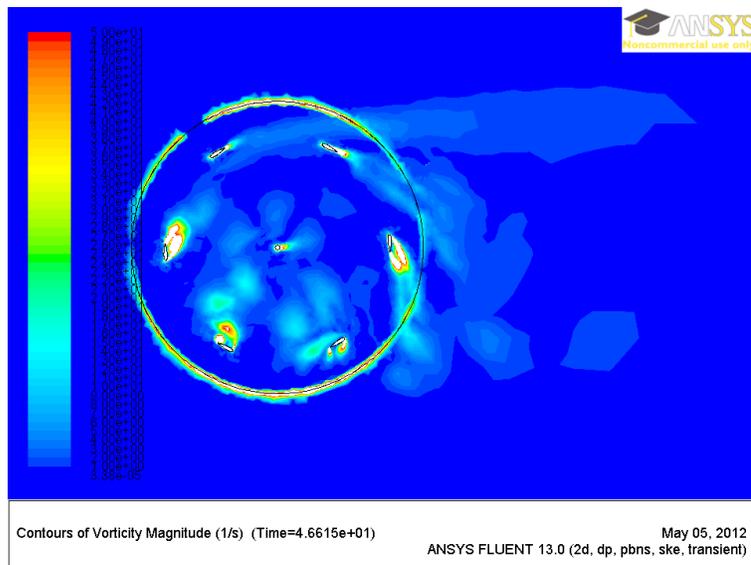


Figura 4.59: Contornos de magnitud de vorticidad en régimen transiente con giro

El único análisis que puede mostrar el desprendimiento de vórtices correspondiente con el giro de la turbina, es el realizado en régimen transiente con malla deslizante. Para una buena resolución del fenómeno debe considerarse no sólo el número de Courant, sino también el número de Strouhal.

Para el régimen transiente con malla deslizante, los resultados de torque se muestran en la Figura 4.60.

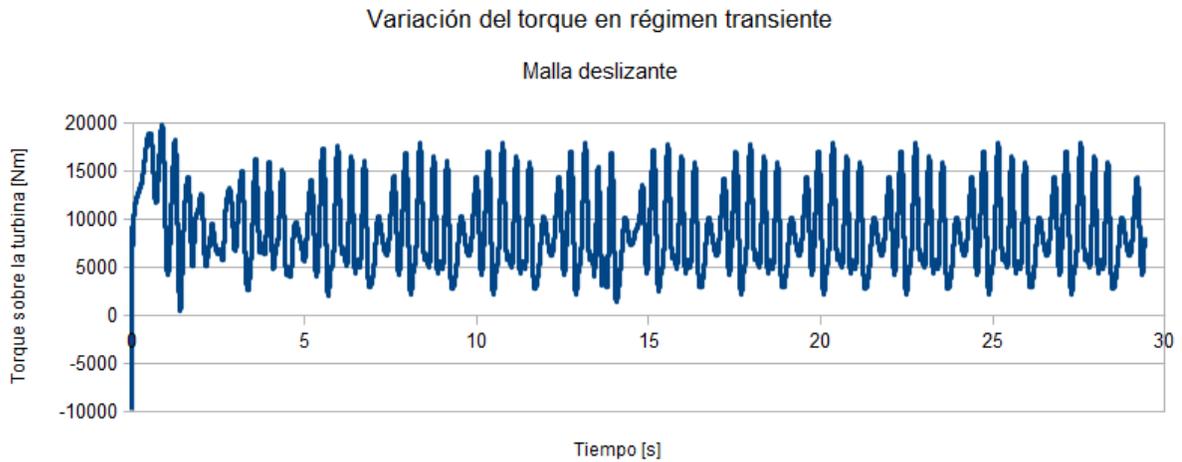


Figura 4.60: Variación del torque en la turbina con régimen transiente y malla deslizando

Además, conociendo la velocidad de rotación se puede establecer la relación de torque según número de ciclos y entonces filtrar los resultados para una posición fija, al saber que en el inicio la turbina tenía la posición de 0° . Se muestra gráficamente en la Figura 4.61 y se aprecia la convergencia que tiene en dos posiciones.

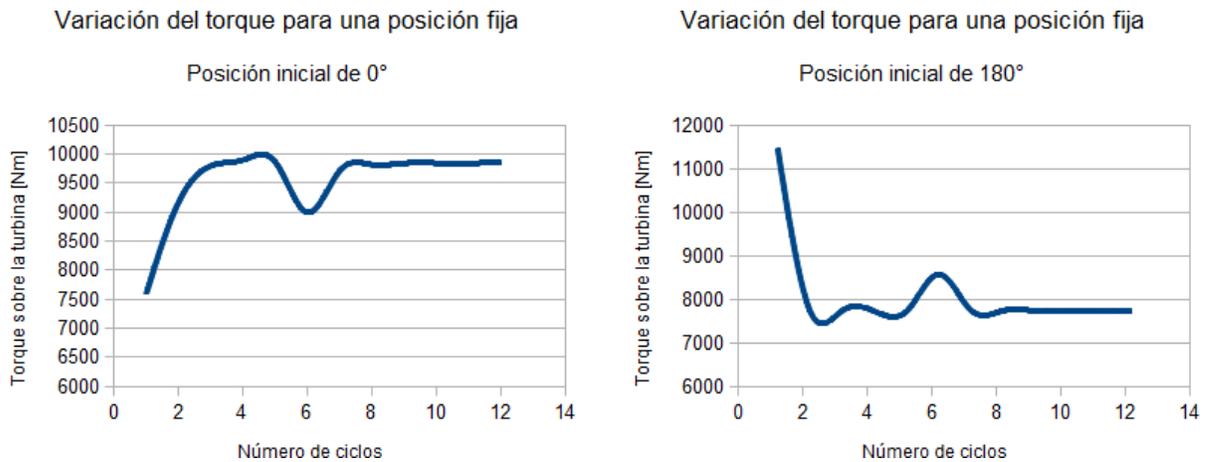


Figura 4.61: Variación del torque en régimen permanente con malla deslizando en posiciones fijas de la turbina

Por último, el torque ejercido sobre la turbina en los tres casos resulta similar, y se puede ver en la Tabla 4.9.

Parámetro	Régimen permanente	Régimen transiente 1	Régimen transiente 2
Torque por presión [Nm]	11889,37	12139,67	10951,85
Torque por esfuerzos de corte [Nm]	-2225,65	-2249,47	-1049,59
Torque total [Nm]	9663,7	9880,2	9902,25

Cuadro 4.9: Torque obtenido para el caso según diferentes regímenes

4.6.4. Cambios en simulaciones 3D

A partir de las diferencias encontradas, principalmente debido a un esquema de solución con uso de aproximaciones de primer o segundo orden en las ecuaciones de momento, se corrieron nuevamente simulaciones para la turbina modificada de 3 álabes, la cual es la que tiene un mejor desempeño esperado y también la que consume menores recursos. Con ello, se obtuvieron los siguientes resultados presentados en la Figura 4.62.

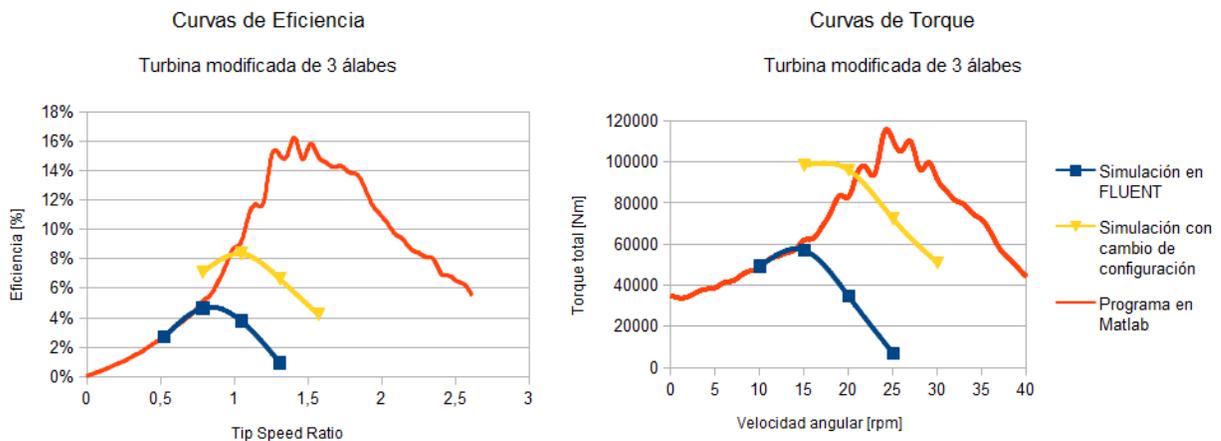


Figura 4.62: Curvas de eficiencia y torque cambiando la configuración de la simulación para la turbina modificada de 3 álabes

ω [rpm]	TSR	Torque en álabes [Nm]	C_p álabes	Torque Neto [Nm]	C_p neto
15	0,78	98295	8,04 %	86796	7,1 %
20	1,04	96114	10,48 %	76576	8,35 %
25	1,31	72302	9,86 %	48657	6,63 %
30	1,57	51013	8,35 %	25796	4,22 %

Cuadro 4.10: Resultados nueva simulación 3D turbina modificada de 3 álabes

Se ve claramente una cercanía mayor a la curva predicha por el método de moméntum y también una eficiencia mayor. Cabe destacar que las curvas consideran el torque sobre los álabes de la turbina únicamente, para poder comparar con el método de moméntum. Posteriormente, también se reevaluaron puntos de operación de la turbina original, que son mostrados en la Figura 4.63.

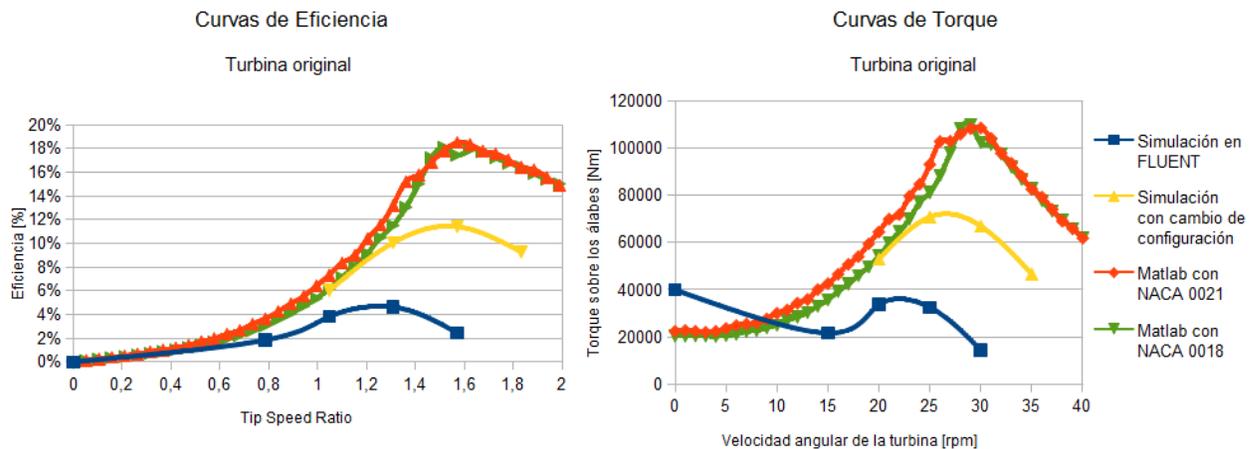


Figura 4.63: Curvas de eficiencia y torque cambiando la configuración de la simulación para el modelo de turbina original

ω [rpm]	TSR	Torque en álabes [Nm]	C_p álabes	Torque Neto [Nm]	C_p neto
20	1,04	53013,7	6,02%	14389	0,78%
25	1,31	70811,3	10,1%	16587	0,9%
30	1,57	66929	11,4%	4606,9	0,25%
35	1,83	46653,7	9,3%	-21420,7	-1,16%

Cuadro 4.11: Resultados nueva simulación 3D turbina original

En la que también se aprecia un mejor comportamiento en términos de eficiencia, alcanzando un máximo de 12%, y una mayor cercanía a la curva predicha por el modelo de moméntum.

Capítulo 5

Análisis de Resultados

La principal desventaja del trabajo realizado es el hecho de no contar con un modelo construido y probado de la turbina que se estudia. Esto determina que no se tengan datos experimentales para comparar los resultados obtenidos.

De todas maneras, la metodología utilizada permite realizar comparaciones entre diferentes métodos de cálculo. Dos modelos analíticos que tienen la base de su teoría en coeficientes aerodinámicos obtenidos experimentalmente. El segundo modelo, corresponde a la resolución del problema mediante simulaciones que implementan el método de volúmenes finitos en un dominio tridimensional.

Con lo presentado en el capítulo anterior, lo primero que se destaca es que los resultados de todos los modelos tienen el mismo orden de magnitud. Esto muestra una coherencia en el razonamiento y en los cálculos realizados. Sin embargo, también existen grandes variaciones en otros casos.

5.1. Comparación entre Métodos

Como se observó en la sección anterior, existieron diferencias claras entre los métodos utilizados. Si bien se mejoró la situación al utilizar aproximaciones de segundo orden en la resolución de las ecuaciones de momento para las simulaciones, aún existen diferencias. Para comparar en detalle lo que se está obteniendo con cada método, a continuación se presentarán resultados detallados estudiando las fuerzas generadas en los perfiles.

Para realizar la comparación se extrajeron datos de un plano de corte de la turbina, a la mitad. En dicho plano, se extrajeron imágenes de las líneas de corriente en 2D. En dichas imágenes se consideró que la situación se puede asimilar a la de un perfil aerodinámico, que es enfrentado por un fluido a la velocidad relativa V_r y a un ángulo de ataque α (en estos casos, se midió α como el opuesto al ángulo de ataque de acuerdo a la Figura 3.3, y se consideró a la hora de los cálculos). De las imágenes y el post procesamiento en CFD-Post se obtuvieron velocidades relativas y ángulos de ataque.

La misma información también fue extraída del programa para el método de momento, para la misma posición de los perfiles que se tiene en el plano de corte estudiado. La extracción de datos en este caso no es precisa pues no se cuenta con un perfil de velocidades uniforme como en la teoría.

En la Figura 5.1 se aprecia la situación fluidodinámica alrededor de los perfiles aerodinámicos. Con esos datos es posible estimar un ángulo de ataque.

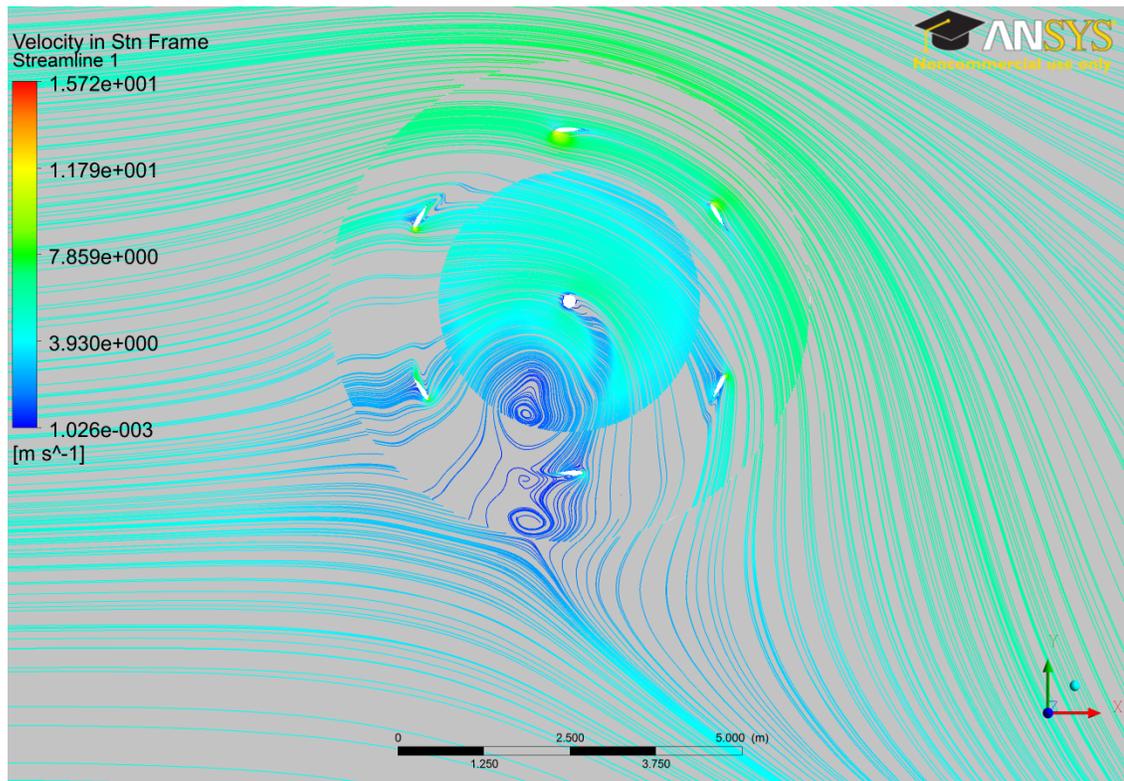


Figura 5.1: Vista general del estado de los perfiles en el plano de corte de la turbina original a 25 rpm

La extracción de datos se realizó para la turbina original y la modificada de 3 álabes, dado que ambas fueron simuladas bajo la aproximación de segundo orden.

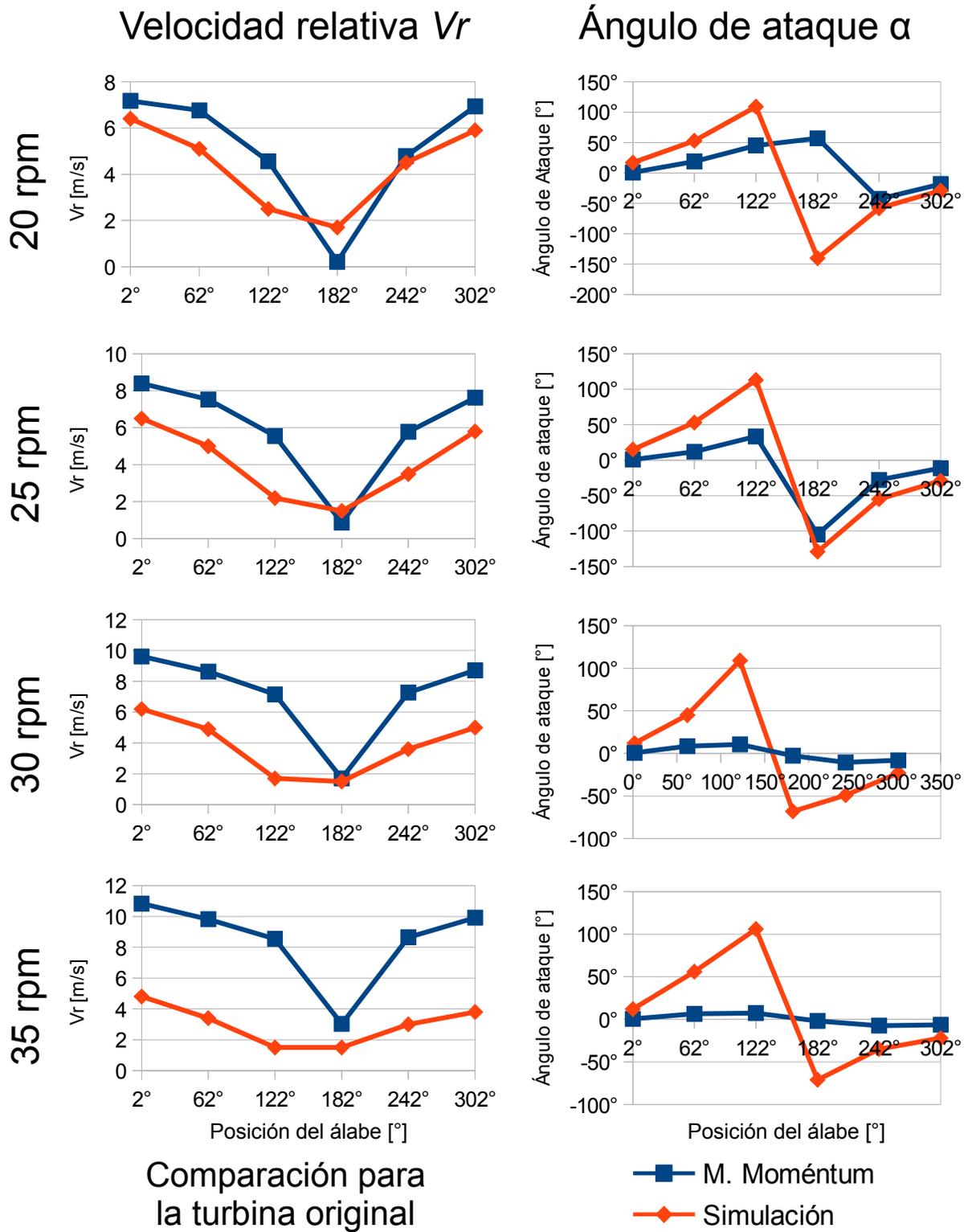


Figura 5.2: Comparación de velocidades relativas y ángulos de ataque sobre los perfiles para la turbina original

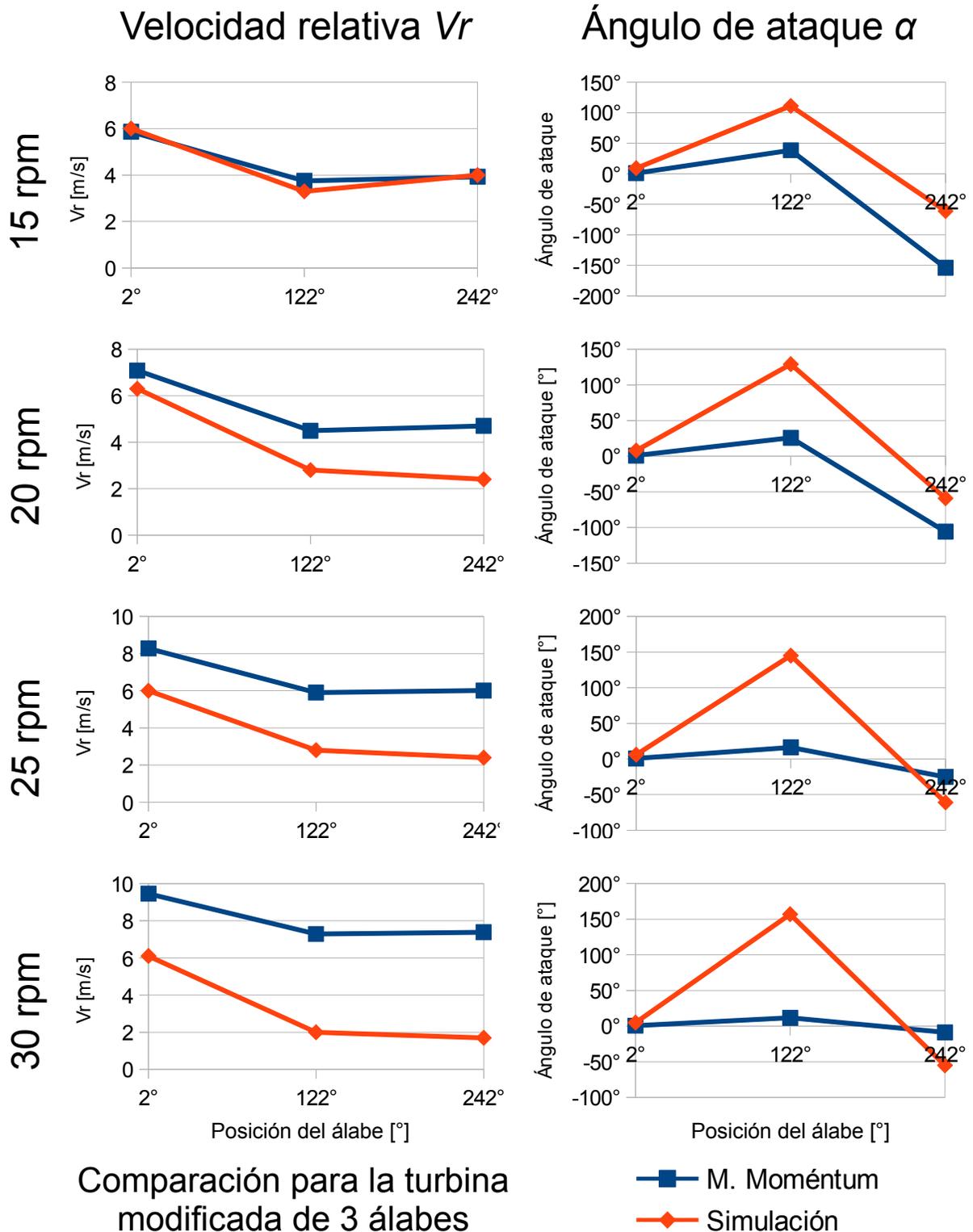


Figura 5.3: Comparación de velocidades relativas y ángulos de ataque sobre los perfiles para la turbina modificada de 3 álabes

Recordemos que, de acuerdo a los gráficos de comparación de resultados de las Figuras

4.62 y 4.63 en las páginas 97 y 98, los puntos de predicciones más cercanos son, para la turbina original, a 20 y 25 rpm. Para la turbina modificada de 3 álabes es en los 20 rpm.

Esta cercanía coincide con la cercanía en los datos de velocidad relativa. Para los casos posteriores, según las Figuras 5.2 y 5.3, la diferencia crece sostenidamente.

Una de las consideraciones del método de moméntum es que los tubos de corrientes son rectos. De acuerdo a la Figura 5.1, para una velocidad de 25 rpm, puede verse que la simulación predice líneas de corriente curvadas. La veracidad de esto no es clara y parece tener relación con el *setup* de Moving Reference Frame. De todas maneras, en los álabes en la zona baja de la turbina siempre se tienen diferencias.

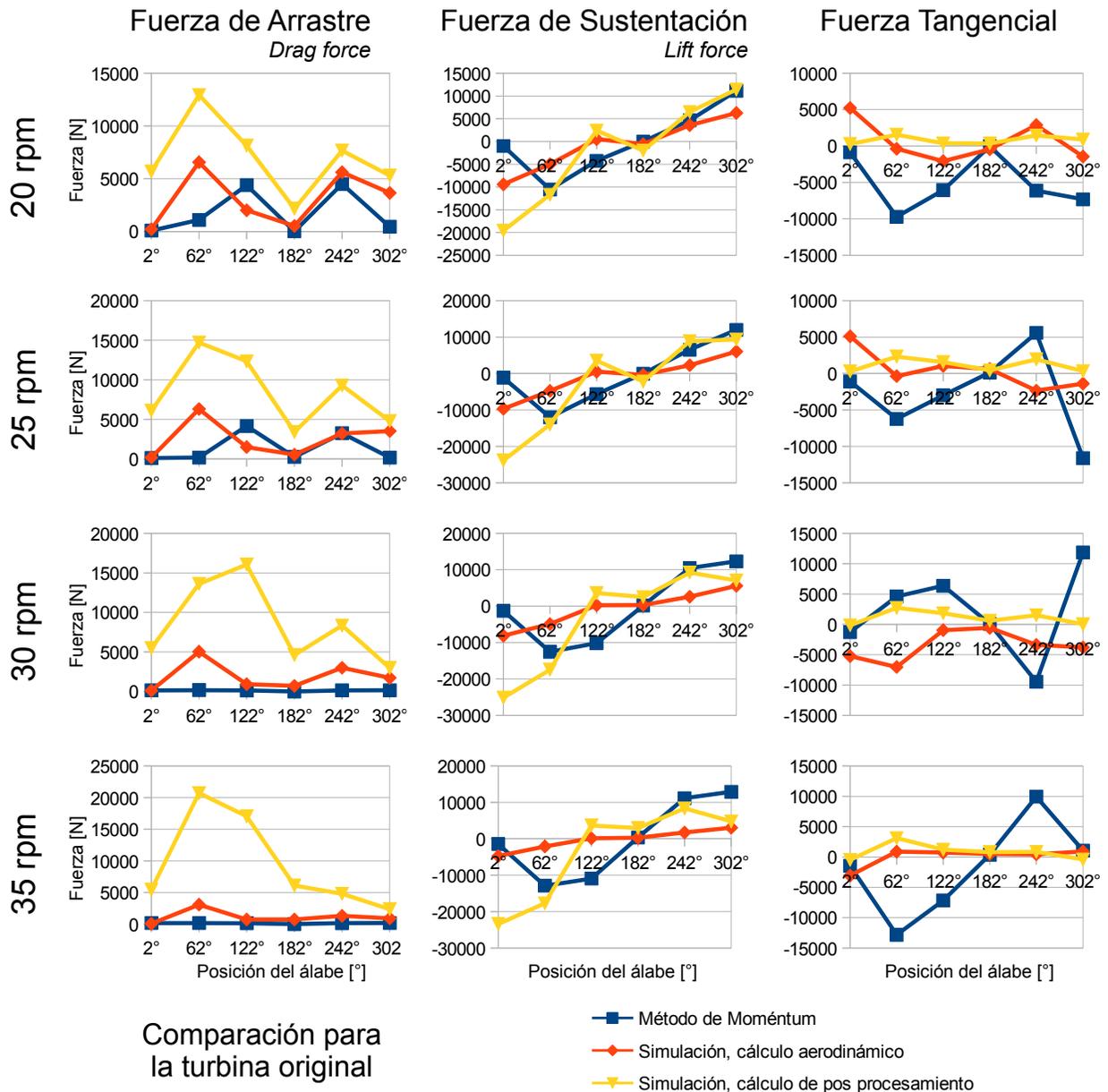


Figura 5.4: Comparación de fuerzas ejercidas sobre los perfiles en la turbina original

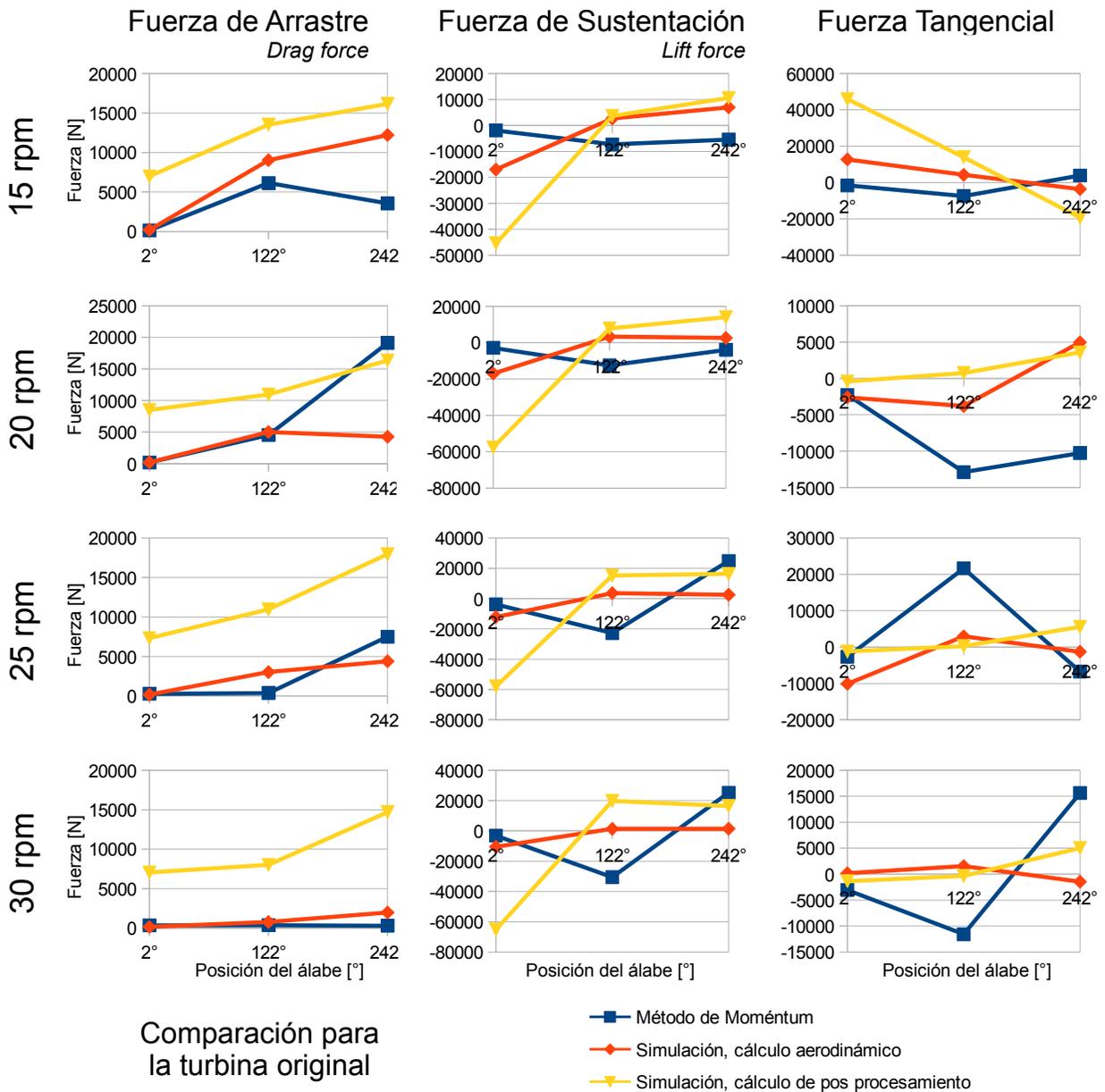


Figura 5.5: Comparación de fuerzas ejercidas sobre los perfiles en la turbina modificada de 3 álabes

Ahora bien, teniendo ambas series de datos se pueden calcular las fuerzas aerodinámicas estimadas mediante el cálculo con coeficientes aerodinámicos y por otro lado obtener las fuerzas sobre los perfiles en el post-procesamiento del programa. Esto se observa en las Figuras 5.4 y 5.5. En ellas se ve que en general el comportamiento de la curva de sustentación es similar. Y además, en las curvas de fuerza tangencial, existe una cercanía entre lo obtenido por post procesamiento de fuerzas y lo obtenido por lectura de datos y posterior cálculo aerodinámico.

Las diferencias que existen entre los datos de post procesamiento y el cálculo de los datos obtenidos graficamente existen también en los puntos de pronóstico de rendimiento

más cercano. Por esto, podría necesitarse una mejor resolución de malla para la resolución del problema. Además existen otros fenómenos como el *stall* que no está incluido en la tabla de datos para el cálculo aerodinámico, y que puede estar afectando las diferencias observadas. También recordemos que la fluidodinámica del problema está mejor modelada con un análisis transiente, y que eso puede entregar mayor información que los análisis en régimen permanente.

5.2. Modelos Analíticos

Una característica apreciable en los resultados del modelo analítico básico según lo mostrado en la Tabla 4.1 es la diferencia en fluctuaciones del Análisis 1 con respecto al Análisis 2. Esto cuantifica notoriamente la diferencia que existe entre las turbinas de Darrieus verticales y las GHT, cosa que ocurre en la realidad. Un torque más estable a medida que gira la turbina no sólo es algo deseado por el generador eléctrico, sino también por la dinámica de estructuras ligada a estas turbinas. No es extraño pensar que la turbina de tipo Darrieus tendría una carga de fatiga bastante importante que podría hacerla fallar. Mientras la turbina GHT goza de una amplitud cerca de 4 veces menor en términos de torque.

También cabe recordar que los modelos analíticos utilizaron datos de perfiles diferentes al que ocupaba la turbina original. De hecho se tomaron dos perfiles como referencia, precisamente para poder realizar comparaciones entre ellos. En este sentido, en primer lugar, se puede afirmar que existen diferencias entre utilizar un perfil u otro en términos de torque generado. En segundo lugar se puede decir que la magnitud de esas diferencias está fuertemente relacionada con la velocidad de la marea. A bajas velocidades de marea, la diferencia entre perfiles es mucho mayor (porcentualmente) que a altas velocidades, fluctuando entre un 50% para 2 m/s y un 3% para 5 m/s. Este conocimiento es útil en términos de que se puede privilegiar un perfil u otro en función del recurso que se tenga y las variaciones de torque que se prefieran.

Para el análisis del modelo de moméntum, también se realizaron comparaciones entre álabes verticales y helicoidales, obteniendo también resultados que reafirman la poca fluctuación de torque en las turbinas helicoidales. A modo de ejemplo, en la Figura 5.6 se muestran gráficos para los mejores puntos operacionales de las turbinas modificadas. Esto es, una turbina tiene 6 álabes con hélices giradas en ambos sentidos en tanto la otra tiene 3 álabes orientados en sólo un sentido.

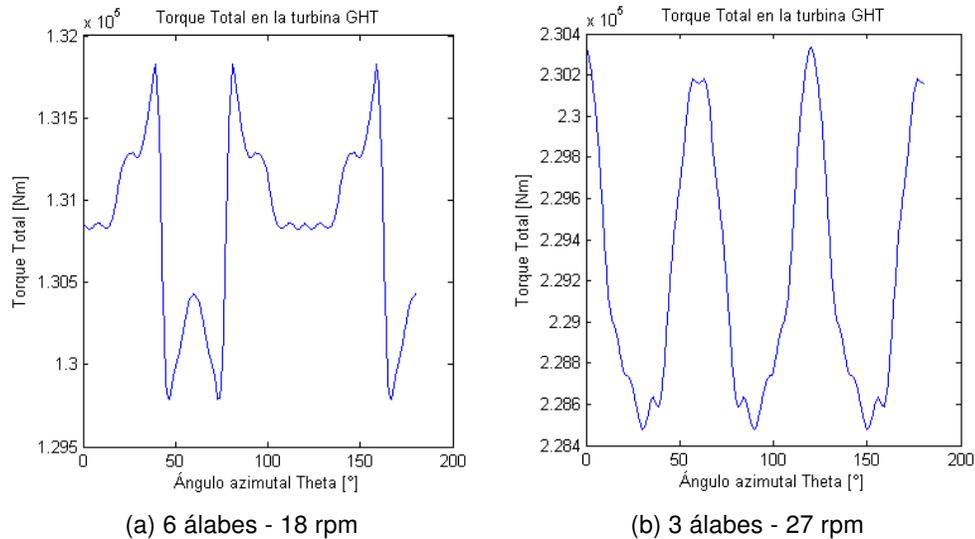
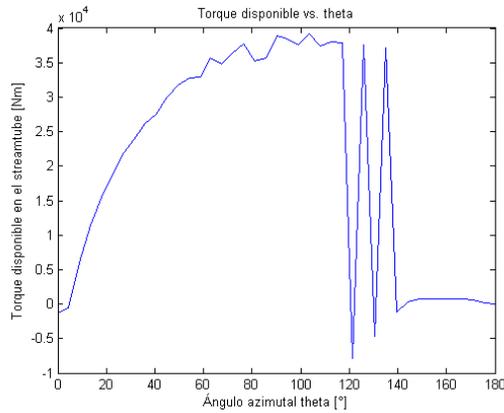


Figura 5.6: Torque total de la turbina en función del ángulo de giro obtenido por el método de moméntum

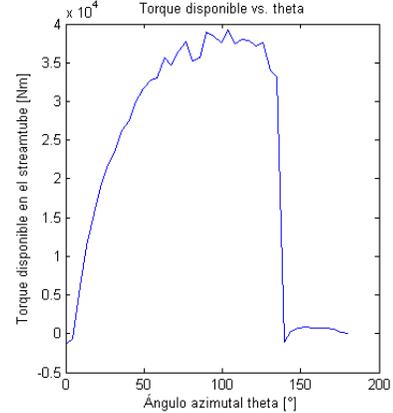
Se puede apreciar que la configuración de álabes también puede intervenir en el cambio del torque. En la turbina de 3 álabes los cambios siguen una tendencia más bien sinusoidal con una frecuencia aproximada de 60° , lo que tiene sentido si pensamos que el agua se enfrenta a la misma situación efectivamente cada sexto de vuelta. En la turbina de 6 álabes en cambio, el período aproximado es de 120° ; esto se debe a que en un giro de 60° no se enfrenta con la misma situación exactamente.

En cuanto a la capacidad predictiva del modelo de moméntum, se evaluó la configuración original de Gorlov, suponiendo una marea de 2,2 m/s y se obtuvo una eficiencia del orden del 35% como se presentó en la Figura 4.9. Por esta razón, se considera que los resultados del método de moméntum tienen valores coherentes.

Sin embargo, el método de moméntum tiene muchos defectos. Ya se comentó en la Sección 3.1.2 el problema de convergencia ligado al factor de inducción, que puede resolverse utilizando una búsqueda secuencial y si es necesario revisando de manera gráfica. Este problema en efecto se presentó, y manualmente se revisaron algunos casos puntuales. De todas maneras, en general revisar manualmente no variaba demasiado los resultados, por lo que al generar las curvas no se revisaron manualmente los esquemas. A modo de ejemplo, se presenta el caso recién expuesto de la turbina de 6 álabes a 18 rpm, mostrando los resultados antes y después de revisarlos graficamente. Tal como se aprecia en la Figura 5.7, los errores del método son evidentes en los gráficos de torque disponible.



(a) Sin revisión gráfica



(b) Con revisión gráfica

Figura 5.7: Torque disponible para un álabe en función del ángulo de giro, obtenido por el método de moméntum

Los errores que se ven en la Figura 5.7 se deben a que en los puntos de discrepancia se ha escogido un factor de inducción equivocado. Sin embargo, para el programa no es trivial escoger el factor de inducción en esos casos. Como ya se mencionó, encontrar este factor se realiza al encontrar el correcto punto de intersección entre dos curvas (una del balance de moméntum y la otra de las fuerzas aerodinámicas). El principal problema entonces ocurre cuando las curvas se intersectan en más de un punto, o bien cuando el programa identifica otro punto como intersección cuando no lo es debido a que el paso escogido para recorrer a es mayor a lo necesario.

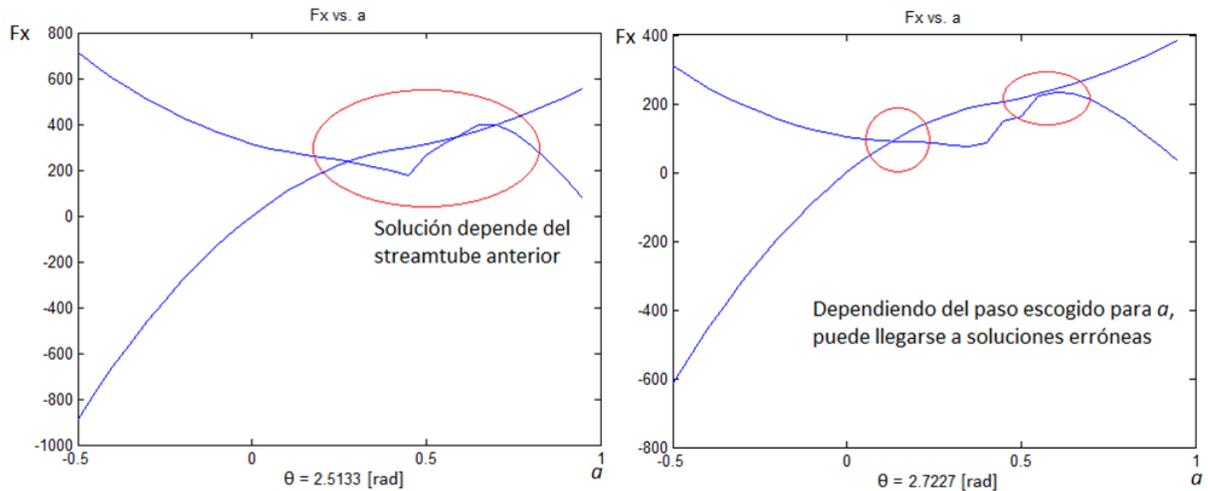


Figura 5.8: Errores típicos del modelo de moméntum

Ahora bien, cuando se tiene más de un punto de intersección la manera de escoger el punto correcto la proponen McIntosh et al. [25], y se basa en asignar estados de flujo según cómo se encuentren las curvas. Siguiendo el método propuesto por ellos, en la Figura 5.9 se

muestra la evolución de las curvas en diferentes streamtubes (descritos por el ángulo azimutal θ). La elección de un punto depende del estado en el streamtube anterior. Los estados en que puede encontrarse un punto son con su capa límite adjunta, parcialmente separada (*Partial Stall*) o separada (*Deep Stall*).

Generalmente, estos errores ocurren en la zona de $a > 0,4$ [25]. Otra consecuencia de que el factor de inducción sea alto (mayor que 0,5) es que resulta en una velocidad de estela negativa, cosa que no tiene sentido físico. Por esta razón en tales puntos posiblemente se está sobreestimando la producción de la turbina.

Además existen otras fuentes de error en el fundamento del método. En primer lugar, recordemos que sólo considera balance de momento y fuerzas aerodinámicas. Por un lado el balance realizado no introduce efectos de turbulencia, por lo que en la realidad existe energía que se está disipando y no es considerada en los cálculos.

Los balances hechos son bidimensionales, y a pesar de considerar una extensión en la tercera dimensión para la turbina GHT, no se capturan los efectos tridimensionales del flujo, cosa que McIntosh et al. [25] consideran un factor de error más. Esto podría mejorarse un poco si se cambiaran las ecuaciones del modelo y se considerara la curvatura del álabe. Pero de todas maneras, el método no es capaz de considerar, por ejemplo, los vórtices de tipo *Wingtip Vortex* mostrados en la Figura 4.30, donde ocurre una torsión de las líneas de corriente y por consecuencia de los tubos de corriente considerados para la base del modelo de momento.

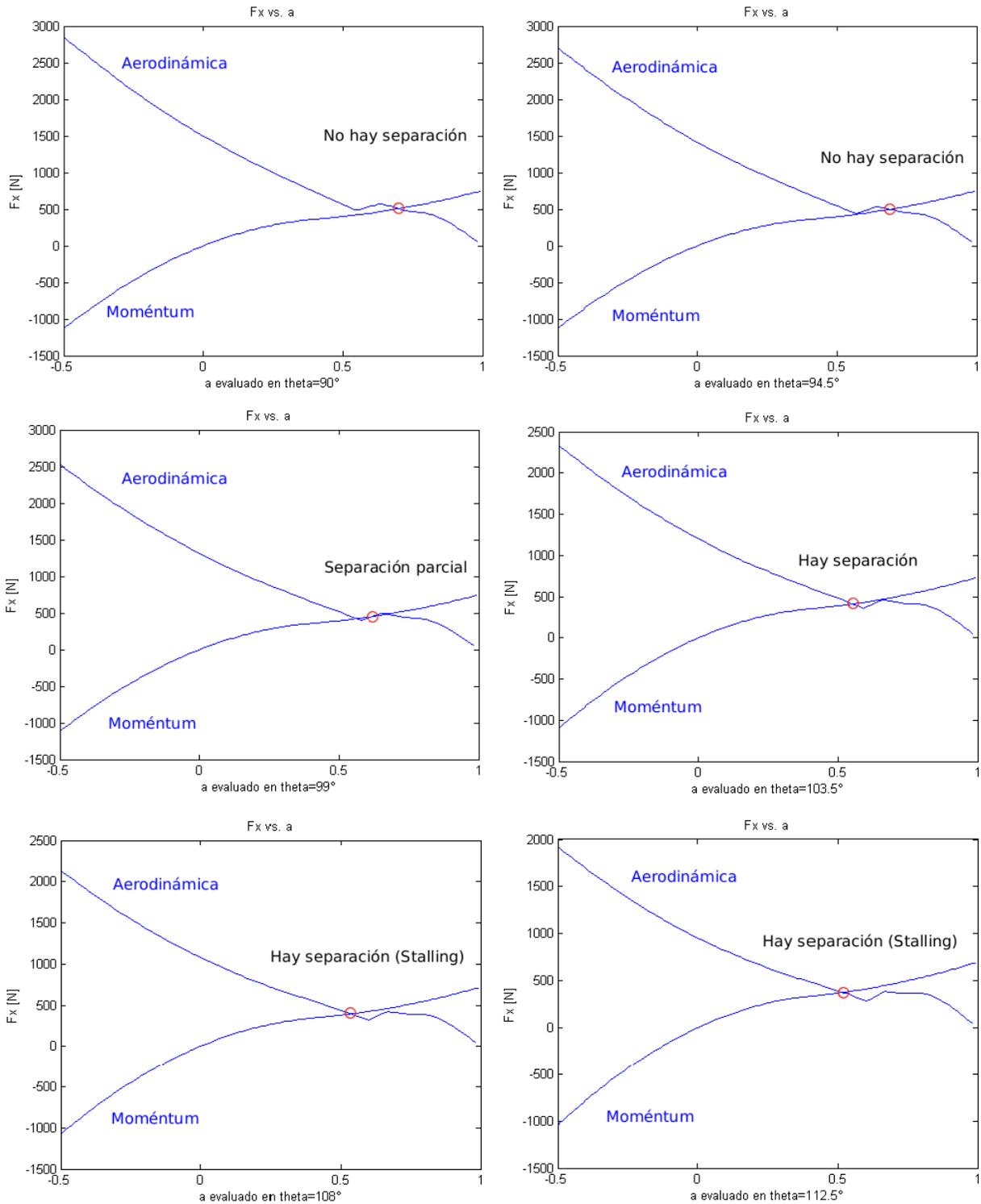


Figura 5.9: Curvas del método de moméntum para diferentes streamtubes, mostrando el estado diferenciado de la capa límite según el método propuesto por McIntosh

Estos errores podrían llevar a considerar en una próxima ocasión el desarrollo de un modelo de vórtices con la esperanza de mejorar los resultados analíticos.

Para cada configuración a velocidad angular fija existe un punto de máxima eficiencia y máximo torque, y eso está determinando por las componentes que forman el torque. Recordando las ecuaciones de los antecedentes, el torque en un *streamtube* sobre un perfil, se tenía que el torque Q_i depende de la velocidad relativa V_r y el coeficiente de fuerza tangencial C_t .

$$Q_i = \frac{1}{2} \rho V_r^2 H c C_t R$$

Tanto V_r como C_t dependen de la velocidad angular. En la Figura 5.10 se presentan las curvas, obtenidas del método de moméntum. El comportamiento de la curva para la velocidad relativa es intuitivo y puede ser explicado según con el triángulo de velocidades de la Figura 3.3, pues para ángulos θ del primer cuadrante V_r siempre crece cuando V_t aumenta por que la turbina gira más rápido. Para los del segundo cuadrante, primero V_r disminuye pero luego comienza a aumentar, luego, la suma de ambos efectos determina la forma de la curva.

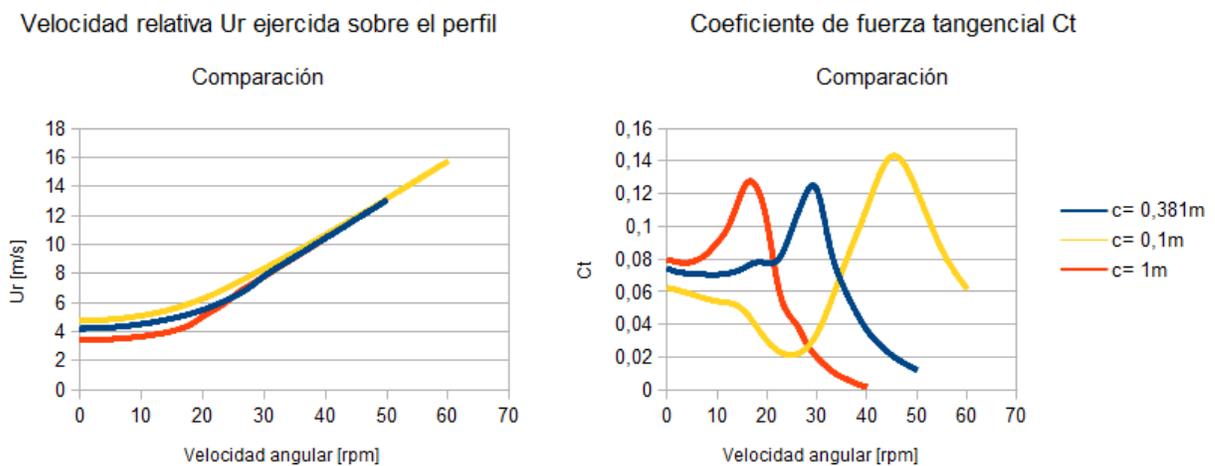


Figura 5.10: Velocidad relativa y coeficiente de fuerza tangencial según la velocidad angular

La curva del coeficiente C_t es menos intuitiva y se fundamenta en diferentes ángulos de ataque en cada caso, que son diferentes cuando cambia la cuerda del perfil. En la Figura 5.11 se muestran los gráficos de los coeficientes de fuerza tangencial y normal en función del ángulo de ataque; lo que interesa es el coeficiente tangencial. A medida que la velocidad tangencial aumenta, según las ecuaciones expresadas y de acuerdo a la Figura 3.3 donde se muestran los triángulos de velocidad, cuando la turbina rota a diferentes velocidades angulares determina diferentes velocidades tangenciales sobre cada sección del álabe. Cuando se tiene un vector de velocidad tangencial mayor, debido a una velocidad angular mayor, entonces el ángulo de ataque tiene una tendencia a disminuir. De este modo, a medida que la turbina gira más rápido el rango de ángulos de ataque con los que se encuentran los álabes es menor.

Luego, los rangos de ángulos de ataque van cambiando como se presentará en la Figura 5.12. Se puede observar que existen rangos de ángulos de ataque en los que se maximiza el C_t total, en general pequeños.

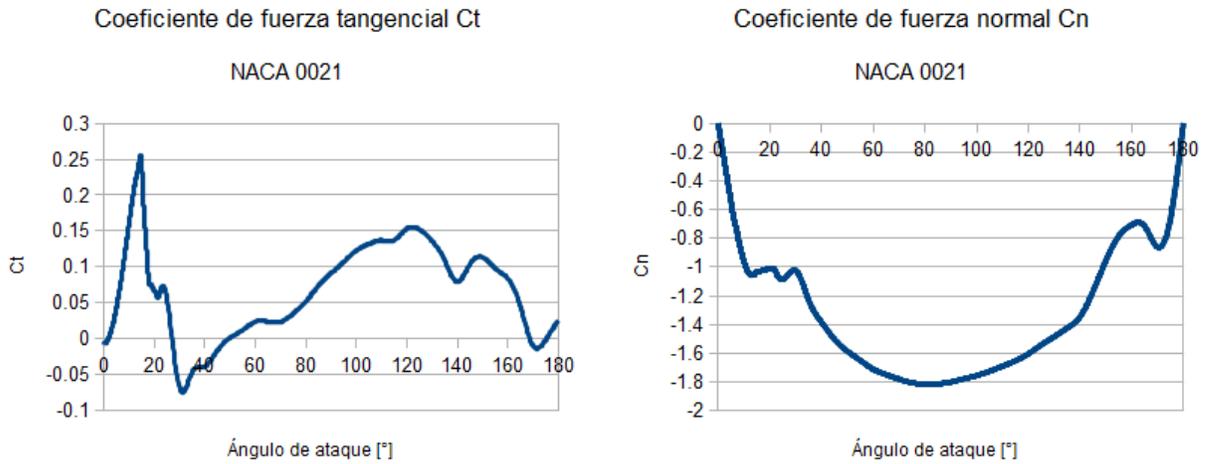


Figura 5.11: Coeficientes de fuerza tangencial y normal para el perfil NACA 0021

En las siguientes imágenes se encuentran los valores máximos y mínimos que toman los ángulos de ataque en función de la velocidad para tres configuraciones (diferentes cuerdas) de la turbina de 5 m.

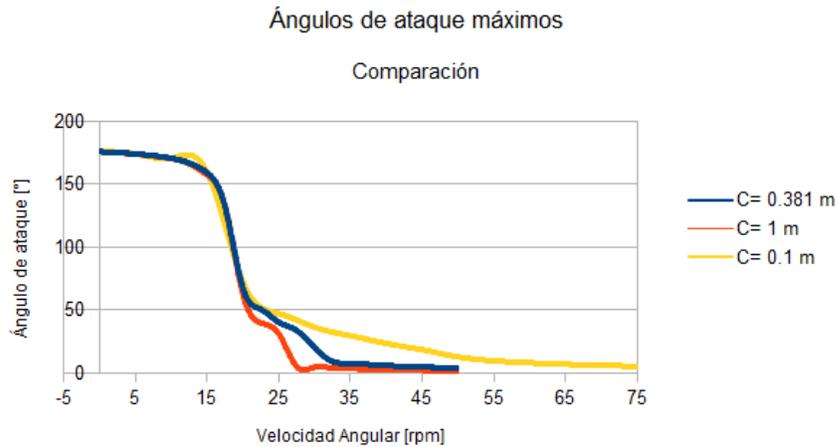


Figura 5.12: Ángulos de ataque máximos en cada turbina, según diferente tamaño de cuerda del perfil

En resumen, los modelos analíticos muestran resultados coherentes en los casos de la turbina GHT de Gorlov y la diferencia en fluctuaciones en comparación con una turbina Darrieus. Pero tiene desventajas al no considerar fenómenos tridimensionales, tener problemas de convergencia, no encontrar soluciones únicas, y no implementar modelos de *stall* dinámico.

5.3. Simulaciones

En la etapa de validación de la malla en primer lugar hay que evidenciar que las tendencias de convergencia no son tan claras en los casos estudiados. Esto es esperable considerando que se está trabajando con mallas no estructuradas, y además el rango donde se trabajó en esto fue limitado hacia casos más finos por un tema de recursos.

Hay varias cosas que se realizaron que pueden servir para escoger una estrategia mejor a futuro. Primero, utilizar la capacidad de parametrización que tiene *Ansys Workbench* al dejar como parámetros tamaños de elementos en la malla para poder generar mallas automáticamente, una tras otra. Segundo, comparar en varios casos mallas con tamaños semejantes y diferentes tipos de celdas (tetraédricas, hexaédricas, prismas, etc) de modo de observar si existen diferencias notorias entre ellas. Tercero, simplificar aún más la geometría y dividir con otra estrategia el dominio pensando en poder generar mallas de mejor calidad. Otra estrategia más sencilla sería generar pocas mallas pero dedicarse a mejorar su calidad, en búsqueda de utilizar menos tiempo.

En cuanto a la simulación, lo primero que se observa y que no cuadra con los antecedentes generales es la baja eficiencia que está teniendo este modelo de la turbina GHT. Si bien no era lo esperado, se desconocen las características que tuvo el diseñador de esta turbina en mente para su concepción. Por otro lado, en todas las publicaciones de Gorlov no se tienen todos los detalles de la configuración en la que fue probada la turbina ni tampoco de los resultados obtenidos, en cuanto a curvas de torque o eficiencia en cada caso. De acuerdo a lo que proponen Shiono et al. [20] existe un largo de perfil alar óptimo para cada configuración de turbina, sea Darreius vertical o de tipo helicoidal. En este sentido es ése el factor que podría perfeccionarse para obtener una turbina con mejores rendimientos.

Según el modelo de moméntum, esta turbina de 5 m de diámetro debe tener una eficiencia menor al modelo original de 1 m. Aquí hay varios factores que han cambiado entre un modelo y otro. En primer lugar las dimensiones de la turbina son mayores, en segundo lugar la dimensión del perfil alar es diferente, y por último se tienen 6 álabes en vez de 3 en ambos sentidos de giro de la hélice.

Cabe destacar que en la primera etapa de simulación no se tuvieron grandes problemas de convergencia ni resultados extraños o fuera de la tendencia. Se han generado curvas de torque con tendencias que son lo esperado y curvas de torque con un máximo claramente definido. Como también era esperable, estos puntos se han dado para TSR cercanos a 1.

En la segunda etapa de simulación, con el cambio de geometrías se tuvieron problemas de convergencia que obligaron a cambiar la malla un par de veces. Estas simulaciones fueron muy costosas en términos de consumo de memoria RAM.

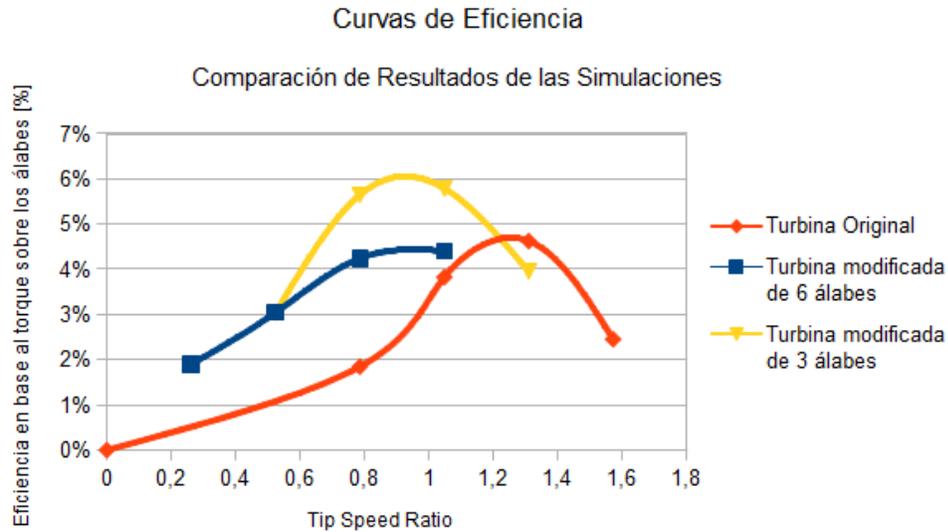


Figura 5.13: Curvas de rendimiento de las turbinas simuladas

Entre las tres turbinas simuladas, los resultados indican que la modificada de 3 álabes es la que tendría una mejor capacidad de producción energética. A simple vista, los resultados son bastante malos en términos de eficiencia. Además, contrastados con lo obtenido con el método de moméntum, son 4 o 5 veces menores.

En general, un mayor número de álabes puede influir en un menor rendimiento, producto de que se generan interferencias y por lo tanto la situación que enfrenta cada álabe está influenciada por la fluido-dinámica que dejan los demás. Lo mismo ocurre en turbinas de eje horizontal, donde se utilizan más álabes por temas de estabilidad y estructuras frente a cambios de dirección del viento.

Sobre las imágenes gráficas de la fluido-dinámica de los tres modelos evidencian diferencias en la forma de la estela principalmente. La estela resultante que pasa por la turbina es más ancha en la turbina de 3 álabes que en las otras dos, en tanto el ancho del vórtice de punta de ala (*Wingtip Vortex*) es mayor en la turbina original de 6 álabes, posiblemente afectada por la forma de la base. Entre las otras dos turbinas con la misma base, el ancho del vórtice de punta de álabe es mayor en la turbina con 3 álabes que en la de 6 álabes, lo que posiblemente está relacionado con la interferencia entre álabes. De todas maneras la magnitud de la vorticidad es similar en los 3 casos estudiados y sólo cambia levemente la forma como se dijo recién, y también la profundidad que tiene en la estela que es mayor para la turbina de 3 álabes.

Es probable que en un régimen transiente con malla deslizante, el vórtice de punta de álabe se desplace levemente oscilando en la dirección y, por que se desprenden circulaciones en diferentes posiciones según lo visto en la simulación transiente realizada en 2D. También cabe recordar que el efecto de los vórtices de punta de álabe reducen la eficiencia, y que esto puede disminuirse al colocar las turbinas apiladas una sobre otra, dando la idea de que la razón de aspecto es mayor.

5.3.1. Origen del Torque

El cálculo que el programa realiza para el torque tiene dos fuentes; el campo de presiones y el campo de esfuerzos de corte sobre la superficie de la turbina. Según esto, se puede ver qué contribución tiene cada uno en las curvas de torque resultantes en la Figura 5.14. En ella el torque originado por esfuerzos de corte está denotado por T_{visc} y el generado por el campo de presiones por T_{pres} .

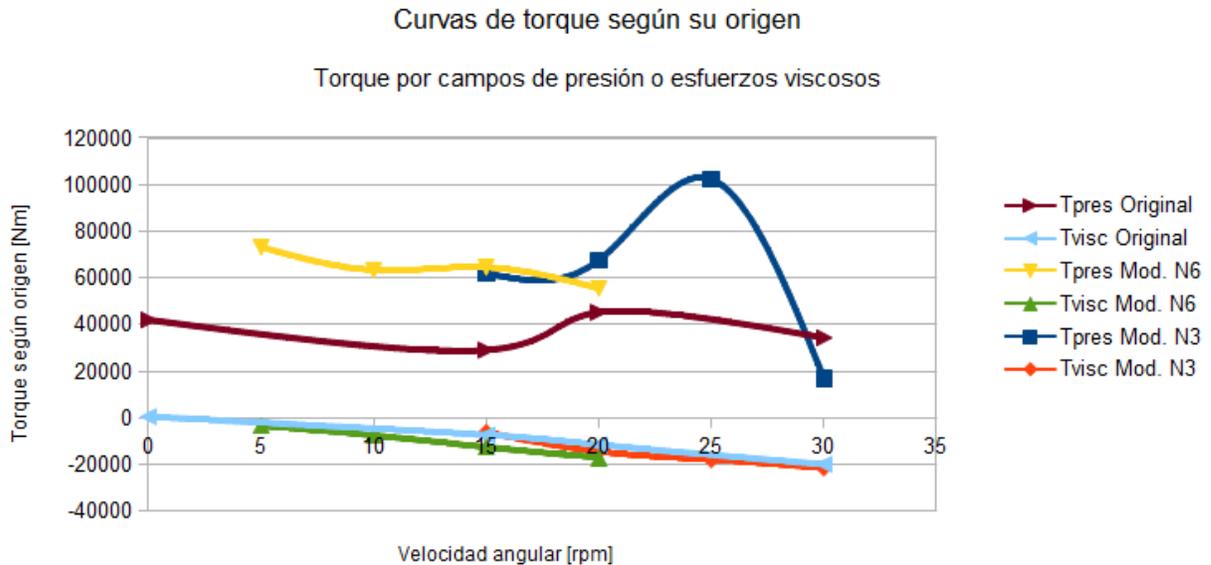


Figura 5.14: Curvas de torque según su origen para las turbinas original, modificada de 6 álabes y de 3 álabes

Salta a la vista que el torque generado por el campo de presiones es el dominante, en tanto el torque viscoso siempre es negativo y aumenta a medida que la turbina gira más rápido. Esto puede relacionarse con el estado en cada perfil aerodinámico, en términos de que la fuerza principal que genera el torque es la de sustentación o *lift*. La relación es compleja pues la velocidad de giro de la turbina modifica el ángulo de ataque y también la velocidad axial inducida determinando el estado de fuerzas en el perfil, además de que la fuerza de sustentación aumenta con el ángulo de ataque hasta que llega a su punto de *stalling*, que para un perfil NACA 0021 es cercano a los 15° . Sin embargo, se sabe que existe un punto de operación óptima.

Los esfuerzos de corte dependen de la distribución de velocidad en las cercanías de la superficie, y es claro que mientras la turbina gira más rápido de origen a un gradiente mayor y por lo tanto a mayores esfuerzos de corte. En general esto se relaciona con la fuerza de arrastre o *drag*. Para las tres turbinas la tendencia gráfica es la misma, insinuando que esto depende de la viscosidad del fluido principalmente.

5.3.2. Fuerzas sobre la Turbina

Otra característica interesante es la fuerza total ejercida sobre la turbina en cada dirección. En primer lugar, la fuerza en la dirección de la marea es siempre positiva y aumenta un poco mientras más rápido gira la turbina pues se genera un efecto de bloqueo. En la Figura 5.15 se aprecia también que hay diferencias entre las tres turbinas, donde la que recibe mayor fuerza es la que tiene una mayor solidez.

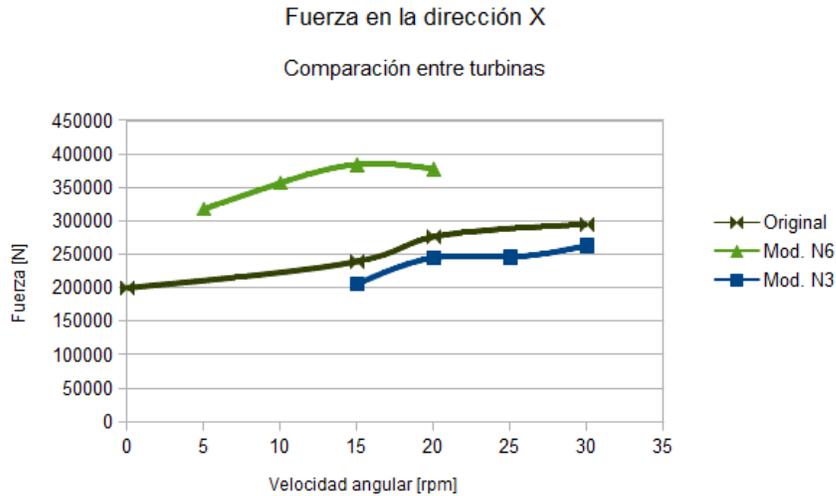


Figura 5.15: Fuerzas sobre las turbinas en la dirección x

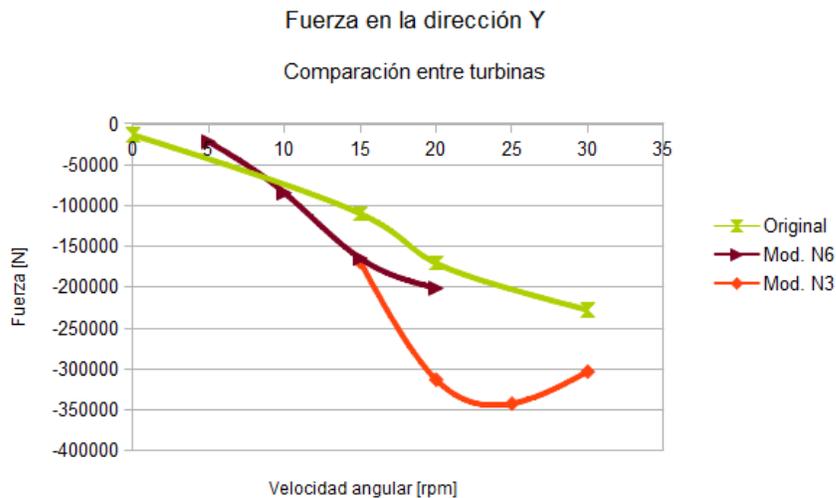


Figura 5.16: Fuerzas sobre las turbinas en la dirección y

En la dirección y, perpendicular a la dirección de la marea y al eje de la turbina, la fuerza siempre es negativa como se ve en la Figura 5.16. La explicación a esto es el efecto Magnus, donde en un flujo se ejerce fuerza sobre un cuerpo por el sólo hecho de rotar. De acuerdo a la Figura 5.17, se muestra un cuerpo cilíndrico que representaría a la turbina rotando frente a un flujo uniforme. En los extremos superior e inferior se tendrán diferentes velocidades del fluido debido a la fricción que ejerce el cuerpo, siendo la velocidad mayor abajo, en

este caso. De acuerdo al teorema de Bernoulli, la conservación de energía en una línea de corriente dice que si la velocidad disminuye en un punto, la presión local aumenta y viceversa. Luego, la presión es mayor en el punto superior y por lo tanto se genera una fuerza sobre el cuerpo en la dirección vertical. Con las coordenadas utilizadas en el trabajo resulta una fuerza en la dirección $-y$. A simple vista pareciera que el número de álabes puede determinar un comportamiento diferente, pero esa es una conclusión apresurada.

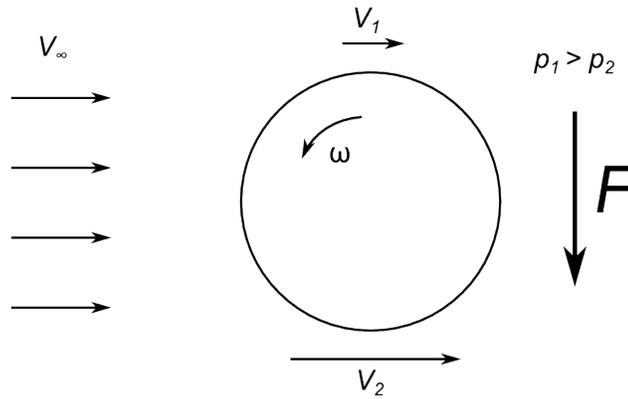


Figura 5.17: Esquema representativo del efecto Magnus

Por último en la dirección z , correspondiente al eje de rotación de la turbina, la situación no es clara. Existe una diferencia notable entre la turbina original y la modificada de 6 álabes atribuible a la fuerza ejercida sobre las diferentes geometrías de bases como se ve en la Figura 5.18.

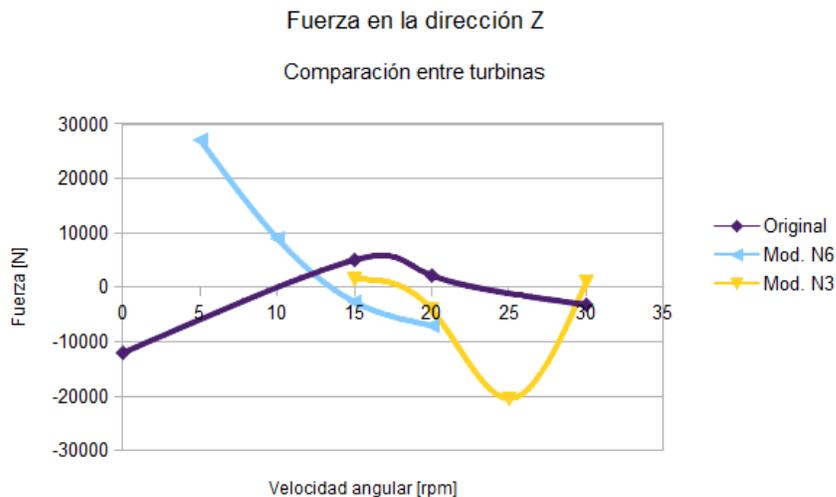


Figura 5.18: Fuerzas sobre las turbinas en la dirección z

5.3.3. Base de las Turbinas

Otro aspecto que quería compararse y que sólo puede hacerse en las simulaciones tridimensionales es la base que afirman los álabes a la estructura de la turbina. Recordemos

que en la turbina original se tenían bases con forma triangular que presentaban una mejor estructura para distribuir los esfuerzos. En cambio, en las turbinas modificadas, se optó por dibujar bases con forma de disco. En las simulaciones se obtuvieron los torques ejercidos sobre los diferentes conjuntos: álabes, base y eje. A continuación, se presenta el torque ejercido sobre las diferentes bases en las simulaciones a velocidad de marea de 5 m/s.

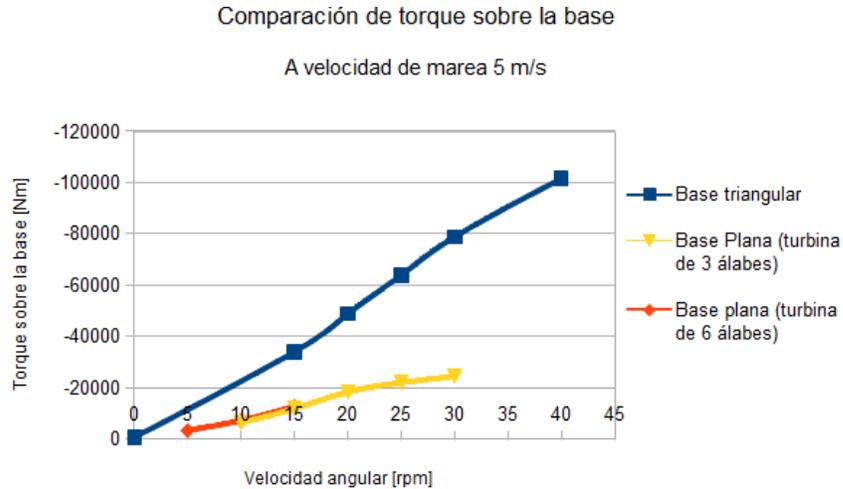


Figura 5.19: Torque sobre las diferentes bases

En términos de torque ejercido sobre las bases se nota una diferencia en la turbina original, con base triangular. Sin embargo la tendencia también indica que consume mayor torque que la de tipo plana.

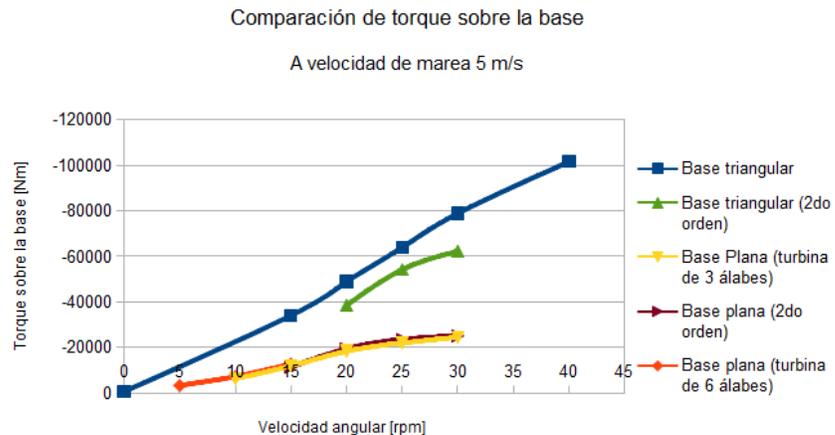


Figura 5.20: Torque sobre las diferentes bases considerando el cambio de esquema de solución

Considerando el cambio de configuración de solución de *1st order upwind* a *2nd order upwind* se ve una diferencia notoria para la base de tipo triangular. Sin embargo, sigue siendo peor en términos de generación que la de tipo plana. Es claro que en las dos turbinas modificadas la curva presenta una pendiente similar, lo que muestra cierta coherencia en los

resultados. Por otro lado, la curva de la base triangular tiene una pendiente de un poco más del doble que la de tipo plana. Es así bastante evidente que en base a estos resultados, se preferiría utilizar una base con forma de disco que una base triangular. Sin embargo, para tener una visión más amplia, sería ideal haber rotado la turbina para haber tenido otros puntos de operación de la base triangular. También se graficó la potencia que deja de consumir la turbina por contar con una u otra base.

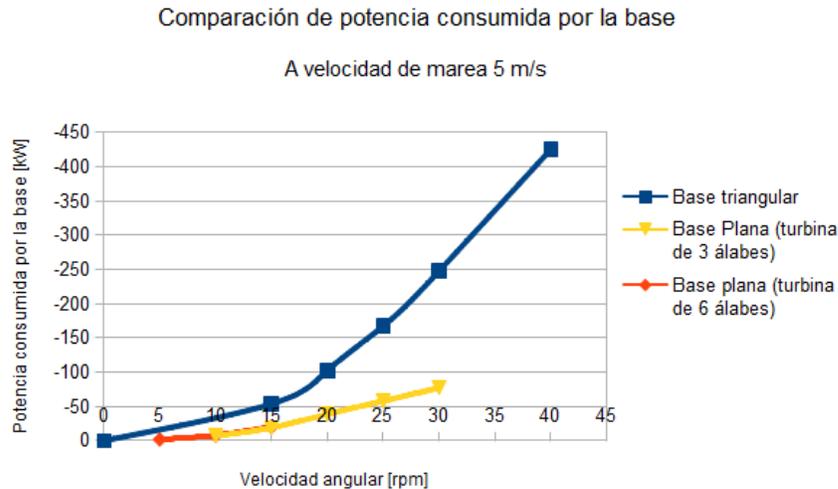


Figura 5.21: Potencia consumida por las diferentes bases

5.3.4. Cavitación

El fenómeno de cavitación consiste en la formación de burbujas de vapor en un flujo de agua debido a una disminución de la presión en un punto, alcanzando la presión necesaria para el cambio de fase. En otras máquinas como las turbinas hidráulicas convencionales o bombas centrífugas este fenómeno es común y tiene consecuencias destructivas cuando las burbujas nuclean en las superficies de los rotores.

En las simulaciones realizadas, no se incorporó el modelo de cavitación pues implica un consumo de más recursos. Sin embargo, los resultados indican que la cavitación se está dando pues se obtienen puntos en los que se calcula una presión absoluta negativa. Esto además lleva a una sobreestimación de la fuerza ejercida sobre el perfil, al tener una zona de baja presión con valores menores a los reales. A modo de ejemplo, en las imágenes de la Figura 5.24 los valores mínimos de presión en el caso de 10 rpm alcanzan los 32 kPa, y en el caso de 20 rpm los -76 kPa en la escala absoluta. Si bien el primer valor puede darse en la realidad, el segundo no puede darse en ningún caso y sólo es la solución que da el programa a falta de la implementación de un modelo de cavitación.

Tal y como se ve, para la orientación actual de la turbina la zona de cavitación probablemente sería en las cercanías del *Leading Edge* (punta frontal) del perfil mostrado, cosa que afectaría a la estructura al erosionarla.

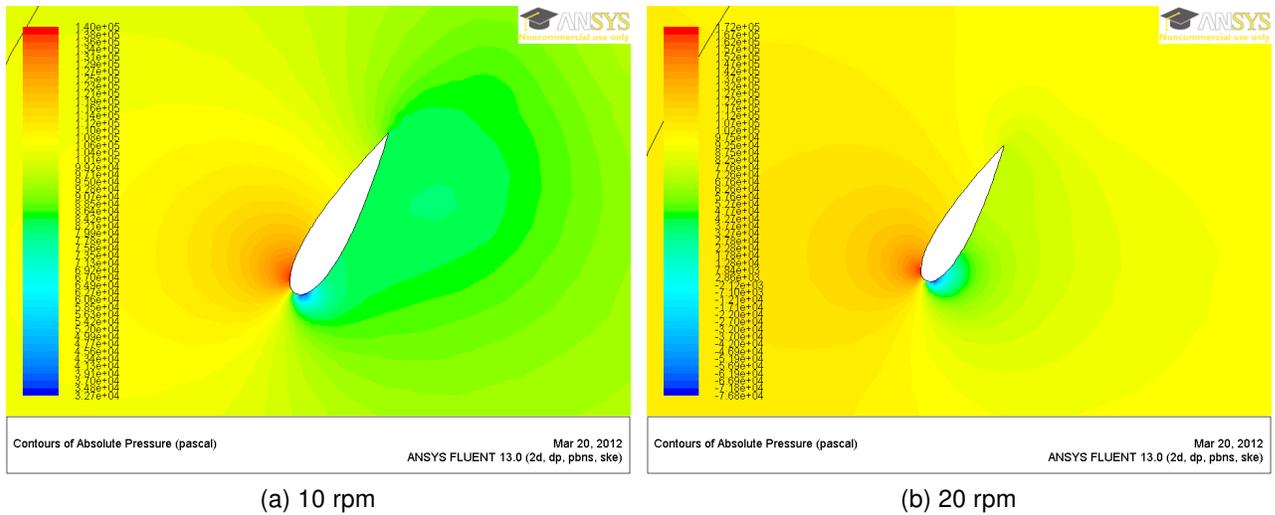


Figura 5.22: Contornos de presión en dos simulaciones 2D en régimen permanente a diferentes velocidades angulares y velocidad de marea de 5 m/s

Con la idea de cuantificar el efecto del fenómeno, se realizó una simulación en 2D que implementa el método de Singhal et al. [8]. Las consideraciones generales contemplan al fluido en régimen permanente, y se modela como una mezcla de dos fases: agua marina y vapor de agua, considerando una presión de vapor de 3,4 kPa. El método utilizado no permite utilizar salidas de tipo *Outflow*, por lo que se usó una salida de tipo *Pressure Outlet* con un valor medio obtenido de una simulación anterior. Esto no es preciso pues se está imponiendo que la presión de salida es uniforme, cosa que según las simulaciones anteriores no es cierto.

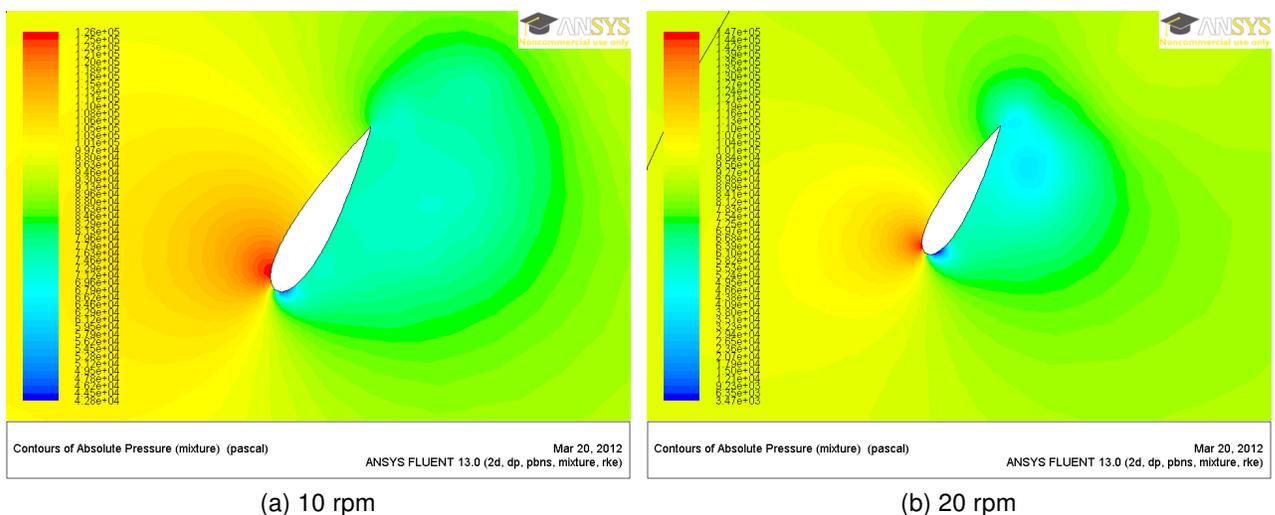


Figura 5.23: Contornos de presión en dos simulaciones 2D en régimen permanente a diferentes velocidades angulares y velocidad de marea de 5 m/s, con modelo de cavitación

El punto de operación estudiado corresponde a la turbina de dimensiones originales girando a 10 rpm, con velocidad de marea de 5 m/s. En las siguientes figuras se muestran los contornos de presión, para el estudio con del mismo punto de operación mostrado en la figura anterior.

Además, se puede ver claramente el lugar donde habrá cavitación mediante los contornos de fracción de la fase vapor, magnificados para ver los perfiles afectados en la Figura 5.24.

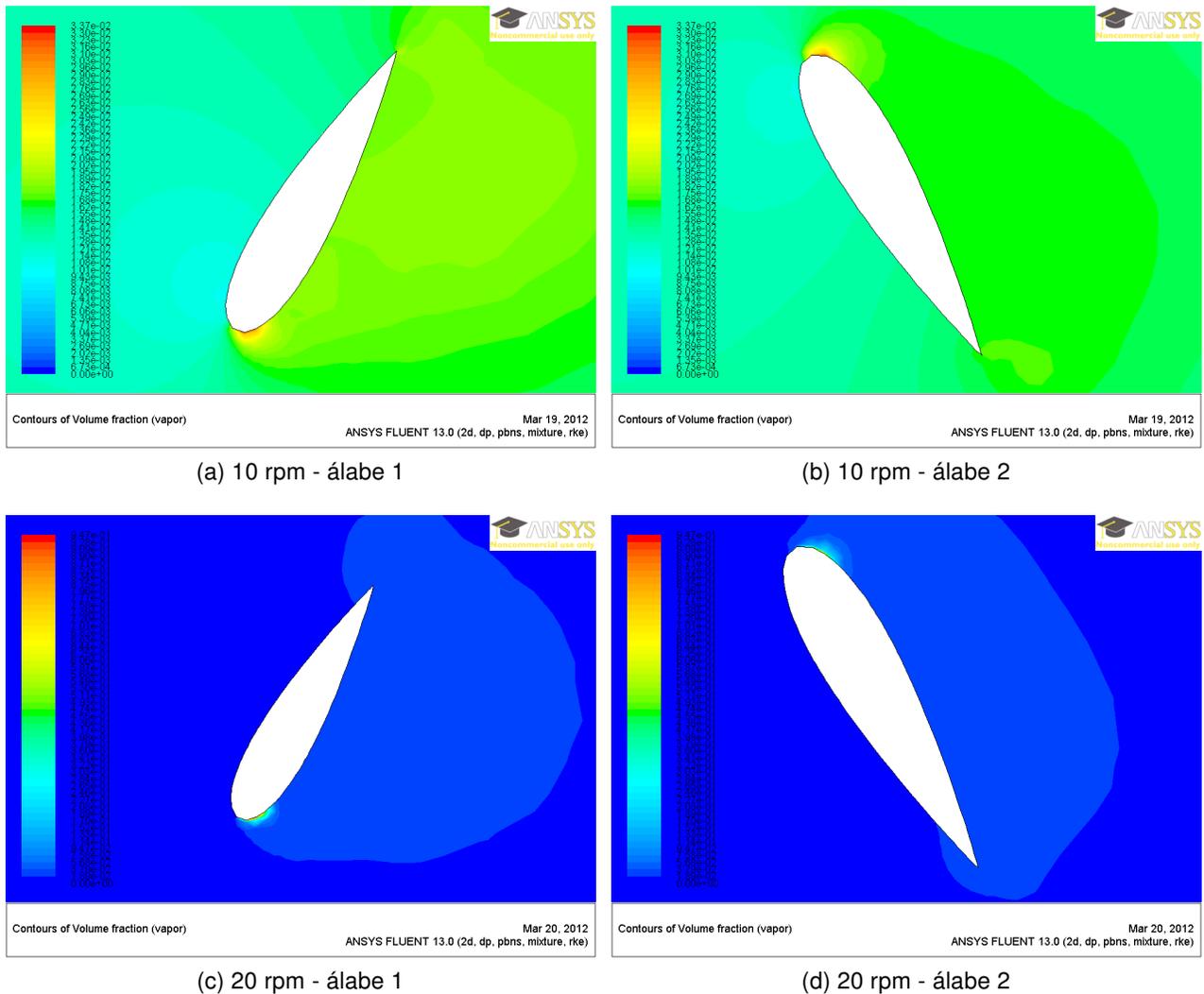


Figura 5.24: Contornos de fracción de volumen de la fase vapor en dos simulaciones 2D en régimen permanente a diferentes velocidades angulares y velocidad de marea de 5 m/s

En cuanto a los resultados de torque en ambos casos se tuvo menor torque en las simulaciones con cavitación, como era lo esperado. Ahora bien, existe una distorsión debido al tipo de condición de salida (*Pressure Outlet* con presión uniforme) que se escogió, por lo que los resultados no se pueden considerar comparables sin realizar más estudios que consideren el fenómeno de cavitación.

5.4. Análisis de Sensibilidad de las Simulaciones

Los análisis de sensibilidad realizados en 2D comprendieron la variación de 3 parámetros: el tamaño del dominio utilizado, el tamaño de elemento y el uso de un análisis transiente. Los resultados expuestos manifiestan la influencia que tienen sobre el torque obtenido.

En primer lugar, variando el tamaño de dominio, originalmente se había trabajado con un método de *First Order Upwind* con el afán de un consumo menor de recursos, pero cambiando el método a *Second Order Upwind* en algunos casos, se obtuvo otra situación. Con esos resultados, se ve una tendencia a la convergencia con dominios más grandes. La explicación a esto reside en que las condiciones de borde aplicadas a los lados y salida influyen en la fluido-dinámica cerca de la turbina, pero esa influencia disminuye a medida que tales condiciones se alejan más y más. Se puede ver también que la recomendación del software no se encuentra muy alejada de la convergencia en términos de torque.

El tema referente a los esquemas de solución manifiesta que el programa puede entregar más de una solución en un problema determinado. Esto es una de las limitantes que tienen este tipo de métodos, y la manera de escoger una buena configuración sólo se alcanza mediante análisis de sensibilidad y cuadrando resultados con datos experimentales. El problema no es trivial, y una de las razones por las que no se detectó en la etapa de validación de malla fue por la elección del caso base, a 2 rpm. Tal velocidad es baja y por lo tanto se obtienen resultados similares en ambos casos. A futuro se puede realizar un mejor caso base considerando el método de moméntum.

En segundo lugar, con respecto a la fineza de la malla, la más fina obtiene mejores resultados operacionales, llegando a alcanzar la curva propuesta por el modelo de moméntum en casos de bajo TSR. Este resultado indica que a pesar de haber hecho una etapa de validación, es probable que se necesitara una malla aún más fina. En la práctica no se habría podido trabajar con tal malla por el límite de recursos computacionales.

En tercer lugar, los análisis en base al uso de régimen transiente indican que las principales diferencias son de la forma de la estela en la zona de salida debido al desprendimiento de vórtices. La fluido-dinámica en las cercanías de los perfiles es similar en régimen permanente y en régimen transiente sin malla deslizante, por lo que se obtienen resultados similares. Sin embargo, en régimen transiente con malla deslizante la situación no es exactamente la misma, teniendo a la vista ángulos de ataque diferentes. De todas maneras, el resultado en torque no es muy diferente.

Por lo tanto, se cree que el uso del estudio en régimen permanente es aconsejable para ahorrar tiempo, pero debe recordarse que no se está representando bien la fluido-dinámica del problema. La gran ventaja que presenta el régimen transiente es poder analizar las fluctuaciones de torque y el efecto de interferencia debido al desprendimiento de vórtices. Tal como se ve en el gráfico de la Figura 4.60, la variación del torque que tiene cierta periodicidad y cambios en la amplitud, cosa que depende del número de álabes que se utilicen. De manera análoga a las turbinas de eje horizontal, un mayor número de álabes determina que existan interferencias entre ellos.

Por último, en los casos que se corrieron nuevamente con un método de solución de

la ecuación de momento de segundo orden para la turbina modificada de 3 álabes en 3D, se aprecia la diferencia y cómo ésta determina puntos de mejor eficiencia. Los diferentes resultados entregados se deben a factores como una malla relativamente gruesa, y también que existan zonas donde haya grandes gradientes en la dirección perpendicular al flujo, cosa que se da en ciertas zonas de la turbina a ciertas velocidades. Sin embargo, el uso de un esquema de segundo orden consume más recursos, tomando aproximadamente el doble de tiempo de simulación que el uso de un esquema de primer orden.

Capítulo 6

Conclusiones y Recomendaciones

A partir de la experiencia adquirida durante el transcurso del trabajo y contando con los resultados y sus análisis, se presentan a continuación conclusiones y recomendaciones derivadas de esta memoria.

6.1. Conclusiones

El objetivo principal en esta memoria consistía en obtener resultados de funcionamiento de la turbina helicoidal propuesta por MaBeCon [4]. Para ello el análisis abarcó simulaciones en Ansys FLUENT y la implementación de un método analítico. A grandes rasgos, los resultados obtenidos indican que en la turbina estudiada se espera una eficiencia máxima entre un 12% y un 19%, es decir una potencia del orden de 250 kW.

Además del modelo de turbina propuesto se realizaron análisis para otras configuraciones 3D, donde se cambió la cuerda del perfil aerodinámico y también el número de álabes, teniendo una turbina de 6 álabes más anchos y otra de 3 álabes. El origen de este cambio tiene relación con lo presentado por Shiono et al. [20] donde se propone que existe un tamaño de perfil que optimiza cada configuración. Ambos métodos de análisis coinciden en que la turbina con mejor eficiencia es el modelo original propuesto por MaBeCon.

Para la simulación se llevó a cabo una etapa de validación de malla 3D que no fue simple debido a la complejidad de la geometría estudiada. Se realizaron series de simulaciones 3D para los tres modelos estudiados, con los que se obtuvieron curvas de torque y eficiencia. Se realizaron simulaciones a modo de análisis de sensibilidad 2D sobre factores como el tamaño del dominio utilizado, una mayor fineza de la malla y el uso de régimen permanente o transiente.

En las simulaciones CFD hubo un factor que determinó diferencias entre los resultados entregados, el cual es el orden del esquema de solución, cosa que fue descubierta en análisis de sensibilidad 2D. Sin embargo, este factor no afectó a todos los casos estudiados en 2D, por lo que no se puede generalizar que sea aplicable a todos los problemas. Esto fue considerado

nuevamente en una simulación 3D aplicada a la turbina original y la turbina modificada de 3 álabes, donde se pudo ver que efectivamente se obtenían mejores resultados en términos de eficiencia, teniendo inicialmente resultados del orden del 5% y posteriormente del orden del 12%.

Se implementó un método analítico básico y un modelo de momento basado en el método propuesto por Strickland [24]. Estos métodos tienen como base un cálculo aerodinámico de fuerzas sobre los álabes y también un balance de momento lineal en un volumen de control. Las modificaciones que se consideraron en el modelo de momento permiten la convergencia del método en este caso y además consideran la geometría helicoidal de la turbina.

Los métodos analíticos y simulaciones muestran cierta coherencia que mejora con una determinada configuración para resolver el problema en la simulación. Los análisis de sensibilidad manifiestan que el programa no entrega como resultado una única solución, y que eso depende de los métodos de discretización de ciertas ecuaciones (de momento en este caso). Las diferencias entre los métodos se reflejan en diferentes velocidades sobre los perfiles aerodinámicos.

Dentro de los antecedentes para la turbina se tenían los datos experimentales medidos por Gorlov en una turbina más pequeña [15], alcanzando un 35%. También se tenía el antecedente de la turbina Kobold [5] que, si bien no es de tipo helicoidal, tiene dimensiones similares al caso estudiado y tiene eficiencias de 23%. Una diferencia esencial entre la turbina estudiada y la original de Gorlov es el número de Reynolds medido en relación con la cuerda del álabe, y que se acerca más a la situación de la turbina Kobold debido a las dimensiones principales.

6.2. Recomendaciones

Durante el trabajo realizado hubo muchas lecciones aprendidas. En primer lugar se podrían haber obtenido mejores resultados con una metodología diferente. Para ello, se recomendaría comenzar con una etapa de análisis de sensibilidad 2D como la realizada, pudiendo también probar las variables que no se consideraron. Ya con eso determinado y viendo si existen restricciones de recursos computacionales, pasar al problema 3D.

En CFD existen muchas variables para realizar análisis de sensibilidad, contando entre ello lo estudiado: tamaño de dominio, tamaño de elemento en la malla, configuración de resolución de ecuaciones, régimen de solución del problema (permanente o transiente). Además están otros, como el modelo de turbulencia y los esquemas de solución de las ecuaciones. Se recomienda contar desde un principio con un resultado de referencia, luego realizar estos análisis y en base a ellos escoger la configuración que entregue soluciones similares a lo que ocurre en la realidad.

Otro aspecto que no fue considerado en las simulaciones es la cavitación. Como fue comentado, se realizó un caso 2D para evidenciar que si se implementa arroja existencia de cavitación, pero la configuración no fue precisa. Además, se considera que el no implementar

un modelo de cavitación puede sobreestimar la producción de la turbina, y por lo tanto en un estudio más detallado debería realizarse, a expensas de un mayor consumo de recursos computacionales y tiempo. Se recomienda también realizar un estudio completo en régimen transiente debido a diferencias observadas en la fluidodinámica de la turbina.

Los análisis de sensibilidad en 2D manifestaron que una malla más fina es capaz de acercarse más a los resultados del modelo de moméntum, y por lo tanto el trabajo en 3D sólo puede entregar resultados similares a los predichos si se cuenta con más recursos computacionales y tiempo para llevar a cabo las simulaciones con esquemas de solución que toman más tiempo.

El método de moméntum de Strickland modificado que se ha implementado consume pocos recursos y es relativamente fácil de programar. Con él se han obtenido resultados coherentes, sin embargo, se cree que los resultados pueden mejorar si el método gráfico de McIntosh et al. [25] es programado con éxito.

Pensando en trabajos futuros, se pueden estudiar otras variaciones de geometría de la turbina, pudiendo tener un diámetro diferente, otro número de álabes, o revolución de giro de los mismos. También puede variarse el perfil aerodinámico utilizado, que en general son perfiles simétricos. Otro análisis interesante sería estudiar la forma que debe tener la base para poder contribuir a la generación de potencia.

Bibliografía

- [1] Palma R., Jiménez G. y Alarcón I. Las energías renovables no convencionales en el mercado eléctrico chileno. 2009.
- [2] World Energy Council. 2010 Survey of energy resources. *Energy Conversion*, 20th edition(33):618, 2010.
- [3] Gorlov A. Helical turbine and fish safety. 2010.
- [4] 560 MW Tidal power plant at Chacao Channel, Chile. Preliminary feasibility assesment. *MaBeCon*, 2011.
- [5] Guittet L., Kusulja M. y Maitre T. Setting up of an experiment to test vertical axis water turbines. *System*, pages 1–7, 2003.
- [6] Blazek J. *Computational fluid dynamics: principles and applications*. RefereX Engineering. Elsevier, 2005.
- [7] Peyret R. *Handbook of computational fluid mechanics*. Academic Press, 1999.
- [8] Ansys Inc. Ansys Help. Guía de ayuda para el usuario del programa Ansys, 2011.
- [9] Hansen M. *Aerodynamics of Wind Turbines*. Earthscan, 2008.
- [10] Drela M. Programa XFOIL. Publicado bajo licencia GPL.
- [11] Sheldahl R. y Klimas P. Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbines. *Seven*, SAND80-211(4):118, 1981.
- [12] Wächter M. Schematic diagramm of lift under static and dynamic changes in the angle of attack.
- [13] Beri H. y Yao Y. Double multiple stream tube model and numerical analysis of vertical axis wind turbine. *Energy and Power Engineering*, 3:262–270, 2011.
- [14] Gorban A., Gorlov A. y Silantyev V. Limits of the turbine efficiency for free fluid flow. *Journal of Energy Resources Technology*, 123(4):311, 2001.
- [15] Gorlov A. The helical turbine and its application for hydropower without dams. *Annual ASME Congress*, 2002.

- [16] Gorlov A. Development of the helical reaction hydraulic turbine. *Final Technical Report*, 1998.
- [17] Li Y. y Calisal S. Three-dimensional effects and arm effects on modeling a vertical axis tidal current turbine. *Renewable Energy*, 35(10):2325–2334, 2010.
- [18] Antheaume S., Maitre T. y Achard J. Hydraulic darrieus turbines efficiency for free fluid flow conditions versus power farms conditions. *Renewable Energy*, 33(10):2186–2198, 2008.
- [19] Bryden I., Grinsted T. y Melville G. Assessing the potential of a simple tidal channel to deliver useful energy. *Applied Ocean Research*, 26(5):198–204, 2004.
- [20] Shiono M., Suzuki K. y Kiho S. Output characteristics of darrieus water turbine with helical blades for tidal current generations. *Proceedings of The Twelfth 2002 International Offshore and Polar Engineering Conference*, 3:859–864, 2002.
- [21] Castro L., Cáceres M., Silva N., Muñoz M., León R., Landaeta M. y Soto-Mendoza S. Short-term variations in mesozooplankton, ichthyoplankton, and nutrients associated with semi-diurnal tides in a patagonian gulf. *Continental Shelf Research*, 31(3-4):282–292, 2011.
- [22] Realizado por la consultora Garrad Hassan para el Banco Interamericano de Desarrollo. Preliminary site selection - Chilean marine energy resources. 2009.
- [23] Cáceres M. Observations of cross-channel structure of flow in an energetic tidal channel. *Journal of Geophysical Research*, 108(C4):1–10, 2003.
- [24] Strickland J. The Darrieus turbine: A performance prediction model using multiple streamtubes. *Sandia National Laboratories Report SAND*, 75(SAND75-0431), 1975.
- [25] Babinsky H. y Bertényi T. McIntosh S. Convergence failure and stall hysteresis in actuator-disk momentum models applied to vertical axis wind turbines. *Journal of Solar Energy Engineering*, 131(3):034502, 2009.
- [26] Servicio Hidrográfico y Oceanográfico de la Armada. Base de datos en línea, centro nacional de datos hidrográficos y oceanográficos de Chile, 2011.
- [27] Bleninger T. Seawater density viscosity calculator - brinedis project, 2010.
- [28] TIMETRIC. Atmospheric pressure at puerto montt, Chile - scte. April 2009 to April 2011.
- [29] Laising C. Fiberglass composite roughness flatness with 3d metrology, 2010.
- [30] Raciti M. y Benini E. Effect of blade inclination angle on a darrieus wind turbine. *Journal of Turbomachinery*, 134(3):031016, 2012.
- [31] Denton J. D. *Some Limitations of Turbomachinery CFD*, pages 1–11. Number GT2010-22540. 2010.

Anexo A

Modelo Analítico Básico

A.1. Modelo Analítico Básico 1

A continuación se muestra el código de un programa ejemplo. En este caso corresponde al de velocidad de fluido 5 m/s y perfil NACA 0021. Se recuerda que este programa considera que la velocidad incidente sobre el perfil es la velocidad de marea y no se toma en cuenta la rotación de la turbina. Este primer modelo reproduce la geometría de una turbina de tipo Darrieus.

```
%Estudio Básico de momento 2D*H para turbina detenida
function momentobasico_0021_v5

U_inf=5; %Velocidad inicial del flujo en m/s
rho=1024.3; %Densidad del agua de mar en kg/m3
c=0.381; %Cuerda del perfil alar de los álabes en m
R=2.5; %Radio de la turbina en m
deltaH=5.76; %Altura de la turbina
theta_Ti=[];

for theta1=0:1:359
    theta=theta1*pi/180;
        C_L=0; %Coeficiente de sustentación
        C_D=0; %Coeficiente de arrastre
        C_t=0; %Coeficiente de fuerza tangencial
        C_n=0; %Coeficiente de fuerza normal

        %Importar datos de CL y CD desde un archivo
        file=importdata('naca0021v5.txt');
        CDL=file.data;
        Alfas=CDL(:,1)*pi/180;
        CD=CDL(:,2);
        CL=CDL(:,3);
        alfa=theta;
```

```

        C_L=interp1(Alfas,CL,alfa); %Interpolar CL y CD desde los valores
            tabulados
        C_D=interp1(Alfas,CD,alfa);

        C_n=C_L*cos(alfa)+C_D*sin(alfa); %Cálculo de CN y CT
        C_t=C_L*sin(alfa)-C_D*cos(alfa);

        Ti=0.5*rho*U_inf^2*deltaH*c*R*C_t; %Cálculo de torque

        theta_Ti=[theta_Ti;theta Ti]; %Almacenar resultados
end

deltatheta=60; %Diferencia angular entre álabes
theta_TT=[];

for theta2=0:1:59
    TT=theta_Ti(theta2+1,2)+theta_Ti(theta2+deltatheta+1,2)
        +theta_Ti(theta2+2*deltatheta+1,2)+theta_Ti(1+theta2+3*deltatheta,2)
        +theta_Ti(1+theta2+4*deltatheta,2)+theta_Ti(1+theta2+5*deltatheta,2);

    theta_TT=[theta_TT;theta2 TT];
end

vtheta=theta_Ti(:,1)*180/pi;
vTi=theta_Ti(:,2);

figure
set(gcf,'Position',[0 0 800 300])

subplot(1,2,1)
plot(vtheta,vTi)
title('Torque posible vs Theta');
xlabel('Ángulo azimutal Theta [°]');
ylabel('Torque sobre el presunto álabe [Nm]');

vtheta2=theta\TT(:,1);
vTT=theta_TT(:,2);
Tmin=min(vTT)
Tmax=max(vTT)
Tmean=mean(vTT)
DeltaTmax=max(vTT)-min(vTT)

subplot(1,2,2)
plot(vtheta2,vTT)
title('Torque Total vs Theta');
xlabel('Ángulo azimutal Theta [°]');
ylabel('Torque Total [Nm]');

```

A.2. Modelo Analítico Básico 2

A continuación se muestra el código de un programa ejemplo. En este caso corresponde al de velocidad de fluido 5 m/s y perfil NACA 0021. Este modelo reproduce la geometría de una turbina GHT, interpolando el torque de diferente manera en cada paso de altura de la turbina.

```
%Estudio Básico de momento 2D*H para turbina detenida
function momentobasicocurvado_0021_v5(n)

%n es el número de tramos verticales para discretizar
H=5.76; %Altura del álabes en m
TTs=zeros(60,1);
Thetas=[0:1:59]';
deltah=H/n;
theta_Ti=torquevsttheta(deltah);
h=deltah;

for h=0:deltah:5.76
    TT_h=momentosegunh_0018_v5(h,theta_Ti);
    TTs=TTs+TT_h;
end

TTmin=min(TTs)
TTmax=max(TTs)
TTmean=mean(TTs)
DeltaTTmax=TTmax-TTmin

figure
set(gcf,'Position',[0 0 400 300])
plot(Thetas,TTs)
title('Torque Total en toda la turbina vs Theta');
xlabel('Ángulo azimutal Theta [deg]');
ylabel('Torque Total [Nm]');

function vTT=momentosegunh_0018_v5(h,theta_Ti)

U_inf=5; %Velocidad inicial del flujo en m/s
rho=1024.3; %Densidad del agua de mar en kg/m3
c=0.381; %Cuerda del perfil alar de los álabes en m
R=2.5; %Radio de la turbina en m
H=5.76; %Altura del álabes en m

deltateta1=h/H*(2*pi/3); %Diferencias angulares entre álabes
deltateta2=2*pi/3-deltateta1;
teta1=-deltateta1/2;

theta_TT_h=[];
vtheta=theta_Ti(:,1);
```

```

vTi=theta_Ti(:,2);

for theta2=0:1:59
    theta3=theta2*pi/180;
    T1=interp1(vtheta,vTi,mod(theta3+teta1,2*pi)); %Cálculo de torque para cada
        álabe
    if isnan(T1)==1
        T1=0;
    end
    T2=interp1(vtheta,vTi,mod(theta3+teta1+deltateta1,2*pi));
    T3=interp1(vtheta,vTi,mod(theta3+teta1+deltateta1+deltateta2,2*pi));
    T4=interp1(vtheta,vTi,mod(theta3+teta1+deltateta1*2+deltateta2,2*pi));
    T5=interp1(vtheta,vTi,mod(theta3+teta1+deltateta1*2+deltateta2*2,2*pi));
    T6=interp1(vtheta,vTi,mod(theta3+teta1+deltateta1*3+deltateta2*2,2*pi));
    if isnan(T6)==1
        T6=0;
    end
    TT=T1+T2+T3+T4+T5+T6; %Torque Total
    theta_TT_h=[theta_TT_h;theta2 TT h]; %Almacenar datos en matriz
end

```

```

vtheta2=theta_TT_h(:,1);
vTT=theta_TT_h(:,2);

```

```

function theta_Ti=torquevsttheta(deltah)
U_inf=5; %Velocidad inicial del flujo en m/s
rho=1024.3; %Densidad del agua de mar en kg/m3
c=0.381; %Cuerda del perfil alar de los álabes en m
R=2.5; %Radio de la turbina en m
H=5.76; %Altura del álabe en m

theta_Ti=[];
for theta1=0:0.1:359
    theta=theta1*pi/180;
        C_L=0; %Coeficiente de sustentación
        C_D=0; %Coeficiente de arrastre
        C_t=0; %Coeficiente de fuerza tangencial
        C_n=0; %Coeficiente de fuerza normal

        %Importar datos de CL y CD desde un archivo
        file=importdata('naca0021v5.txt');
        CDL=file.data;
        Alfas=CDL(:,1)*pi/180;
        CD=CDL(:,2);
        CL=CDL(:,3);
        alfa=theta;
        C_L=interp1(Alfas,CL,alfa); %Interpolar CL y CD desde los valores
            tabulados
        C_D=interp1(Alfas,CD,alfa);

```

```

        C_n=C_L*cos(alfa)+C_D*sin(alfa);
        C_t=C_L*sin(alfa)-C_D*cos(alfa);
    Ti=0.5*rho*U_inf^2*deltah*c*R*C_t; %Cálculo del torque en cada punto
    theta_Ti=[theta_Ti;theta Ti]; %Almacenamiento de todos los puntos en una matriz
end

vtheta=theta_Ti(:,1);
vTi=theta_Ti(:,2);

```

Anexo B

Modelo de Moméntum

En los siguientes programas se ha implementado el modelo de moméntum de Strickland en la búsqueda secuencial del factor de inducción. El programa *omegafijoght.m* realiza el cálculo completo del modelo para una única velocidad de giro, en tanto el *varght.m* llama al programa anterior para generar una curva de eficiencia en función del *Tip Speed Ratio* y de manera paralela entregar los datos tabulador de las curvas de torque.

B.1. varght.m

```
%Método de streamtubes múltiples de Strickland
%A continuación se varían los parámetros generales de la turbina para
%obtener las curvas de torque y eficiencia

%Parámetros Generales se colocan dentro del programa
NACA='NACA 0021'; %Nombre del perfil puede ser 'NACA 0012','NACA 0015','NACA 0018'
           o 'NACA 0021'
c=0.1524; %Cuerda del perfil en m
D=1.016; %Diámetro de la turbina en m
H=2.54; %Altura de la turbina en m
N=3; %Número de álabes sólo puede ser 3 o 6
rho=1024.3; %Densidad del fluido en kg/m^3
mu=0.001278; %Viscosidad cinemática del fluido en Pa s
V_inf=1.6; %Velocidad de la marea en m/s
omegamin=0; %Velocidad angular mínima en rpm
omegamax=100; %Velocidad angular máxima en rpm

Nomega=50; %Número de diferentes omega a simular
domega=abs(omegamax-omegamin)/Nomega; %Delta omega entre cálculos
global eta_tsr_TT %Matriz que guarda datos de eficiencia vs TSR y torque vs omega
eta_tsr_TT=[];

%Iteraciones para cada velocidad angular
```

```

for omega=omegamin:domega:omegamax
    eta_tsr_TT=[eta_tsr_TT; omegafijoght(NACA,c,D,H,N,rho,mu,V_inf,omega) omega];
end

%Gráfico de resultados de eficiencia
eta_tsr=[eta_tsr_TT(:,1) eta_tsr_TT(:,2)];
plot(eta_tsr(:,2),eta_tsr(:,1)*100)
title('Eficiencia vs. TSR')
xlabel('Tip Speed Ratio')
ylabel('Eficiencia [%]')

%Obtención de parámetros óptimos
etaopt=max(eta_tsr(:,1)) %Eficiencia máxima
Pw=0.5*rho*D*H*V_inf^3; %Potencia disponible
Popt=etaopt*Pw; %Potencia obtenida máxima

```

B.2. omegafijoght.m

```

function eta_tsr_TT=omegafijoght(NACA,c,D,H,N,rho,mu,V_inf,omega)
%Método de streamtubes múltiples de Strickland
%Aplicado a una turbina GHT de 6 álabes y doble sentido helicoidal
nh=40; %Número de separaciones verticales para la discretización de las hélices
deltah=H/nh; %Delta de altura en m
eta_tsr_TT=performaceh(NACA,c,D,H,N,rho,mu,V_inf,omega,deltah); %Llamado a la
    función que calcula

function eta_tsr_TT=performaceh(NACA,c,D,H,N,rho,mu,V_inf,omega,deltah)
omega=omega*2*pi/60; %Velocidad angular a rad/s
R=D/2; %Radio de la turbina en m
TSR=R*omega/V_inf; %Tip Speed Ratio
Nstreamtubes=30; %Número de streamtubes a utilizar

%Lectura de los coeficientes aerodinámicos según el perfil escogido
if strcmp(NACA,'NACA 0012')==1
    file=importdata('0012cd.txt');
    ALFAS=file(:,1);
    CD=file(:,2:7);
    file=importdata('0012cl.txt');
    CL=file(:,2:7);
    RE=[160000 360000 700000 1000000 2000000 5000000]';
else if strcmp(NACA,'NACA 0015')==1
    file=importdata('0015cd.txt');
    ALFAS=file(:,1);
    CD=file(:,2:9);
    file=importdata('0015cl.txt');
    CL=file(:,2:9);
    RE=[80000 160000 360000 700000 1000000 2000000 5000000 10000000];
else if strcmp(NACA,'NACA 0018')==1

```

```

        file=importdata('0018cd.txt');
        ALFAS=file(:,1);
        CD=file(:,2:9);
        file=importdata('0018cl.txt');
        CL=file(:,2:9);
        RE=[40000 80000 160000 360000 700000 1000000 2000000 5000000];
    else %NACA 0021
        file=importdata('0021cd.txt');
        ALFAS=file(:,1);
        CD=file(:,2:9);
        file=importdata('0021cl.txt');
        CL=file(:,2:9);
        RE=[40000 80000 160000 360000 700000 1000000 2000000 5000000];
    end
end
end
TIAALFATHETA=[];

Pw=0.5*rho*D*H*V_inf^3; %Potencia disponible del fluido

%Iteraciones para recorrer theta y por lo tanto los streamtubes
deltatheta=pi/Nstreamtubes; %Delta angular de cada streamtube
%deltatheta=pi/90;
global UVTIAALFATHETA
UVTIAALFATHETA=[];

for theta=0:deltatheta:pi
    %Llamado a la función que calcula el torque en cada streamtube
    u_V1_Ti_a_alfa=torqueentubo(V_inf,TSR,c,deltah,theta,deltatheta,ALFAS,CD,CL,RE,rho,mu,R,N)
    UVTIAALFATHETA=[UVTIAALFATHETA;u_V1_Ti_a_alfa theta];
end

theta_Ti=[UVTIAALFATHETA(:,6) UVTIAALFATHETA(:,3)];

%Para la GHT
TTs=zeros(181,1);
Thetas=[];
for h=0:deltah:5.76
    if N==3
        theta_TT_h=momentosegunh3(h,theta_Ti,H); %Entrega torque total en cada
            altura en función de theta
    end
    if N==6
        theta_TT_h=momentosegunh(h,theta_Ti,H);
    end
    TT_h=theta_TT_h(:,2); %Vector de torque para cierto h
%    size(TT_h)
    TTs=TTs+TT_h; %Suma de todos los vectores de torque, obteniendo finalmente un
        vector de torques totales en función de theta
end

```

```

Thetas=theta_TT_h(:,1); %Vector de theta

%Parámetros generales en caso de que se quieran consultar
TTmin=min(TTs);
TTmax=max(TTs);
TTmean=mean(TTs); %Torque total medio, utilizado para el cálculo de la potencia
media
DeltaTTmax=(TTmax-TTmin)/TTmean
Pght=TTmean*omega; %Potencia media de la turbina
etaght=Pght/Pw; %Eficiencia media de la turbina
eta_tsr_TT=[etaght TSR TTmean]; %Entrega de resultados a la función anterior

%Promedio general
TI=UVTIAALFATHETA(:,3)*H/deltah;
THETA=UVTIAALFATHETA(:,6);

%En caso de querer plotear Torque disponible vs theta
% subplot(1,2,1)
% % figure
% plot(THETA*180/pi, TI)
% xlabel('Ángulo azimutal theta [°]')
% ylabel('Torque disponible en el streamtube [Nm]')
% title('Torque disponible vs. theta')

VO=zeros(length(THETA),1)+V_inf;
U=UVTIAALFATHETA(:,1);
V1=UVTIAALFATHETA(:,2);
%En caso de querer plotear los perfiles de velocidades
% figure
% subplot(1,3,2)
% plot(THETA*180/pi, VO)
% hold all
% plot(THETA*180/pi, U)
% hold all
% plot(THETA*180/pi, V1)
% hold off
% title('Perfiles de Velocidad');
% xlabel('Ángulo azimutal theta [°]');
% ylabel('Perfiles de velocidad [m/s]');
% legend('Velocidad de marea', 'Velocidad axial sobre el álabe', 'Velocidad de la
estela')

function theta_TT_h=momentosegunh(h, theta_Ti, H)
%Función que calcula el torque total en una altura h para 6 álabes teniendo el
vector de torque disponible según theta

%Discretización de la hélice
deltateta1=h/H*(2*pi/3); %Diferencia angular entre álabes
deltateta2=2*pi/3-deltateta1;
teta1=-deltateta1/2;

```

```

%Cálculo de torque para cada h
theta_TT_h=[];
vtheta=theta_Ti(:,1);
vTi=theta_Ti(:,2);

for theta2=0:1:180
    theta3=theta2*pi/180;

    beta=mod(theta3+teta1,2*pi);
    if beta>pi
        beta=2*pi-beta;
    end
    T1=interp1(vtheta,vTi,beta);
    if isnan(T1)==1
        T1=0;
    end

    T2=0;
    beta=mod(theta3+teta1+deltateta1,2*pi);
    if beta>pi
        beta=2*pi-beta;
    end
    T2=interp1(vtheta,vTi,beta);
    if isnan(T2)==1
        T2=0;
    end

    beta=mod(theta3+teta1+deltateta1+deltateta2,2*pi);
    if beta>pi
        beta=2*pi-beta;
    end
    T3=interp1(vtheta,vTi,beta);
    if isnan(T3)==1
        T3=0;
    end

    T4=0;
    beta=mod(theta3+teta1+2*deltateta1+deltateta2,2*pi);
    if beta>pi
        beta=2*pi-beta;
    end
    T4=interp1(vtheta,vTi,beta);
    if isnan(T4)==1
        T4=0;
    end

    beta=mod(theta3+teta1+2*deltateta1+2*deltateta2,2*pi);
    if beta>pi
        beta=2*pi-beta;
    end

```

```

end
T5=interp1(vtheta,vTi,beta);
if isnan(T5)==1
    T5=0;
end

T6=0;
beta=mod(theta3+teta1+3*deltateta1+2*deltateta2,2*pi);
if beta>pi
    beta=2*pi-beta;
end
T6=interp1(vtheta,vTi,beta);
if isnan(T6)==1
    T6=0;
end
TT=T1+T2+T3+T4+T5+T6; %Suma da el torque total
if h==0 || h==H
    TT=TT/2;
end
theta_TT_h=[theta_TT_h;theta3 TT h];
end

vtheta2=theta_TT_h(:,1);
vTT=theta_TT_h(:,2);

function theta_TT_h=momentosegunh3(h,theta_Ti,H)
%Función que calcula el torque total en una altura h para 3 álabes teniendo el
vector de torque disponible según theta. Considera que la hélice describe 1/6
de vuelta

%Discretización de la hélice
deltateta1=h/H*(2*pi/3); %diferencia angular entre álabes
deltateta2=2*pi/3-deltateta1;
teta1=-deltateta1/2;

%Cálculo de torque para cada h
theta_TT_h=[];
vtheta=theta_Ti(:,1);
vTi=theta_Ti(:,2);

for theta2=0:1:180
    theta3=theta2*pi/180;

    T2=0;
    beta=mod(theta3+teta1+deltateta1,2*pi);
    if beta>pi
        beta=2*pi-beta;
    end
    T2=interp1(vtheta,vTi,beta);

```

```

if isnan(T2)==1
    T2=0;
end

T4=0;
beta=mod(theta3+teta1+2*deltateta1+deltateta2,2*pi);
if beta>pi
    beta=2*pi-beta;
end
T4=interp1(vtheta,vTi,beta);
if isnan(T4)==1
    T4=0;
end

T6=0;
beta=mod(theta3+teta1+3*deltateta1+2*deltateta2,2*pi);
if beta>pi
    beta=2*pi-beta;
end
T6=interp1(vtheta,vTi,beta);
if isnan(T6)==1
    T6=0;
end

TT=T2+T4+T6; %Torque total
if h==0 || h==H
    TT=TT/2;
end
theta_TT_h=[theta_TT_h;theta3 TT h];
end

vtheta2=theta_TT_h(:,1);
vTT=theta_TT_h(:,2);

function
    u_V1_Ti_a_alfa=torqueentubo(V_inf,TSR,c,deltaH,theta,deltatheta,ALFAS,CD,CL,RE,rho,mu,R,N)
    %Cálculo de torque en cada streamtube, base del método
    if theta==0 || theta==pi
        u_V1_Ti_a_alfa=[V_inf 0 0 0]; %Resultados erróneos para estos casos
    end
    REmax=max(RE); %Límites de número de Reynolds calculables
    REmin=min(RE);

    a_Fx1_Fx2_Ct_Cn_Ur_alfa=[];
    Alfas=ALFAS*pi/180; %Vector de ángulos de ataque en radianes
    ut=TSR*V_inf; %Velocidad tangencial en m/s
    A=deltaH*R*deltatheta*sin(theta); %Área frontal del streamtube en m2

    %Búsqueda secuencial para encontrar el factor a del streamtube
    deltaa=0.01;

```

```

for a=-0.5:deltaa:0.99
    %Cálculo de la velocidad u
    u=V_inf*(1-a);

    %Cálculo del ángulo de ataque
    alfa=atan2(u*sin(theta),u*cos(theta)+ut); %Ángulo alpha
    alfa=mod(alfa,2*pi);
    aoa=mod(-alfa,2*pi); %Verdadero ángulo de ataque

    if isnan(alfa)==1
        continue
    end

    %Cálculo de la velocidad relativa Ur
    Ur=sqrt((u*sin(theta))^2+(u*cos(theta)+ut)^2);

    %Interpolación de CD y CL y obtención de CN y CT
    re=rho*Ur*c/mu; %Cálculo del número de Reynolds local
    if re<REmin %Corrección en caso de no tener data para cierto número de Reynolds
        re=REmin;
    else if re>REmax
        re=REmax;
    end
end
Cd=interp2(Alfas,RE,CD',aoa,re); %Interpolación de Cd y Cl
Cl=interp2(Alfas,RE,CL',aoa,re);
Cn=-Cl*cos(alfa)+Cd*sin(alfa); %Obtención de Cn y Ct según cálculos
aerodinámicos
Ct=-Cl*sin(alfa)-Cd*cos(alfa);

%Fuerza en x obtenida por coefs aerodinámicos
Fx1=0.5*rho*Ur^2*c*deltah*(Cn*sin(theta)-Ct*cos(theta))*N*deltatheta/pi*2;

%Fuerza en x obtenida por cambio de moméntum
if(a<0.4)
    Fx2=0.5*rho*A*V_inf^2*4*a*(1-a);
else %Corrección de Glauert
    Fx2=0.5*rho*A*V_inf^2*(0.86+1.56*(a-0.143)^2);
end

    a_Fx1_Fx2_Ct_Cn_Ur_alfa=[a_Fx1_Fx2_Ct_Cn_Ur_alfa;a Fx1 Fx2 Ct Cn Ur alfa];
    %Almacenamiento de datos
end

Fx1vec=a_Fx1_Fx2_Ct_Cn_Ur_alfa(:,2);
Fx2vec=a_Fx1_Fx2_Ct_Cn_Ur_alfa(:,3);
avec=a_Fx1_Fx2_Ct_Cn_Ur_alfa(:,1);
%Gráfico de deltaFx en función de a en caso de querer revisar correcta elección de
a
% figure

```

```

% plot(avec,Fx1vec)
% hold on
% plot(avec,Fx2vec)
% title('Fx vs. a')
% xlabel(num2str(theta))

%Se escoge el a que minimiza la diferencia entre fuerzas
deltas=abs(Fx1vec-Fx2vec);
[value, index] = min(reshape(deltas, numel(deltas), 1));
[p,q] = ind2sub(size(deltas), index);

%Se evalúan los resultados escogidos
a1=a_Fx1_Fx2_Ct_Cn_Ur_alfa(p,1);
ct=a_Fx1_Fx2_Ct_Cn_Ur_alfa(p,4);
ur=a_Fx1_Fx2_Ct_Cn_Ur_alfa(p,6);
alfa=a_Fx1_Fx2_Ct_Cn_Ur_alfa(p,7);

Ti=0.5*rho*R*ct*c*deltaH*ur^2; %Cálculo del torque instantáneo
if isnan(Ti)==1
    Ti=0;
end
V1=V_inf*(1-2*a1); %Velocidad de estela
u=V_inf*(1-a1); %Velocidad inducida en el streamtube
u_V1_Ti_a_alfa=[u V1 Ti a1 alfa]; %Entrega de datos a la función anterior

```

